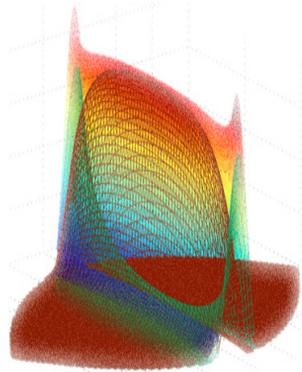


## Mischreibungsberechnung für Druckkammlager ermöglicht rechnerische Abschätzung der Lagerungsverluste in schrägverzahnten Getrieben

Heß, M.

Reicht die Stärke eines hydrodynamischen Schmierfilmes nicht aus, um die rauen Oberflächen realer Kontaktpartner vollständig voneinander zu trennen, kommt es zur Berührung von Rauheitsspitzen. Auf Basis eines Kugel-Kappen-Modells gelingt die rechnerische Abbildung solcher Mischreibungszustände für Druckkammlager. In Kombination mit einer Abschätzung für die in Wälzlagern umgesetzte Verlustleistung lassen sich die gesamten Lagerungsverluste des Getriebesystems bestimmen, wie am Beispiel eines Versuchsgetriebes gezeigt wird.



*Metallic contacts occur between the rough surfaces of hydrodynamic lubricated bearings if the fluid film is not strong enough for total separation. Such mixed-friction-conditions are modelled for thrust cone bearings to predict friction losses. Combined with an estimation for the energy, dissipated in rolling bearings, the bearing losses for an entire gearbox system can be calculated.*

### Anwendung von Druckkammlagern in wälzgelagerten Getrieben

Druckkammlager ermöglichen den direkten Transfer axial ausgerichteter Kräfte zwischen rotierenden Wellen. In mehrstufigen Turboverdichtergetrieben werden sie seit Jahren eingesetzt, um den in die Ritzelwellen eingebrachten Verdichterschub auf die deutlich langsamer rotierende Großradwelle zu leiten und von dieser über ein Axiallager in das Gehäuse abzuführen. Die schnelllaufenden Ritzelwellen können schwimmend gelagert werden und kommen ohne axiale Gehäuselagerung aus. Turboverdichtergetriebe werden typischerweise mit Gleitlagerungen versehen. Aufgrund der hohen Stufenübersetzung ergeben sich erhebliche Energieeinsparungen im Betrieb solcher Getriebe, da sich die Verlustleistung in Axialgleitlagern in etwa proportional zum Quadrat der Differenzgeschwindigkeit zwischen den Kontaktflächen verhält.

Eine weitere Einsatzoption für Druckkammlager ist die Kompensation von Verzahnungsaxialkräften. Bei der Drehmomentübertragung mittels einzelschrägverzahnter Getriebestufen ergeben sich auf deren im Eingriff befindlichen Zahn-

flanken axial ausgerichtete Kräftepaare, die üblicherweise über die Gehäuselagerung der Getriebewellen abgeleitet und anschließend im Gehäuse ausgeglichen werden. Einen Ausgleich „auf kurzem Weg“ ermöglichen Druckkammllager, indem die entgegen gerichteten Komponenten des Verzahnungsaxialkraftpaares in direkter Nachbarschaft zu ihrem Entstehungsort wieder zusammengeführt und ausgeglichen werden. Hierdurch ergibt sich eine Entlastung der umgebenden Getriebekomponenten, da diese keine Axialkraft mehr übertragen müssen. Gelingt infolge der Reduktion ihrer axialen Belastung eine Umstellung der Gehäuselagerung auf leichter laufende Bauformen, lassen sich auch für wälzgelagerte Getriebe zum Teil erhebliche Wirkungsgradsteigerungen erreichen, wie anhand von Messungen an einen Testgetriebe gezeigt werden konnte /1/.

