

Beeinflussung der Reibungsverluste in schrägverzahnten Getrieben durch Druckkammlager

Heß, M.

Druckkammlager kompensieren die bei der Drehmomentübertragung in schrägverzahnten Getriebestufen generierte axiale Kraftkomponente. In gleitgelagerten Getrieben können durch reduzierte Differenzgeschwindigkeiten im Kontakt Reibungsverluste eingespart werden. Das Rechenbeispiel in diesem Artikel soll zeigen, dass sich mitunter auch für wälzgelagerte Getriebe interessante Einsparpotentiale bieten.



The axial force generated during torque transmission in helical gear stages can be compensated by thrust cone bearings. In combination with sliding bearings frictional losses can be reduced due to a reduction of the differential speeds in the contact zone. The calculation example in this article demonstrates interesting saving potentials for transmissions supported by roller bearings.

1 Reibungsverlust in gleitgelagerten Getrieben

Ein wichtiger Vorteil von Druckkammlagerungen gegenüber konventionelleren Lagerungsvarianten ist die potentielle Reduktion der Reibungsverluste in der Getriebelagerung. /1/ beschreibt hierzu, dass bei üblich ausgeführten Druckkämmen die Reibleistung nur etwa 10 % bis 20 % der Reibleistung einer mit axialen Kippsegmentlagern versehenen Ritzelwelle betrage. Auch namhafte Hersteller von Verdichtern sprechen von nennenswerten Wirkungsgradsteigerungen durch die Druckkammlagerung. Die Druckkammlager werden hierbei meist in gleitgelagerten Getrieben mit hohen Übersetzungsverhältnissen verbaut und ersetzt, wie in /1/ beschrieben, das Axialgleitlager auf der Ritzelwelle. Eine analytische Reibungsberechnung ist bisher, insbesondere für Druckkammlager, nicht zuverlässig möglich, numerische Berechnungsansätze liefern nur spezielle Lösungen für einzelne Lastfälle, die jedoch für einen allgemeinen Vergleich ungeeignet sind. Daher wird im Folgenden eine Verlustabschätzung anhand bekannter Einflussgrößen vorgenommen, aus der sich eine Auslegungsgrenze für den sinnvollen Druckkammeinsatz ergeben soll.

1.1 Reibleistung

Leistung, als zeitliche Ableitung einer geleisteten Arbeit, welche wiederum das Wegintegral einer Kraft darstellt, kann, sofern ein statischer Betriebszustand vorliegt, als Skalarprodukt von Kraft und zurückgelegter Wegstrecke bezogen auf das betrachtete Zeitintervall angesehen werden. Angewendet für Reibungsverluste in einem Lager ergibt sich die Leistung hier als zeitliche Ableitung des Skalarproduktes von Reibkraft und Reibweg. Da im statischen Betriebszustand die Reibkraft konstant ist, muss lediglich die zeitliche Ableitung des Reibweges betrachtet werden, die der ebenfalls konstanten Differenzgeschwindigkeit der Kontaktpartner entspricht. Für die Reibleistung gilt somit:

$$P_{Reib} = \frac{\int \vec{F}_{Reib} \cdot d\vec{s}_{Reib}}{dt} = \vec{v}_{diff} \cdot \vec{F}_{Reib} \quad 1.1$$

Da die Vektoren von Differenzgeschwindigkeit und Reibkraft naturgemäß einander entgegengesetzt sind, ergibt sich für ihr Skalarprodukt ein negatives Vorzeichen, welches die Reibleistung als Verlustleistung kenntlich macht.

