



Experimentelle Ermittlung der Ölströmung in tauchgeschmierten Schneckengetrieben

Philipp Norgauer¹ · Laura Grunewald² · Lena Priester³ · Jens Heilemann³ · Michael Hein⁴ · Karsten Stahl⁴

Eingegangen: 24. Juli 2019 / Angenommen: 21. Januar 2020 / Online publiziert: 6. Februar 2020
© Der/die Autor(en) 2020

Zusammenfassung

Schneckengetriebe finden sich in verschiedenen Anwendungen als Stell- und Leistungsgetriebe. Aufgrund der Realisierbarkeit einer hohen Übersetzung bei kleinem Bauraum ermöglichen sie effiziente und kompakte Antriebskonzepte, auch bei sicherheitskritischen Anwendungen, da sie selbsthemmend ausgeführt werden können.

Im Betrieb von Getrieben ergeben sich Verluste, welche zum einen in der Verzahnung, zum anderen durch andere Maschinenelemente wie Lager- oder Dichtungen entstehen. Diese Verluste werden größtenteils in Form von Wärme an das Getriebeöl abgegeben, welches sie wiederum an das Gehäuse abgibt. Im Betrieb wird das Öl im Gehäuseinneren in Bewegung versetzt, sodass ein Wärmetransport in Form von Konvektion erfolgt. Es entstehen komplexe Strömungen im Gehäuseinneren. Die Ausprägung dieser Strömungen bestimmt maßgeblich den thermischen Betriebspunkt und hat damit auch Einfluss auf Wirkungsgrad und Tragfähigkeit des Getriebes.

In diesem Artikel werden die Ergebnisse von Untersuchungen zur Ölsumpfstömung vorgestellt. Hierfür wurde das Gehäuse eines Serienschneckengetriebes mit durchsichtigen Deckeln adaptiert, sodass die im Betrieb des Getriebes auftretende Ölströmung erfasst werden konnte. Über verschiedene Versuchspunkte wurden die entstehenden Strömungen dokumentiert. Anschließend wurden die Versuchsdaten mit Strömungsmodellen der Literatur abgeglichen, sodass mit dieser Veröffentlichung erste Beschreibungsansätze für die im Betrieb vorliegende Ölströmung in tauchgeschmierten Schneckengetrieben vorgestellt werden.

✉ Philipp Norgauer
norgauer@fzg.mw.tum.de

¹ Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau FZG, TU München, München, Deutschland

² Fakultät für Maschinenwesen, TU München, München, Deutschland

³ CAVEX® GmbH & Co. KG, Tübinger Straße 2, 72131 Ofterdingen, Deutschland

⁴ Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau FZG, TU München, München, Deutschland

Experimental determination of the oil flow in dip lubricated worm gear drives

Abstract

Worm gears are used in various applications such as actuators or power transmissions. Due to the feasibility of a high gear ratio in a small assembly space, they enable efficient and compact drive concepts, even in safety-critical applications, since they can be designed to be self-locking.

During the operation of gearboxes, losses occur which are caused on the one hand by toothing and on the other hand by other machine elements such as bearings or seals. Most of these losses are transferred in the form of heat to the gear oil, which itself transfers them to the housing. During operation, the oil inside the housing is set in motion so that heat transport takes place in the form of convection. Complex flows occur inside the housing. The characteristics of these flows significantly determine the thermal operating point, thus also influence the efficiency and load carrying capacity of the gearbox.

This article presents the results of oil sump flow investigations. For this purpose, the housing of a series worm gearbox was adapted with transparent covers so the oil flow occurring during operation of the gearbox could be recorded. Subsequently, the experimental data was compared with existing flow models, so that this publication presents an initial calculation approach for the oil flow of worm gear drives with dip lubrication.

1 Einleitung

Schneckengetriebe finden sich in verschiedenen Anwendungen als Stell- und Leistungsgetriebe. Aufgrund der Realisierbarkeit einer hohen Übersetzung bei kleinem Bau- raum ermöglichen sie effiziente und kompakte Antriebs- konzepte, auch bei sicherheitskritischen Anwendungen, da sie selbsthemmend ausgeführt werden können. Die Trag- fähigkeit sowie der Wirkungsgrad wird maßgeblich durch den Schmierfilm im Zahnkontakt beeinflusst. Dieser ist wiederum von der thermischen Entwicklung während des Betriebs abhängig. Bei tauchgeschmierten Getrieben ist der Wärmetransport aus dem Zahnkontakt weitgehend von der sich ausbildenden Strömung im Ölsumpf abhängig. Im Folgenden werden Ergebnisse hierzu vorgestellt.