Für den Konstrukteur ergibt sich während der Entwurfsphase die Herausforderung, die zu erwartenden Lagerungsverluste vorauszusagen, um entscheiden zu können, ob sich der Einsatz eines Druckkammllagers für einen konkreten Anwendungsfall lohnt. Bisher bekannte Berechnungsansätze für die Reibung in Druckkammllagern gehen entweder von einem konstanten Reibkoeffizienten aus oder berücksichtigen nur die viskose Reibung in einem voll entwickelten hydrodynamischen Schmierfilm /2/. In /3/ wurde dargestellt, wie sich auf Basis einer solchen Verlustleistungsschätzung mit Hilfe des frei zugänglichen Berechnungstools Bearinx online Easy Friction der Firma Schaeffler die Lagerungsverluste in wälzgelagerten Getrieben prinzipiell vergleichen lassen. Eine am IMW erarbeitete Erweiterung der Schmierungssimulation für Druckkammllager zur Abbildung von Mischreibungskontakten gestattet nun, in Kombination mit einem Berechnungsmodell für Wälzlagerverluste in Abhängigkeit von deren Betriebsituation, die rechnerische Vorhersage der Lagerungsverluste für das gesamte Getriebesystem. Am Beispiel der mit einem Vergleichsgetriebe ausgeführten Messungen für unterschiedliche Lagerungskonzepte (mit und ohne Druckkammllager) lässt sich zeigen, dass sich plausible Zusammenhänge zwischen Modell und experimentell bestimmten Messdaten ergeben.

### **Zur Abbildung von Mischreibungskontakten in Druckkammllagern**

Mischreibungskontakte treten auf, wenn der hydrodynamische Schmierfilm in einer gegebenen Lastsituation nicht ausreichend stark ist, um die technisch rauen Oberflächen der beiden Kontaktpartner vollständig voneinander zu trennen. Es kommt zur direkten Berührung und Verformung von Rauheitsspitzen, in deren Folge zusätzliche Reibungsverluste entstehen.

Zur Abbildung der miteinander interagierenden Oberflächen stehen prinzipiell zwei Ansatzoptionen zur Verfügung (deterministische und statistische). Deterministische Ansätze basieren auf der möglichst genauen Abbildung der Topographien der beiden Kontaktflächen. Bei der modellhaften Annäherung der Flächen lässt sich mit hoher Ortsauflösung berechnen, an welchen Rauheitsspitzen welche Verformungskräfte erzeugt werden. Problematisch ist, dass bereits eine geringe

tangentiale Verschiebung der Oberflächen gegeneinander eine veränderte Kontaktkonfiguration hervorruft und somit andere Rauheitsspitzen in Berührung kommen. Für Kontakte in denen nennenswerte tangentielle Relativbewegungen ausgeführt werden, resultiert hieraus ein erheblicher Berechnungsaufwand. Statistische Ansätze verzichten hingegen auf die ortsgenaue Auflösung von Einzelberührungen im Kontaktgebiet und bilden stattdessen die von der Gesamtheit der auf dem betrachteten Flächenelement auftretenden Berührungen hervorgerufenen Kraftwirkungen ab. Mit einem Kugel-Kappen-Modell, welches bereits von /4/ zur Abbildung von Mischreibungskontakten im Rad-Schiene-System und von /5/ für die Darstellung der Reibzustände im Nocken-Stößel-Kontakt eingesetzt wurde, lassen sich auch für ein Druckkammlager die aus etwaigen Festkörperberührungen resultierenden Reibungseigenschaften abbilden. Das prinzipielle Vorgehen zur Bildung der hierfür erforderlichen Ersatzfläche illustriert Abbildung 1.

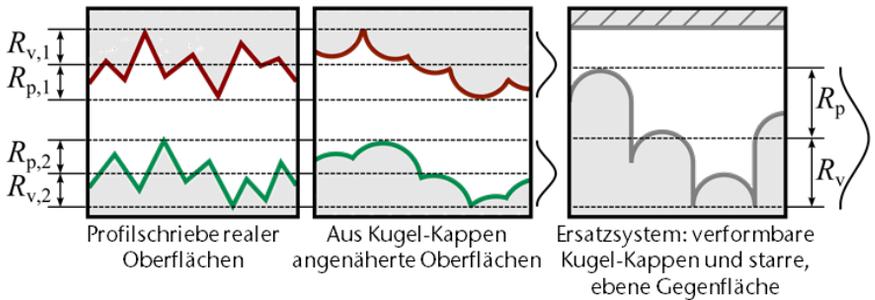


Abbildung 1: Überführung realer Oberflächen in das Kugel-Kappen-Modell nach /4/ und /5/ - Abbildung adaptiert aus /7/

Die Gegebenheiten der realen Bauteiloberflächen werden zunächst messtechnisch erfasst und anschließend auf aus Kugelkappen zusammengesetzte Modellflächen übertragen. Im nächsten Abbildungsschritt werden beide Modellflächen zu einer ebenfalls aus Kugelkappen zusammengesetzten Ersatzfläche überlagert, die in Paarung mit einer ebenen, starren Gegenfläche die Verformungseigenschaften der Kontaktpartner abbilden soll. Wird für die Profilhöhen der Ersatzfläche eine Normalverteilung angenommen, so ergibt sich ebenfalls eine Normalverteilung für die Kuppenspitzen, die jedoch gegenüber der Profilhöhenverteilung etwas nach oben verschoben ist und eine reduzierte Standardabweichung aufweist.