1.2 Differenzgeschwindigkeit im Axialgleitlager

In einem konventionellen Axialgleitlager entwickelt sich der hydrodynamische Schmierfilm zwischen einer mit der Welle rotierenden Lauffläche und einer in das Gehäuse integrierten Lauffläche. Die Differenzgeschwindigkeit zwischen diesen beiden Kontaktpartnern kann somit als mittlere Bahngeschwindigkeit der Spurscheibe angenommen werden, die sich in Abhängigkeit vom mittleren Reibradius und der Wellendrehzahl ergibt:

$$v_{diff,AGL} = 2\pi \cdot n_{Welle} \cdot r_{m,AGL} = v_{m,AGL} \quad 1.2$$

1.3 Differenzgeschwindigkeit im Druckkammager

Im Druckkammager bestehen die Laufflächen aus zwei Kegelscheiben, die jeweils mit der Winkelgeschwindigkeit ihrer Welle rotieren. Da ein hydrodynamischer Schmierfilmaufbau nur im Überlappungsbereich der beiden Kegelscheiben möglich ist, kann für beide Laufflächen jeweils ein mittlerer Reibradius ($r_{m,1}$, $r_{m,2}$) bestimmt werden,

der sich als mittlerer Abstand des Überlappungsbereiches zur jeweiligen Rotationsachse ergibt. Für die mittleren Bahngeschwindigkeiten ($v_{m,1}$, $v_{m,2}$) der Kontaktpartner gilt somit:

$$v_{m,1} = 2\pi \cdot n_1 \cdot r_{m,1} \quad 1.3$$

$$v_{m,2} = 2\pi \cdot n_2 \cdot r_{m,2} \quad 1.4$$

Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes i_{Get} verknüpft die Wellendrehzahlen bzw. die Wälzkreisradien miteinander:

$$i_{Get} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{wk,2}}{r_{wk,1}} \quad 1.5$$

Die Differenzgeschwindigkeit im Druckkammkontakt kann in Abhängigkeit der genannten Radien und einer Wellendrehzahl beschrieben werden:

$$v_{diff,DK} = 2\pi \cdot n_1 \cdot \left(r_{m,1} - \frac{r_{wk,1}}{r_{wk,2}} \cdot r_{m,2} \right) \quad 1.6$$

Die geometrische Anordnung der betrachteten Radien ist in Abbildung 1 schematisch dargestellt. Über die Versatzstrecke ΔR zwischen dem Wälzpunkt der Verzahnung und dem mittleren Berührungspunkt der Druckkamm Lagerung gelingt die Verknüpfung der Wälzkreisradien mit den mittleren Reibradien:

$$r_{m,1} = r_{wk,1} - \Delta R \quad 1.7$$

$$r_{m,2} = r_{wk,2} + \Delta R \quad 1.8$$

Unter Verwendung der Gleichungen 1.6, 1.7, 1.8 ergibt sich nach einigen Umformungen die Differenzgeschwindigkeit im Druckkamm Lager zu:

$$v_{diff,DK} = -2\pi \cdot n_1 \cdot r_{wk,1} \cdot \left[\frac{\Delta R}{r_{wk,1}} + \frac{\Delta R}{r_{wk,2}} \right] \quad 1.9$$

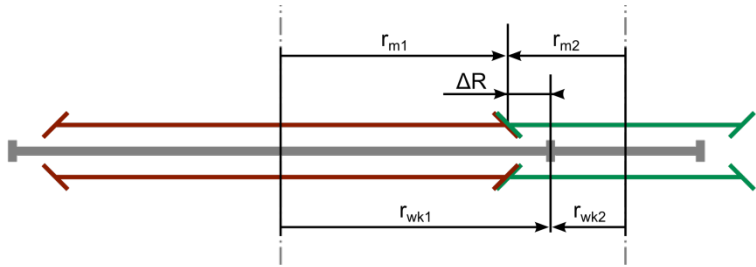


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Wälzkreis- und mittleren Reibradien im druckkammgelagerten Getriebe

Es ist ersichtlich, dass sofern der Abstand ΔR klein gegenüber den Wälzkreisradien wird, nur ein Bruchteil der Wälzgeschwindigkeit als Differenzgeschwindigkeit im Kontakt wirksam ist.