2 Stand der Technik

Im Betrieb von Schneckengetrieben ergeben sich Verluste, welche zum einen in der Verzahnung, zum anderen durch andere Maschinenelemente wie Lager- oder Dichtungen entstehen. Diese Verluste werden größtenteils in Form von Wärme an das Getriebeöl abgegeben, welches sie wiederum an das Gehäuse abgibt [2, 3]. Durch das Ein- und Austauschen der Verzahnung in den Ölsumpf wird das Öl in Bewegung versetzt, sodass ein Wärmetransport in Form von Konvektion erfolgt. Es entstehen komplexe Strömungen im Gehäuseinneren.

Aufgrund des hohen Gleitanteils im Zahnkontakt kommt es bei Schneckengetrieben in der Regel zu höheren Temperaturen als bei Stirnradsätzen. Aus diesem Grund bilden die Schmierungsart und die richtige Schmierstoffauswahl einen entscheidenden Faktor für die Lebensdauer des Getriebes. Die erste Hauptaufgabe des Schmierstoffs ist die Trennung

beider Zahnflanken durch einen Schmierfilm, um den Wirkungsgrad zu steigern und Schäden wie Verschleiß zu vermeiden [12]. Die zweite Hauptaufgabe des Schmierstoffs ist die Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt [12]. Tauchschmierung wird als einfachste Art der Schmierung angesehen, wobei nach Laupheimer [7] die Parameter, welche in Abb. 1 dargestellt sind, für die betriebssichere Anwendung der Tauchschmierung zu beachten sind.

Gemäß der Gesellschaft für Tribologie e. V. [1] stellt der Ölabschleuderwinkel φ einen Schlüsselfaktor für die Anwendungsgrenzen der Tauchschmierung dar. Der Abschleuderwinkel ist der Winkel zwischen dem Berührungspunkt des Zahnrades mit dem Ölbad und dem Wälzpunkt. Er wird bestimmt durch die Einbaulage und die Drehrichtung des Getriebes. In Abb. 2 ist der Ölabschleuderwinkel φ in Abhängigkeit der Einbaulage, der Eintauchtiefe e im Stillstand und der Drehrichtung exemplarisch für Schneckenradverzahnungen dargestellt.

Besonders günstig ist laut [1] ein möglichst kleiner Öl- abschleuderwinkel. Bei großen Abschleuderwinkeln besteht

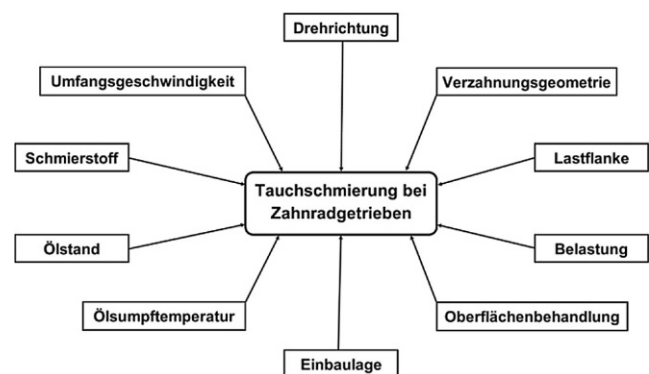
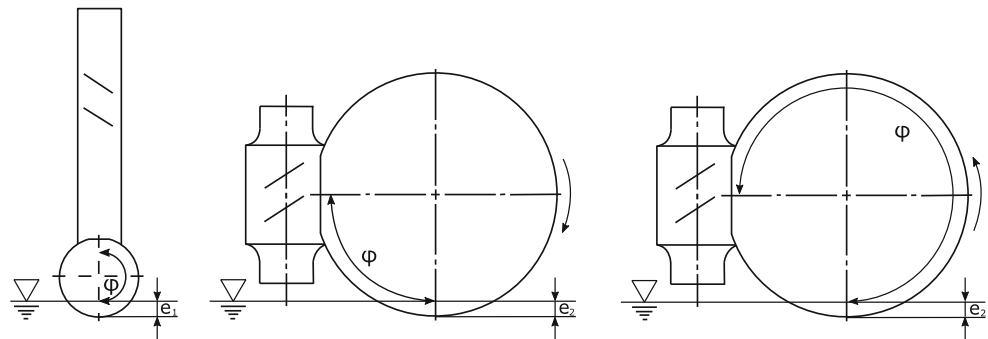


Abb. 1 Anwendungsgrenzen der Tauchschmierung gemäß [7]

Abb. 2 Ölabschleuderwinkel φ für ein Schneckengetriebe



die Gefahr, dass sich Schnecke und Schneckenrad von Öl freischleudern und so kein Öl in den Zahneingriff gelangt.