Für eine einzelne Kuppe lassen sich Gesetzmäßigkeiten finden, die einen Zusammenhang zwischen der normal wirkenden Deformationskraft, der sich für den Einzelkontakt ausbildenden Kontaktfläche und ihrer Verformung bilden, wenn diese Kuppe durch die starre Gegenfläche deformiert wird. Anhand der auftretenden Verformungen wird hierbei zwischen rein elastischer, elastisch/ eingeschlossen plastischer und vollplastischer Deformation unterschieden. Ein bestimmtes Integral über der Dichtefunktion der Kuppenspitzen beschreibt den

Anteil der Kuppen, die sich innerhalb des Höhenbereichs der Integrationsgrenzen befinden, an der Gesamtanzahl der Kuppen auf dem betrachteten Flächenelement. Werden die Zusammenhänge von Deformation und Normalkraft mit der Dichtefunktion der Kuppen verknüpft, so ergibt sich unter Berücksichtigung der Kuppengesamtanzahl des Flächenelementes aus dem bestimmten Integral über einem Höhenbereich die Kraftwirkung aller Kuppen, deren Spitzen sich in diesem Bereich befinden. Angewandt auf alle Elemente des Berechnungsgitters lässt sich für ein Druckkammerlager neben der hydrodynamischen auch eine auf Festkörperberührungen zurückzuführende Tragdruckverteilung bestimmen, wie im Titelbild des Artikels und in Abbildung 2 dargestellt.

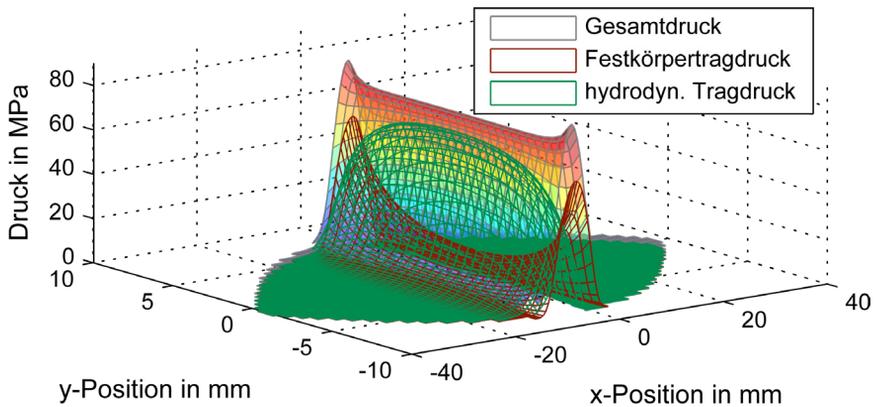


Abbildung 2: Tragdruckverteilung eines Druckkammerlagers im Mischreibungsbereich als Überlagerung (grau) des Festkörpertragdrucks (grün) und der hydrodynamischen Druckverteilung (rot).

Für die Reibungswirkung im Kontakt wird zwischen der fluidischen und der gegebenenfalls auftretenden Festkörperreibung unterschieden. Die fluidische Reibung setzt sich aus viskosen Verlusten im Fluid und einem aus dem Druckaufbau resultierenden Anteil zusammen. Für die Festkörperreibung nennen /6/ vier wesentliche Mechanismen: adhäsionsbedingte Reibung, Reibung infolge plastischer Verformung, Furchung und Verluste durch elastische Hysterese. Letzterer ist für Druckkammeranwendung von untergeordneter Bedeutung, da eine elastische Hysterese bei Werkstoffen mit viskoelastischem Verformungsverhalten (beispielsweise Gummi) auftritt, welche üblicherweise nicht für die Gestaltung von Druckkammerlagern verwendet werden. Auch Furchung wird als relevanter Reibmechanismus ausgeschlossen, da die Laufflächen in der Regel keine derartig hohen Härteunterschiede aufweisen, dass Rauheitsspitzen eines Kontaktpartners in das Material des anderen eindringen und diesen zerfurchen können und harte Partikel im Schmierstoff durch Filterung entfernt werden. Abgebildet werden hingegen Reibungsverluste infolge plastischer Deformation und adhäsionsbedingte Reibung. Letztere entsteht, wenn es zwischen den sich berührenden Spitzen der