1.4 Vergleich hinsichtlich der Differenzgeschwindigkeit

Da die Gleichungen 1.2 und 1.9 für die Differenzgeschwindigkeit der beiden Lagerungsarten unterschiedliche Radien enthalten, ist ein allgemeiner Vergleich nicht direkt möglich, beide hängen jedoch linear von der Wellendrehzahl ab. Durch die Bildung des Quotienten der Differenzgeschwindigkeitsbeträge lässt sich eine Forderung formulieren, bei deren Erfüllung das Druckkammlager einen geringeren Differenzgeschwindigkeit-Drehzahl-Gradienten aufweist, als das Axialgleitlager¹:

$$1 > \frac{|v_{diff,DK}|}{|v_{diff,AGL}|} = \frac{r_{wk,1} \cdot \left[\frac{|\Delta R|}{r_{wk,1}} + \frac{|\Delta R|}{r_{wk,2}} \right]}{r_{m,AGL}} \quad 1.10$$

Es ergibt sich somit eine Auslegungsgrenze für die Dimensionierung des Klammerausdruckes:

$$\left[\frac{\Delta R}{r_{wk,1}} + \frac{\Delta R}{r_{wk,2}} \right] < \frac{r_{m,AGL}}{r_{wk,1}} \quad 1.11$$

¹ In diesem Fall wird angenommen, dass das betrachtete Axiallager auf der Welle 1 sitzt, es gilt somit: $n_{Welle} = n_1$ – in der Regel wird die Substitution des Axiallagers auf der schnell laufenden Welle (Ritzelwelle) durch ein Druckkammlager angestrebt, der Index 1 bezeichnet dann die Ritzelwelle, der Index 2 die Radwelle.

Typische Getriebe, in denen Druckkammlager bisher zum Einsatz kommen, erfüllen diese Bedingung sehr gut. Insbesondere bei hohen Drehzahlen liegt die Differenzgeschwindigkeit im Druckkammlager damit deutlich unter dem in einem entsprechenden Axiallager auftretenden Wert.

1.5 Reibkraft in hydrodynamischen Lagern

In einem Newton'schen Fluid ergibt sich die auftretende Scherspannung τ als Produkt der dynamischen Viskosität η mit dem Geschwindigkeitsgradienten in Spalthöhenrichtung:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \quad 1.12$$

Nimmt man eine lineare Geschwindigkeitsverteilung über der Spalthöhe an, so kann für eine Abschätzung der Geschwindigkeitsgradienten als Quotient aus der Differenzgeschwindigkeit und der Spalthöhe formuliert werden. Bei einem vollentwickelten hydrodynamischen Schmierfilm ergibt sich die Reibkraft als Flächenintegral der auftretenden Scherspannungen an der relativ bewegten Kontaktfläche:

$$F_{Reib} = \int \tau \, dA = \int \eta \cdot \frac{v_{Diff}}{h} \, dA \quad 1.13$$

Die im Lager auftretende Reibkraft ändert sich mit der Differenzgeschwindigkeit. Ein streng linearer Zusammenhang ist zwar nicht gegeben, da sich mit der Drehzahl (und somit auch mit der auftretenden Differenzgeschwindigkeit) die Spaltweite h ändert, jedoch zeigt die Betrachtung des hydrodynamischen Astes der Stribeckkurve, dass ein solcher linearer Zusammenhang zwischen Reibkraft und Differenzgeschwindigkeit in erster Näherung dennoch unterstellt werden kann.

1.6 Einfluss der Differenzgeschwindigkeit auf die Verlustleistung

Gleichung 1.1 benennt eine Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Differenzgeschwindigkeit und der Reibkraft. Durch den in Abschnitt 1.5 angenommenen quasilinearen Zusammenhang von Reibkraft und Differenzgeschwindigkeit ergibt sich die Näherung, dass die Verlustleistung etwa mit dem Quadrat der Differenzgeschwindigkeit ansteigt. Daher empfiehlt es sich für gleitgelagerte Getriebe, anhand

von Gleichung 1.10 zu überprüfen, mit welchem Lagerungstyp der geringere Differenzgeschwindigkeits-Drehzahl-Gradient zu erwarten ist, denn insbesondere bei hohen Drehzahlen ergeben sich mit diesem deutlich geringere Reibungsverluste.