Untersuchungen zu Ölströmungen in Getrieben wurden bisher in erster Linie an geradzahnten Stirnrädern durchgeführt. So zeigt Otto [14] den Einfluss unterschiedlicher Schmierzustände auf die Tragfähigkeit und den Wirkungsgrad von Stirnrädern. Liu [8–10] führt CFD Simulationen bei geradzahnten Stirnrädern durch und validiert diese mit Versuchen. Aufgrund des abweichenden Aufbaus ist die Ölströmung von Schneckengetrieben nur bedingt mit der von Stirnradgetrieben vergleichbar. Die durchgeführten Arbeiten an Stirnrädern geben jedoch Aufschluss auf relevante Einflussparameter. Zur Ölströmung in Schneckengetrieben liegen bisher noch keine hinreichenden Darstellungen und Erkenntnisse in der Fachliteratur vor.

Auf Basis der oben dargestellten Erkenntnisse des Standes der Technik, ist eine Beurteilung der Ölsumpfströmung von Schneckengetrieben kaum möglich. Daher wurde dies im Rahmen einer Semesterarbeit [4] bei der Firma CAVEX® GmbH & Co. KG experimentell untersucht. Das Ziel der Arbeit war die Erweiterung des Wissensstandes mittels Versuchsergebnissen und daraus abgeleiteten Beschreibungsmodellen.

3 Vorgehen, versuchstechnischer Ansatz

Allgemein sind für die Beschreibung der Ölströmung von Getrieben drei Ansätze möglich: 1. experimentell, 2. analytisch oder 3. computergestützt durch Simulationen.

Quantitative experimentelle Untersuchungen sind oft teuer und messtechnisch sehr aufwendig. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine qualitative experimentelle Beschreibung gewählt. Schmieröle neigen zur Schaumbildung; Somit handelt es sich bei der Strömung nicht um eine reine Ölströmung, sondern um ein Zweiphasen-Gemisch aus Öl und Luft. Das Zweiphasen-Gemisch liegt im Getriebe in unterschiedlichen Strömungsformen vor [6]. Die Luftbläschen dienen bei den Untersuchungen als Tracer-Partikel. Die Trajektorien der Bläschen werden durch Langzeitbelichtung sichtbar. Nach Moshhammer [11] und Hartono [5] stellt diese Methode einen guten Ansatz für erste grundlegende Untersuchungen der Ölströmung dar.

In Abb. 3 ist die Position einer Luftblase im Ölsumpf zu verschiedenen Zeitpunkten zu sehen.

Zum Zeitpunkt t_1 befindet sich die durch den gelben Kreis markierte Luftblase oberhalb des Zahneingriffs. Zum Zeitpunkt t_2 hat sich die Luftblase bereits etwas vom Zahneingriff entfernt. Sie bewegt sich dann weiter entlang des Schneckenrads, wie die Position zum Zeitpunkt t_3 zeigt. Durch den Vergleich der einzelnen Positionen der Luftblase zu den unterschiedlichen Zeitpunkten kann die Bahn dieser Luftblase im Ölsumpf nachvollzogen werden.

4 Prüfstandsaufbau

Die Untersuchungen wurden mit einem adaptierten Prüfstand bei der Firma CAVEX® GmbH & Co. KG durchgeführt. Der Prüfstandsaufbau ist in Abb. 4 dargestellt. Beim