metallischen Kontaktflächen zur Ausbildung adhäsiver Bindungen kommt, die für die Ausführung einer tangentialen Relativbewegung getrennt werden müssen. Zur Modellierung dieses Verlustmechanismus wird auf das Scherfestigkeitsmodell nach BOWDEN und TABOR zurückgegriffen. Die Energiedissipation durch (teil-)plastische Verformungen einzelner Rauheitskuppen wird mittels einer Betrachtung der Verformungsenergien abgebildet.

Die anhand von Simulationsrechnungen bestimmte Spaltweite wird als Abstand der Profilmittellinien der beiden rauen Kontaktflächen interpretiert. Im Ersatzmodell ergibt sich dieser als Abstand des Mittelwertes der Höhenverteilung von der nicht deformierbaren Gegenfläche. Als Übergangsspaltweite, bei deren Unterschreitung die Festkörperreibanteile wirksam werden, wird derjenige Abstand von der Profilmitte definiert, bei dem 99,9 % aller Kuppen nicht durch die Gegenfläche berührt werden. Aus den beschriebenen Zusammenhängen werden Kennlinien als Funktionen der Spaltweite abgeleitet, die in die Schmierfilmsimulation eingebunden werden.

Aus den beiden fluidischen und den beiden Festkörperreibanteilen lassen sich gerichtete Scherspannungsverteilungen für das gesamte Kontaktgebiet bestimmen, sodass sich in Kombination mit den örtlich vorliegenden Differenzgeschwindigkeitsvektoren die Verlustleistung des Lagers ergeben. Abbildung 3 zeigt exemplarisch mit diesem Modell errechnete Reibkoeffizienten für Druckkammlager über der Druckkammdrehzahl bei unterschiedlicher Normalkraftbelastung.

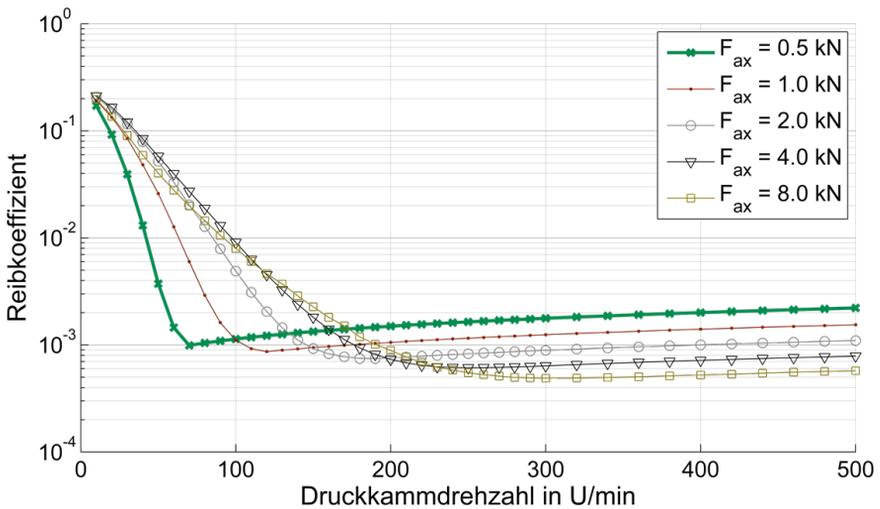


Abbildung 3: Errechnete STRIBECK-Kurven für Druckkammlager gem. /7/

Für alle Verläufe zeigt sich ausgehend von relativ hohen Startwerten zunächst ein Absinken des Reibkoeffizienten, wenn die Lagerdrehzahl gesteigert wird. Nach