2 Reibungsverlust in wälzgelagerten Getrieben

Viele im Getriebebau verwendete Wälzlagertypen können sowohl radiale als auch axiale Lasten aufnehmen. Ob ein Lager als Fest- oder Loslager wirkt, hängt daher meist von der Gestaltung der Umgebungskonstruktion ab. Würde die Verzahnungsaxialkraft durch eine zusätzliche Druckkammerlagerung direkt an ihrem Entstehungsort kompensiert, hätte dies eine Entlastung des als Axiallager verwendeten Lagers zur Folge, wodurch dort auftretende Reibung reduziert würde. Wichtiger noch erscheint die Tatsache, dass der Axialkraftausgleich auch die Verwendung von Lagern gestattet, die geringere Reibungsverluste besitzen, aber unter axialer Beanspruchung nicht einsetzbar wären.

Zur Illustration dieser Möglichkeit wird im Folgenden ein Modellgetriebe betrachtet, in dessen Varianten beim selben Betriebspunkt unterschiedliche Lagerungsarten zum Einsatz kommen. Für eine schnelle Berechnung der in den Wälzlagern auftretenden Reibungsverluste kommt die Berechnungssoftware Bearinx online Easy Friction der Firma Schaeffler zum Einsatz.

2.1 Getriebemodell als Rechenbeispiel

Das für das Rechenbeispiel angenommene Getriebe bestehe in seiner ersten Variante aus einer schrägverzahnten Stirnradstufe, deren Wellen jeweils durch ein Paar Kegelrollenlager in O-Anordnung abgestützt werden, wie in Abbildung 2 dargestellt. Die ausgewählten Kegelrollenlager eignen sich zur Aufnahme hoher Axiallasten, für die Reibungsberechnung wird zunächst davon ausgegangen, dass diese ohne axiale Vorspannung montiert wurden.

Ein Nachteil von Kegelrollenlagern liegt in ihrer verhältnismäßig hohen Reibung. Deutlich günstiger hinsichtlich der zu erwartenden Reibung wäre daher ein, wie in Abbildung 3 skizziertes Getriebe, welches mit einer Fest-Los-Lagerung aus Rillenkugellagern ausgestattet wird. Ungünstig an dieser Getriebevariante ist allerdings, dass die als Festlager eingesetzten Rillenkugellager durch die aufzunehmende Axialkraft stark belastet werden.

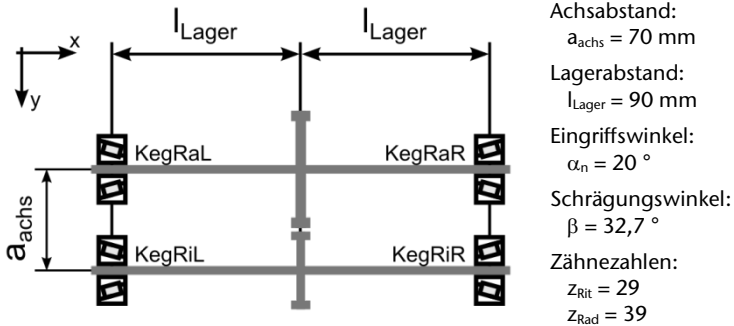


Abbildung 2: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 1 mit angestellter Kegelrollenlagerung und angenommenen Berechnungseingangsdaten