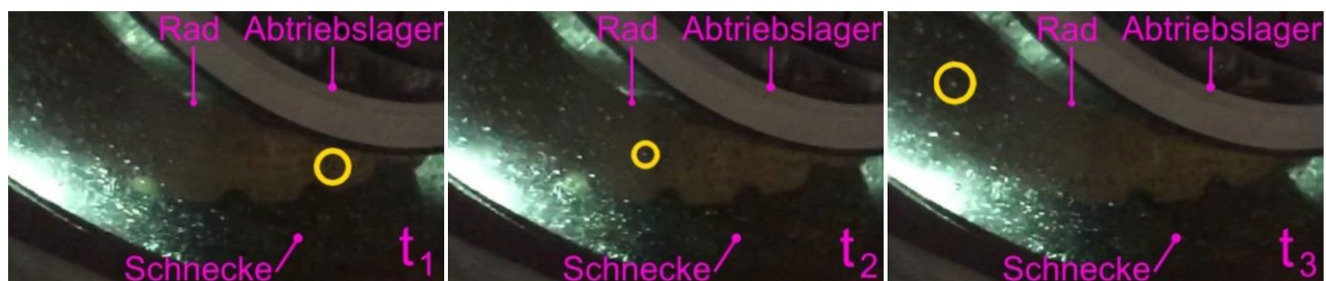


Abb. 3 Position einer Luftblase zu den Zeitschritten t_1 , t_2 und t_3

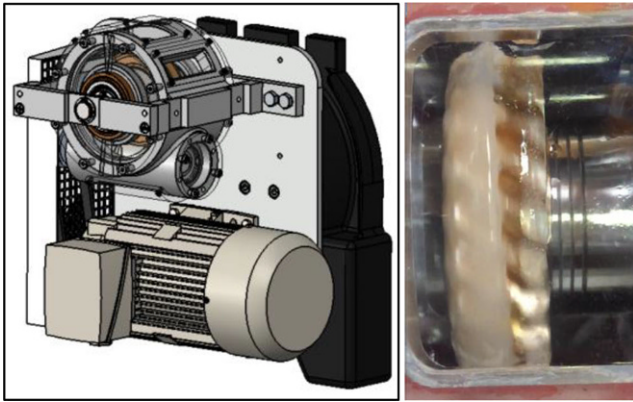


Abb. 4 Prüfstands-aufbau und exemplarische Ölströmung

getesteten Serienschneckengetriebe handelt es sich um ein CAVEX®compact-Getriebe. Das Getriebegehäuse ist mit transparenten Deckeln und Gehäuseteilen bei unveränderter Innenkontur ausgeführt, sodass der Innenbereich des Getriebes vollständig beobachtet werden kann.

Dadurch kann die Ölströmung im Getriebe bei variierenden Parametern wie Drehzahl, Einbaulage, Ölviskosität beobachtet werden. Basierend auf Videoaufnahmen erfolgt eine detaillierte visuelle Auswertung der Ölströmung im Getriebe, wie sie in Absatz 3 beschrieben ist. Der Antrieb erfolgt über einen Elektromotor, welcher über einen Riemen mit der Schnecke verbunden ist. Der Betrieb erfolgt lastfrei, da die Ölströmung im Wesentlichen lastunabhängig ist.

5 Prüfprogramm

Die wesentlichen Daten der untersuchten Verzahnung sind in Tab. 1 dargestellt.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden unterschiedliche Einbaulagen der Schneckengetriebe, wie sie auch in der Praxis zu finden sind, untersucht. Die unterschiedlichen Einbaulagen sind in Abb. 5 dargestellt. Für jede der 6 Einbaulagen wurden wiederum mehrere praxisrelevante Ölstände (Nr. 1–4) untersucht.

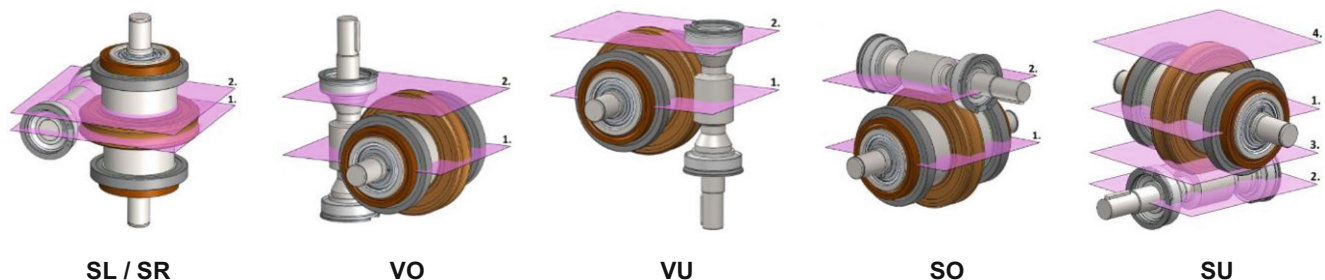


Abb. 5 Einbaulagen und Ölstände

Tab. 1 Daten der Prüfverzahnung

Flankenform	ZC
Steigungsrichtung	Rechts
Achsabstand a /mm	80
Zähnezahlverhältnis z_1/z_2	6/31
Normalmodul m_n /mm	3,88

Die Versuche wurden mit Polyglykol unterschiedlicher Viskositäten durchgeführt. Es wurden die Viskositäten ISO VG 32, 220 und 1000 verwendet. Hierbei stellt das Öl mit ISO VG 220 eine übliche Viskosität für die industrielle Anwendung dar. Für die Darstellung der Veränderungen der Strömung bei höheren Ölsumpfemperaturen wird ein Öl der Viskositätsklasse ISO VG 32 verwendet, da dieses der Viskosität des PG 220 bei 100 °C am nächsten kommt. Weiter wird ein Polyglykol mit ISO VG 1000 untersucht.