dem Überschreiten eines Minimalwertes steigt der Reibkoeffizient wieder moderat an. Dieses Verhalten ist typisch für hydrodynamische Lager und wird als STRIBECK-Kurve bezeichnet. Der Abfall des Reibkoeffizienten zu Beginn der Verläufe wird mit einem zunehmenden hydrodynamischen Druckaufbau und hierdurch abnehmende Festkörperreibung erklärt. Mit steigender Drehzahl nehmen zugleich die viskosen Verluste im Fluid zu, sodass sich bei der sogenannten Übergangsgeschwindigkeit ein Minimum im Reibwert ausbildet. Bei weiterer Steigerung der Drehzahl wachsen die Flüssigkeitsverluste stärker an, als die verbliebenen Festkörperreibungskräfte abnehmen, sodass es zu einem Anstieg des Reibkoeffizienten kommt. Der Vergleich der für unterschiedliche Normalbelastungen berechneten Kurven zeigt, dass sich die Übergangsgeschwindigkeit mit zunehmender Last zu höheren Drehzahlen verschiebt und der Reibkoeffizient im Vollschmierungsbereich abnimmt. Beide Beobachtungen decken sich mit dem Verhalten gewöhnlicher Gleitlager und unterstützen die Plausibilität des durch das Berechnungsmodell dargestellten Reibverhaltens.

### Abbildung der lagerungsabhängigen Verlustleistung in wälzlagerten Getrieben

Die Abbildung der Verluste in den Wälzlagern erfolgt auf Basis des „Four-Source-Model“ welches durch die Firma SKF bereitgestellt wird /8/. Das Modell basiert auf der Vorstellung, dass Verluste in Wälzlagern im Wesentlichen auf vier Ursachen zurückgeführt werden können.

Die Beschreibung des durch ein Wälzlager hervorgerufenen Reibmomentes  $M$  erfolgt durch folgenden Zusammenhang.

$$M = \phi_{sh} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad 1$$

Hierin sind  $M_{rr}$  das Rollreibungsmoment,  $M_{sl}$  das Gleitreibungsmoment,  $M_{drag}$  ein Moment zur Abbildung von Strömungsverlusten bei Ölbad Schmierung und  $M_{seal}$  das durch etwaige Dichtungen des Lagers hervorgerufene Verlustmoment. Der Faktor  $\phi_{rs}$  dient der Abbildung von Schmierstoffverdrängungseffekten, durch den Faktor  $\phi_{sh}$  werden Einflüsse der Schmierstoffdicke abgebildet.

Als Eingangsgrößen werden neben den axialen und radialen Lagerbelastungen sowie dessen Drehzahl, der Schmierstoffviskosität im Betriebspunkt und Beiwerten zur Schmierungsart vor allem Kennwerte zur Lagerbauart und -geometrie benötigt, die sich in /8/ finden. Die Lagerbelastungen lassen sich anhand der Getriebegeometrie und der jeweiligen Betriebssituation rechnerisch als Lagerreaktionskräfte bestimmen. Zu beachten ist, dass die Schmierstoffviskosität von der Temperatur abhängig ist und daher angepasst für die jeweilige Betriebssituation angegeben werden sollte.

Die Verlustleistung eines Wälzlagers ergibt sich als Produkt aus Reibmoment und Winkelgeschwindigkeit. Die Addition der Verlustleistung aller Gehäuselager sowie gegebenenfalls der in Druckkammern umgesetzten Verlustleistung, welche, wie zuvor beschrieben mit Hilfe der Druckkammrsimulation auch im Mischreibungsbetrieb bestimmt werden kann, ergibt die lagerungsabhängige Verlustleistung des Getriebes für den jeweils betrachteten Betriebspunkt.

## Vergleich von Lagerungsvarianten mittels Berechnung und Experiment

In Experimenten wurde die Gesamtverlustleistung eines einstufigen, schrägverzahnten Getriebes in unterschiedlichen Betriebsituationen aufgenommen /1/, um ein Verlustleistungskennfeld erstellen zu können. Die Versuche wurden sowohl mit einem konventionellen Lagerungskonzept basierend auf Kegelrollenlagern, als auch mit einer Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern durchgeführt. Ein Vergleich der gewonnenen Kennfelder zeigt, dass die Gesamtverluste für die druckkammgelagerte Variante geringer ausfallen.

Die aufgenommenen Messdaten werden im Folgenden genutzt, um die Anwendbarkeit einer rechnerischen Bestimmung der Lagerungsverluste für ein solches Getriebe zu demonstrieren. Ausgehend von den aufgezeichneten Betriebsituationen (Torsionsmomente und Drehzahlen am Getriebe) lässt sich nicht nur die Gesamtverlustleistung als Differenz von Antriebs- und Abtriebsleistung berechnen, sondern auf Grundlage der bekannten Getriebegeometrie (Verzahnung, Achsabstand, Stützweite, etc.) können auch die Belastungen für die einzelnen Lagerstellen bestimmt werden. In Wälzlagern hervorgerufene Verlustleistungen lassen sich mit Hilfe des „Four-Source-Model“ abschätzen, die zuvor beschriebene Reibungsrechnung für Druckkammmlager ermöglicht die Bestimmung der in letzterem umgesetzten Verlustleistung.