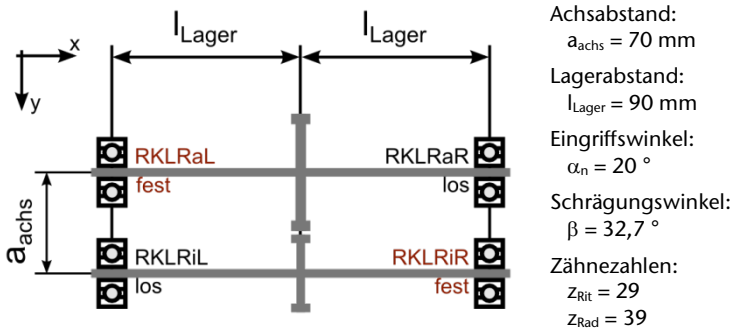


Abbildung 3: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 2 mit Rillenkugellagern in Fest-Los-Lageranordnung

Die dritte zu betrachtende Getriebeversion besitzt eine zusätzliche Druckkammerlagerung. Diese kompensiert die in der Schrägverzahnung generierte Axialkraft direkt an Ihrem Entstehungsort. Hierdurch ergibt sich erstens im angenommenen Lastfall keine Axialbelastung für die übrigen Lager und zweitens entfällt das durch den exzentrischen Lastangriff erzeugte Biegemoment in den Getriebewellen, wodurch auch die radialen Belastungen der Lager ausgeglichener werden.

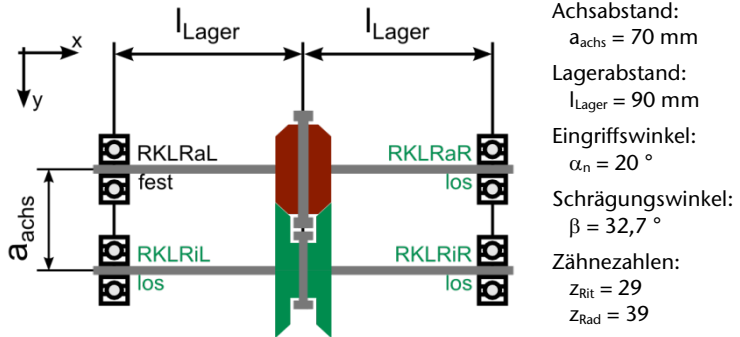


Abbildung 4: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 3 mit Rillenkugellagern und Druckkammlagerung. Das einzige Festlager dieser Variante dient lediglich als Führungslager, eine axiale Belastung aus der Verzahnung erfolgt nicht.

Wie aus den Abbildungen zu erkennen ist, ändern sich zwischen den drei Varianten lediglich die verwendeten Lagerungen. Sämtliche anderen Einflussgrößen bleiben unverändert.

2.2 Lastsituation und Berechnungseingangsdaten

Angenommen wird, dass das Getriebe mit einer Antriebsleistung von 15 kW bei einer Radwellendrehzahl von 3000 U/min betrieben wird. Hierbei ergeben sich die in Tabelle 1 dargestellten Verzahnungskräfte und Biegemomente, welche in die Getriebewellen eingeleitet werden. Die Drehzahl der Ritzelwelle ergibt sich in Folge des Übersetzungsverhältnisses in diesem Betriebspunkt zu 4034,5 U/min.

Tabelle 1: Beanspruchungen für das Modellgetriebe bei einer Antriebsleistung von 15 kW und einer Radwellendrehzahl von 3000 U/min

Beanspruchung:	Radwelle:	Ritzelwelle:
Verzahnungsaxialkraft*:	-1026,8 N	1026,8 N
Verzahnungsumfangskraft:	-1599,4 N	1599,4 N
Verzahnungsradialkraft:	-753,7 N	753,7 N
Moment der Verzahnungsaxialkraft*:	61,3 Nm	41,2 Nm

*Entfällt für Druckkammlagerung wegen direkter Axialkraftkompensation

Zur Berechnung der Reibungssituation wird auf Standardwälzlager zurückgegriffen. Für alle drei Getriebevarianten sollen dieselben geometrischen Voraussetzungen gelten, weshalb auch die Durchmesser im Bereich der Lagersitze und die Außendurchmesser der Lager nicht modifiziert werden. Es wird eine Lagertemperatur von 50 °C und eine Gehäusetemperatur von 40 °C angenommen. Als weitere Berechnungsannahme wird davon ausgegangen, dass die Schmierung der Lager mit einem Öl der Viskositätsklasse ISO-VG100 erfolgt und jeweils der untere Wälzkörper eines Lagers bis zur Hälfte im Ölbad steht.