Aus den Versuchsparametern ergibt sich die in Tab. 2 dargestellte Versuchsmatrix. Es wurden die markierten Parameterkonstellationen im Versuch geprüft.

Die Versuche wurden bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Die Drehzahlen sowie die resultierenden Umfangsgeschwindigkeiten an Schnecke und Schneckenrad sind in Tab. 3 angegeben.

Die Drehrichtung wird, je nach Einbaulage, den Ölab-schleuderwinkel vergrößern oder verkleinern. Darüber hinaus wird durch eine Änderung der Drehrichtung die Strömung umgekehrt.

6 Ergebnisse

Die Prüfstandsversuche wurden, wie in Abschn. 3 beschrieben, qualitativ ausgewertet und in Schaubilder, wie in Abb. 6 dargestellt, übertragen. Folgend sind exemplarische Versuchsergebnisse gezeigt.

6.1 Ergebnisse zum Drehzahleinfluss

Die Ergebnisse zum Einfluss der Antriebsdrehzahl $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ auf die Ölsumpfströmung ist in Abb. 6 dargestellt.

Tab. 2 Versuchsmatrix

Einbau- lage	PG 32				PG 220				PG 1000			
	Ölstand				Ölstand				Ölstand			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
SL	-	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-
SR	-	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-
VO	X	X	-	-	X	-	-	-	-	-	-	-
VU	X	X	-	-	X	-	-	-	X	-	-	-
SO	-	X	-	-	X	X	-	-	X	-	-	-
SU	-	X	-	-	X	X	X	X	-	X	-	-

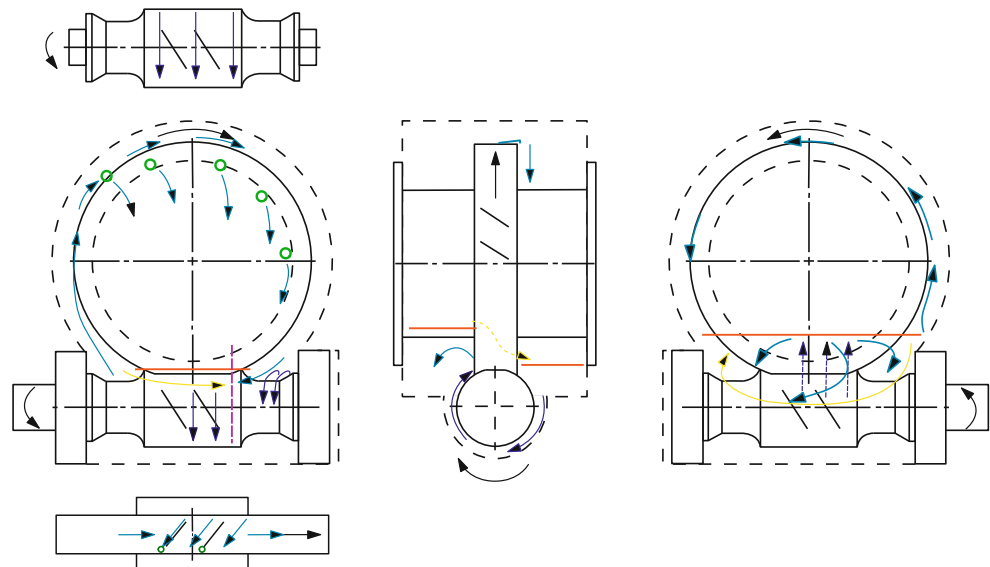
Gezeigt sind die Ergebnisse bei Einbaulage mit unten liegender Schnecke. Diese wurden mit einem Öl der Viskosität ISO VG 220 und einem Ölstand auf der Einfüllhöhe 3 betrieben.

Um die Schnecke herum bildet sich eine reine Umfangsströmung aus. Dabei wird das Öl entsprechend der Drehrichtung der Schnecke von der rechten Seite zur linken Seite gefördert. Dadurch senkt sich der Ölstand auf der rechten Seite ab und auf der linken Seite wird er erhöht. Aufgrund des unterschiedlichen Ölstandes bildet sich eine Strömung von der hohen zur niedrigeren Ölstandsseite aus. Auf der linken Seite blockiert das Schneckenrad die Umfangsströmung. Das Öl wird aus den Schneckengängen verdrängt und strömt in Richtung des Deckels. Nahe dem Schneckenrad wird das Öl in Bewegung versetzt und fließt in gleicher Umfangsrichtung.