Abbildung 4 zeigt zunächst die gemessenen Gesamtverlustleistungen für die beiden Getriebearten für vier unterschiedliche Drehzahlen als durchgezogene Linien. Wie aufgrund der in /1/ gezeigten Wirkungsgradkennfelder zu erwarten ist, weist in allen Fällen das Getriebe mit dem konventionellen Lagerungskonzept die höheren Gesamtverluste auf.

Zusätzlich wird in der Abbildung eine Aufteilung der Verlustleistung in einen lagerungsabhängigen und einen lagerungsunabhängigen Anteil vorgenommen und durch eine unterbrochene Linie dargestellt. Die Lage dieser Grenzlinie ergibt sich, indem die rechnerisch bestimmten Verlustleistungen der Wälzlager und des gegebenenfalls vorhandenen Druckkamms von den gemessenen Gesamtverlusten abgezogen werden. Es wird deutlich, dass der lagerungsabhängige Verlustanteil für die konventionelle Getriebe Lagerung ebenfalls deutlich höher ausfällt, als der für die druckkamm-basierte Lagerung bestimmte Anteil.

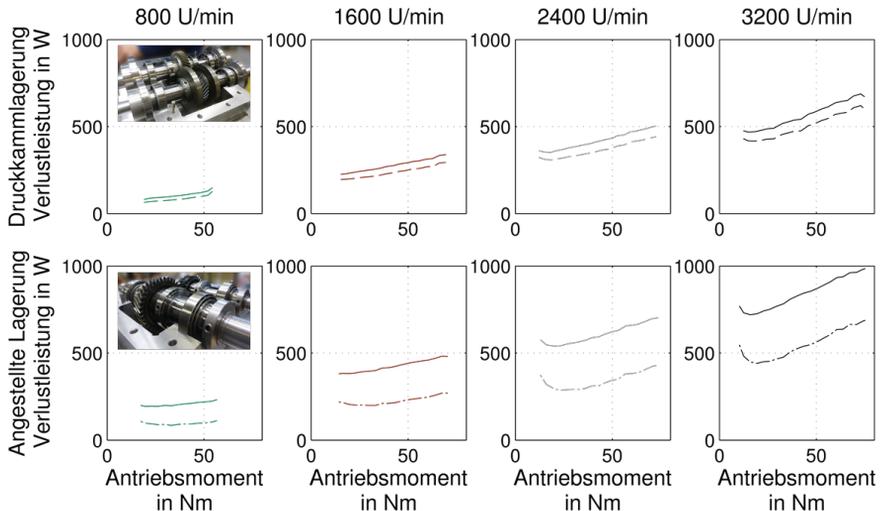


Abbildung 4: Gemessene Verlustleistungen eines Versuchsgetriebes (durchgezogene Linie) mit Druckkamm- (oben) und mit konventioneller Lagerung (unten) für verschiedene Drehzahlen in Abhängigkeit vom Antriebsmoment. Unterbrochenen Linien: rechnerisch bestimmte Grenze zwischen lagerungsunabhängigem (darunter) und lagerungsabhängigen (darüber) Anteil an der Verlustleistung dar. Nach /7/

Abbildung 5 stellt die ermittelten lagerungsunabhängigen Verlustleistungsanteile für beide Lagerungsvarianten in einem Diagramm einander gegenüber. Diese sollten definitionsgemäß unabhängig von der verwendeten Lagerungsart sein und daher theoretisch zusammenfallen. Tatsächlich ergeben sich für alle vier Drehzahlstufen relativ gute Übereinstimmungen der Verläufe, wenn eine verlustleistungsproportionale Entwicklung der Schmierstofftemperatur angenommen wird.