2.3 Ergebnisse

Tabelle 2 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Lagerberechnungen für die drei Getriebevarianten zusammen.

Ein Vergleich der Getriebevarianten 1 und 2 lässt wie prognostiziert eine deutliche Reduktion der Verlustleistung durch den Wechsel der Lagerbauart zu erkennen (von 501,69 W für Variante 1 auf 94,91 W für Variante 2), allerdings tritt auch die vorhergesagte Reduktion der erreichbaren Lebensdauer für die als Festlager eingesetzten Rillenkugellager ein. Mit einer Lebensdauer von 1674 Stunden bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % gemäß DIN ISO 281 überstünde diese Lagerungsvariante beispielsweise im achtstündigen Schichtbetrieb keine 200 Tage, was für viele Anwendungen unzureichend ist.

In Variante 3 sinkt die errechnete Verlustleistung in den Lagern auf 60,09 W – es ist jedoch zu beachten, dass in dieser Summe die Reibungsverluste aus der Druckkamm Lagerung nicht berücksichtigt sind. Mit dem am IMW entwickelten Druckkamm Berechnungsalgorithmus /2,3/ kann für ein entsprechendes Druckkamm Lager die Spaltweiten- und Differenzgeschwindigkeitsverteilung berechnet werden. Über den Newton'schen Schubspannungsansatz (Gleichung 1.12) kann damit die hydrodynamische Verlustleistung im Druckkamm Lager abgeschätzt werden (siehe Gleichungen 1.1 und 1.13). Für den angenommenen Lastfall ergäbe sich eine rechnerische Verlustleistung von ca. 40 W. Die Gesamtverlustleistung für Variante 3 stiege damit auf ungefähr 100 W und läge damit etwa im Bereich der Verluste von Variante 2. Die Lagerlebensdauer steigt jedoch auf 19778 Stunden, was fast einer Steigerung um den Faktor 11,8 entspricht.

Tabelle 2: Ergebnisse der Lagerberechnung für die betrachteten Lagerungsvarianten

Variante	Lager	Bauart	Verlustleistung	Lebensdauer
Variante 1: angestellte Kegel- rollen- lagerung	KegRaL	32007	61,47 W	> 1000000 h
	KegRaR	32007	204,93 W	151682 h
	KegRiL	32205	179,48 W	44919 h
	KegRiR	32205	55,81 W	982043 h
	<i>Summe</i>	-	<i>501,69 W</i>	-
Variante 2: Rillen- kugellager als Fest- /Los-Lager	RKLRaL	6007	33,01 W	2750 h
	RKLRaR	6007	14,84 W	61228 h
	RKLRiL	6205	13,67 W	29267 h
	RKLRiR	6205	33,39 W	1674 h
	<i>Summe</i>	-	<i>94,91 W</i>	-
Variante 3: Rillen- kugellager mit Druck- kamm- lagerung	RKLRaL	6007	14,87 W	39503 h
	RKLRaR	6007	14,87 W	39504 h
	RKLRiL	6205	15,18 W	19778 h
	RKLRiR	6205	15,17 W	19778 h
	<i>Summe</i>	-	<i>60,09 W</i>	-