Das Schneckenrad nimmt einen Teil des Öls in den Zahn-lücken mit. Dieses befindet sich tendenziell auf der rechten Seite und fließt ab einer Umdrehung um 135° aus der Zahn-lücke heraus. Dabei bilden sich Luftblasen.

Der größte Teil des Öls fließt als sogenannte Aus-gleichsströmung (in Gelb) wieder zurück in den Ölsumpf.

Abb. 6 Stömungsaus-bildung bei Antriebsdrehzahl $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$



Tab. 3 Umfangsgeschwindigkeiten an Schnecke und Schneckenrad

Antriebsdrehzahl n_1/min^{-1}	Umfangsgeschwindigkeit/m/s	
	Schnecke	Rad
150	0,289	0,187
500	0,963	0,624
750	1,445	0,936
1000	1,927	1,248
1500	2,89	1,872

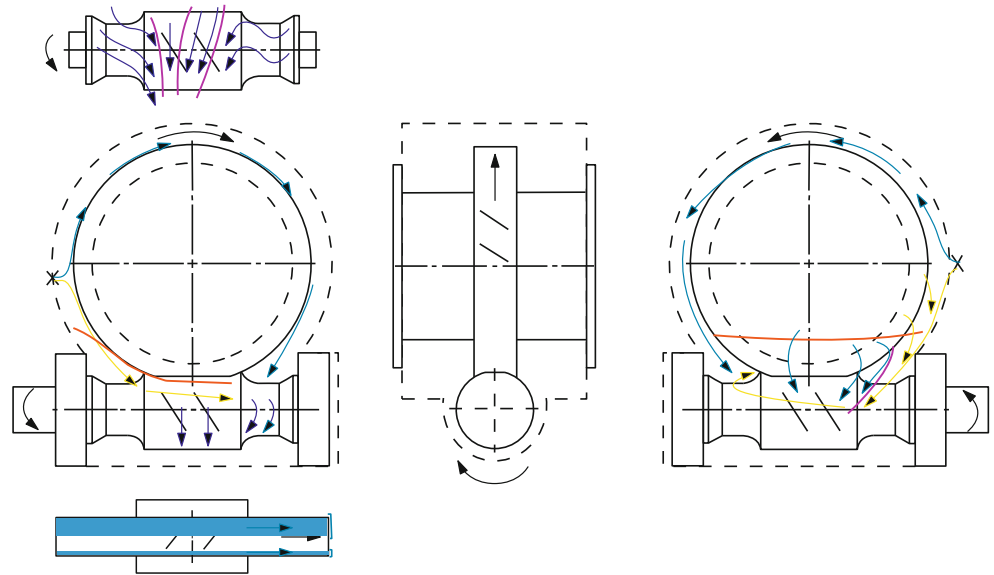
Das Öl bewegt sich anschließend am Deckel entgegen der Drehrichtung des Schneckenrads. Auf der rechten Seite bildet sich dadurch eine Staulinie. An der Staulinie treffen der Ausgleichsölstrom und der Ölstrom, von der Umdrehung um das Schneckenrad mitgenommen wird, zusammen.

In Abb. 7 sind die Strömungen für die Drehzahl 750 min^{-1} und in Abb. 8 für 1500 min^{-1} dargestellt.

Mit zunehmender Drehzahl weichen die Ölstände auf der rechten Seite und auf der linken Seite deutlicher voneinander ab. Daraus resultiert, dass auf der rechten Seite die Schneckenverzahnung nicht mehr vollständig mit Öl bedeckt ist. Mit zunehmender Drehzahl steigt die Förderwirkung des Schneckenrades, sodass dieses mehr Öl in die Zahn-lücken fördert. Es bilden sich geschlossene Ölringe um das Schneckenrad aus. Diese sind in Abb. 7 blau dargestellt.

Bei weiterer Steigung der Antriebsdrehzahl auf $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ steigt der Ölstand auf der linken Seite derart an, dass der Raum zwischen Schneckenrad und Gehäusewand vollständig mit Öl gefüllt ist. Um die Schnecke bilden sich nun teilweise turbulente Strömungen aus (siehe Abb. 8).