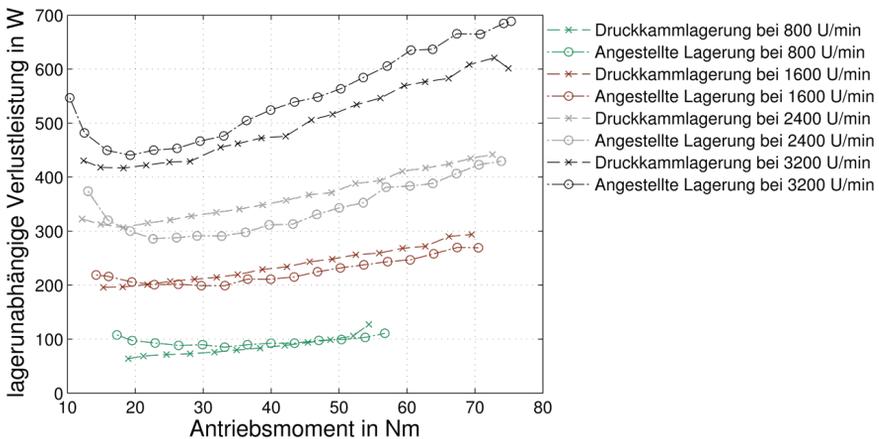


Abbildung 5: Gegenüberstellung der lagerungsunabhängigen Verlustleistungsanteile (nach /7/)

Aus dieser guten Übereinstimmung lässt sich folgern, dass die lagerungsabhängigen Verlustanteile mit den verwendeten Modellen verhältnismäßig gut abgebildet wurden und somit das dargestellte Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Druckkammverluste als valide angesehen werden kann. Hierdurch steht nun ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem bereits in der Entwurfsphase der Einfluss einer Druckkamm Lagerung auf die Gesamtverluste eines Getriebes abgeschätzt werden kann.

## Zusammenfassung

Druckkamm Lager bieten die Möglichkeit, Verzahnungsaxialkräfte direkt an ihrem Entstehungsort auszugleichen, sodass prinzipiell reibungsärmere Wälzlagerbauarten in schrägverzahnten Getrieben eingesetzt werden können, da keine axialen Lasten ins Gehäuse übertragen werden müssen. Einer weitverbreiteten Anwendung von Druckkamm Lager in dieser Anwendungsoption steht neben ihrem gemeinhin geringen Bekanntheitsgrad entgegen, dass Konstrukteure bisher kaum Möglichkeiten haben, das Verhalten derartiger Lager abzubilden und ihre Reibungsverluste zu berechnen. Daher wurde am IMW ein Berechnungswerkzeug entwickelt, welches sowohl rein hydrodynamische, als auch Mischreibungsbedingungen in Druckkamm Lager abbilden kann. Auf Basis eines statistischen Modellierungsansatzes werden die Eigenschaften realer Bauteilaufflächen abgebildet und daraus resultierende Festkörpertraganteile sowie Mischreibungsverluste bestimmt. In Kombination mit einem Verlustleistungsmodell für Wälzlager lassen sich alle lagerungsbedingten Verluste eines Getriebes berechnen, wie am Beispiel von mit einem Versuchsgetriebe aufgenommenen Messdaten vorgeführt wurde.

## Literatur

- /1/ Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Heß, M.: Druckkammerlagerungen: Gesteigerte Effizienz für schrägverzahnte Getriebe; In: Gleit- und Wälzlagerungen 2015: Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung; Schweinfurt, 06. und 07. Mai 2015. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015 (VDI-Berichte, 2257).
- /2/ Barragan de Ling, F. d. M.: Lubrication of thrust cones. Cardiff, University of Wales, Diss., 1993
- /3/ Heß, M.: Beeinflussung der Reibungsverluste in schrägverzahnten Getrieben durch Druckkammerlager. In: Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 39 (2014), 33-44.
- /4/ Engel, S.: Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. Bd. 2002,2: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung: Zugl.: Magdeburg, Univ., Fak. für Maschinenbau, Diss., 2002. Aachen : Shaker, 2002. – ISBN 3832201688
- /5/ Wiersch, Petra: Fortschrittsberichte des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen. Bd. 3: Berechnung thermoelastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung. Aachen : Shaker, 2005. – ISBN 3-8322-4193-0
- /6/ Czichos, H. (Hrsg.) ; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015 – ISBN 978-3-8348-1810-2
- /7/ Heß, M.: Einsatz von Druckkammern zur Effizienzsteigerung von schrägverzahnten Getrieben: TU-Clausthal, Fak. für Mathematik/Informatik und Maschinenbau Diss., voraussichtlich 2018
- /8/ AKTIEBOLAGET SKF: Hauptkatalog: Das Wälzlager-Handbuch für Studenten. Göteborg : SKF Group, 2008. – Druckschrift / SKF 6000/I DE