Im Rechenbeispiel würden die Reibungsverluste des ursprünglich mit angestellten Kegelrollenlagern versehenen Getriebes durch den Wechsel auf eine Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern um etwa 80 % reduziert. Während die Reibungsverluste in den Lagern zuvor 3,3 % der Antriebsleistung betragen, sinken sie durch die Druckkamm Lagerung auf etwa 0,7 %. Geht man davon aus, dass übrige Verlustkomponenten (Planschverluste der Verzahnung, Reibung in Dichtelementen etc.) für alle Varianten konstant bleiben, steigt der Wirkungsgrad des Getriebes durch die veränderte Lagerung im betrachteten Betriebspunkt um 2,6 %. Die Auswirkungen werden noch stärker, wenn man berücksichtigt, dass bereits eine geringe Verspannung der Kegelrollenlager gegeneinander eine deutliche Steigerung ihrer Reibungsverluste hervorruft.

Auch wenn die hier vorgestellten Werte lediglich auf Berechnungen basieren und daher naturgemäß gewissen Abweichungen gegenüber der Realität unterliegen, illustrieren sie doch eindrucksvoll, dass die Druckkamm Lagerung auch für wälzgelagerte Getriebestufen nen-

nenswerte Effizienzsteigerungen erbringen kann. Im Gegensatz zur Verwendung in gleitlagelagerten Getrieben ergibt sich diese Steigerung jedoch nicht durch die Substitution eines Lagerungselementes durch den Druckkamm, sondern durch die Erweiterung des Anwendungsbereiches effizienterer und energiesparenderer Lagerungsbaarten.

3 Ausblick

Da Druckkamm Lager in wälzgelagerten Getrieben bisher kaum Anwendung finden, aber auch dort nennenswerte Wirkungsgradsteigerungen erreicht werden können, gilt es, deren Anwendbarkeit für diese Getriebeart weiter zu untersuchen. Kurzfristig ist der Nachweis der prinzipiellen Einsetzbarkeit mit einem vergleichsweise einfachen Getriebe zu demonstrieren, welches sowohl mit, als auch ohne Druckkamm Lagerung betrieben werden kann. Im Lauf der Arbeiten, die am IMW im Rahmen der zweiten Phase des DFG-Schwerpunktprogrammes 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ durchgeführt werden sollen, ist der Aufbau eines Vergleichsgetriebes vorgesehen, an dem umfangreichere Wirkungsgradmessungen vorgenommen werden sollen. Von Interesse ist hierbei einerseits der Einfluss verschiedener Druckkammgestaltungsparameter auf die Getriebeeffizienz, andererseits soll durch zusätzliche Messtechnik auch der maschinendynamische Einfluss der Druckkamm Lagerung auf das Gesamtsystem Getriebe erfasst werden.

4 Zusammenfassung

Die dargestellten Modelle beschreiben den Einfluss der Druckkamm Lagerung für die Anwendung in gleit- und in wälzgelagerten schrägverzahnten Getrieben. Während sich für erstere basierend auf analytischen Überlegungen eine geometrische Grenze für die sinnvolle Anwendbarkeit von Druckkamm Lagerungen ergibt, wird für letztere eine Bilanzrechnung für unterschiedliche Lagerungskonzepte aufgestellt. Basierend auf dieser Bilanzrechnung zeigt sich, dass die Druckkamm Lagerung auch für diese Getriebeart ein bisher kaum genutztes Verbesserungspotential hinsichtlich reibungsoptimierter Lagerungsgestaltung bietet.

5 Literatur

- /1/ Langer, H.: Hydrodynamische Axialkraftübertragung bei Wellen schnellaufender Getriebe. In: Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau * Band 34 (1982) Heft 12, Seite 473-478
- /2/ Thoden, D.: Genaue Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkammauslegung. In: Institutsmitteilung Nr. 34 (2009), Seite 115-118
- /3/ Lohrengel, A.; Heß, M.: Druckkamlagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben. TU Clausthal, Technical Report Faculty 3, ISSN 1869-8018, Fac3–14-01. http://www.fakultaeten.tu-clausthal.de/fileadmin/fakultaet3/Technical_Reports/TR_FAC3-1401.pdf