Abb. 7 Stömungsaus-
bildung bei Antriebsdrehzahl
 $n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$



6.2 Ergebnisse zum Viskositätseinfluss

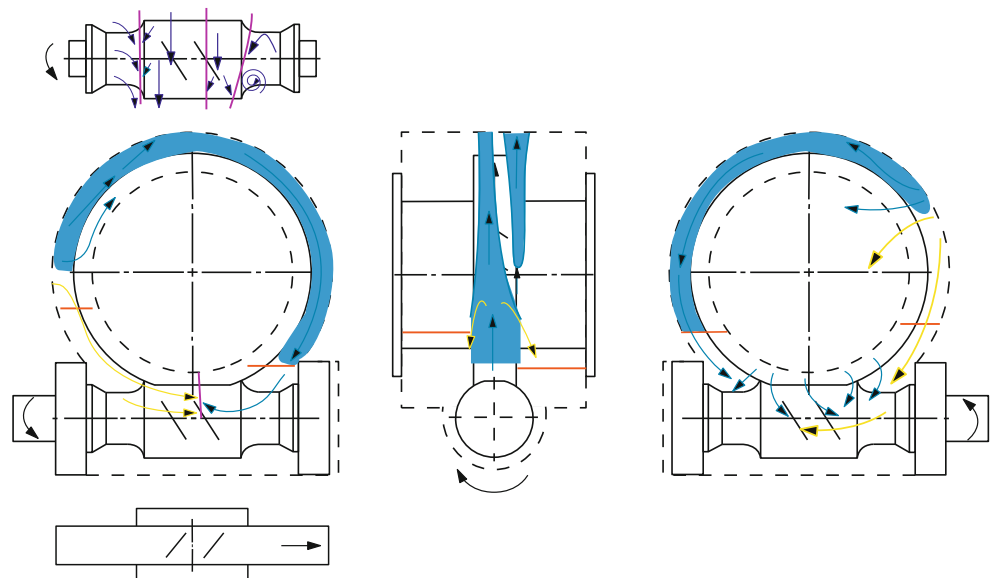
Der Einfluss der Viskosität der verwendeten Öle ist in Abb. 9 dargestellt. Bereits bei der geringsten Antriebsdrehzahl von 150 min^{-1} ist zu erkennen, dass sich das niedrigviskose Öl am wenigsten trübt, während das hochviskose Öl durch Luftblasen undurchsichtig wird. Bei Öl PG 32 ist außerdem festzustellen, dass sich der Ölspiegel im Vergleich zum Stillstand kaum ändert. Mit steigender Viskosität nimmt die Haftung des Öls an der Oberfläche des Schneckenrades zu. Bei der Antriebsdrehzahl von 750 min^{-1} ist der Ölspiegel bei Öl PG 32 deutlich angestiegen, insbesondere auf der rechten Seite. Bei Öl PG 220 sowie bei PG 1000 ist zu erkennen, dass der Ölspiegel auf der rechten Seite höher ist als auf der linken, jedoch ist der Unterschied

zwischen der rechten und linken Seite nicht so deutlich im Vergleich zu PG 32.

Bei 1500 min^{-1} ist bei allen Ölen PG 32, PG 220 und PG 1000, der Spalt zwischen Schneckenrad und Gehäusewand vollständig mit Öl gefüllt. Das Öl läuft in Form von Ölringen mit dem Schneckenrad um. Bei PG 1000 liegt der größte Ölring und damit der größte Massenstrom vor.

In Abb. 10 ist die Ölströmung um die Schnecke bei Einbaulage VU/VO dargestellt. Bei der Antriebsdrehzahl von 150 min^{-1} ist bei Öl PG 32 die Schnecke nur leicht mit Öl benetzt. Bei PG 220 ist zu sehen, dass das Öl über dem Ölstand aus den Schneckengängen in den Ölsumpf tropft. Bei Öl PG 1000 läuft im oberen Bereich Öl in Form eines Rings um die Schnecke. Beim hochviskosen Öl wird am meisten Öl entlang der Schneckenverzahnung in den Zahn-

Abb. 8 Strömungsaus-
bildung bei Antriebsdrehzahl
 $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$



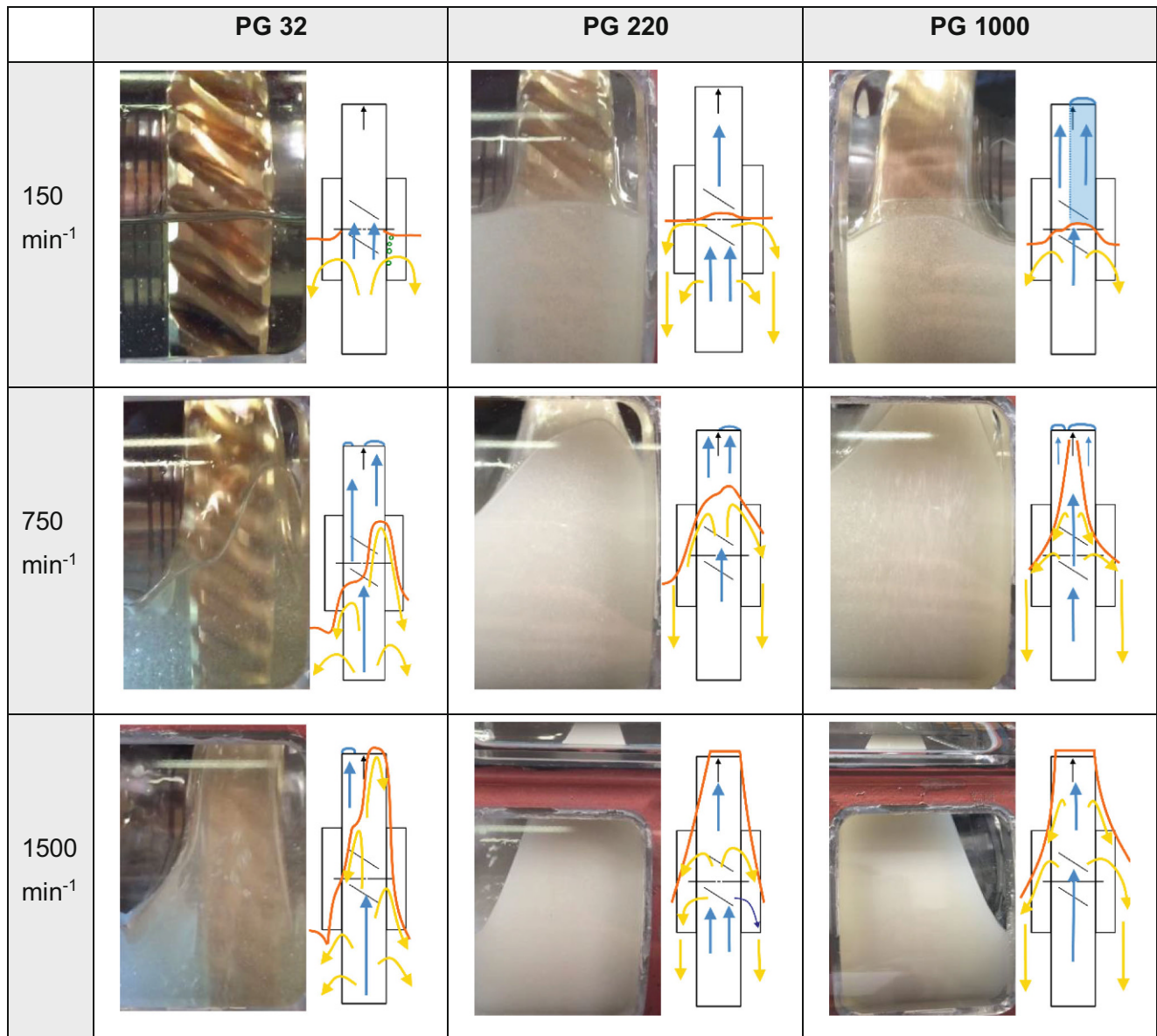


Abb. 9 Ölstand am Schneckenrad in Abhängigkeit von Viskosität und Drehzahl

eingriff gefördert. Bei PG 32 wird nur wenig Öl in den Zahneingriff transportiert. Bei PG 220 wird durch die Zentrifugalkraft das Öl in Tropfen aus den Schneckengängen geschleudert. An der Schnecke haftet folglich das hochviskose Öl am besten, so dass dieses komplett um die Schnecke gefördert wird.

7 Beschreibungsmodelle

Um die Versuchsergebnisse mathematisch beschreibbar zu machen, können bei wesentlich vereinfachter Betrachtung folgende zwei Modelle für die Rad-, bzw. Schneckenströmung verwendet werden. Diese basieren auf der Annahme

einer konturnahen Gehäuseführung, wie sie beim verwendeten Prüfstands Aufbau vorliegt.

In einer ersten Annäherung kann das Schneckenrad mit einer rotierenden Scheibe in einem ruhenden Medium angenähert werden. Durch die Adhäsionskraft und Reibung wird das Öl in Bewegung versetzt. Bei der Rotation wirken Zentrifugalkräfte auf die Fluidteilchen. Überwiegen die Zentrifugalkräfte die Adhäsions- und Reibungskräfte des Öls am Rad, löst sich das Öl vom Rad und wird tangential abgeschleudert. Die Reynolds-Zahl beschreibt nach Schlichting und Gersten [16] das Verhältnis von Trägheitskraft zu Reibungskraft. Schlichting und Gersten [16] defi-

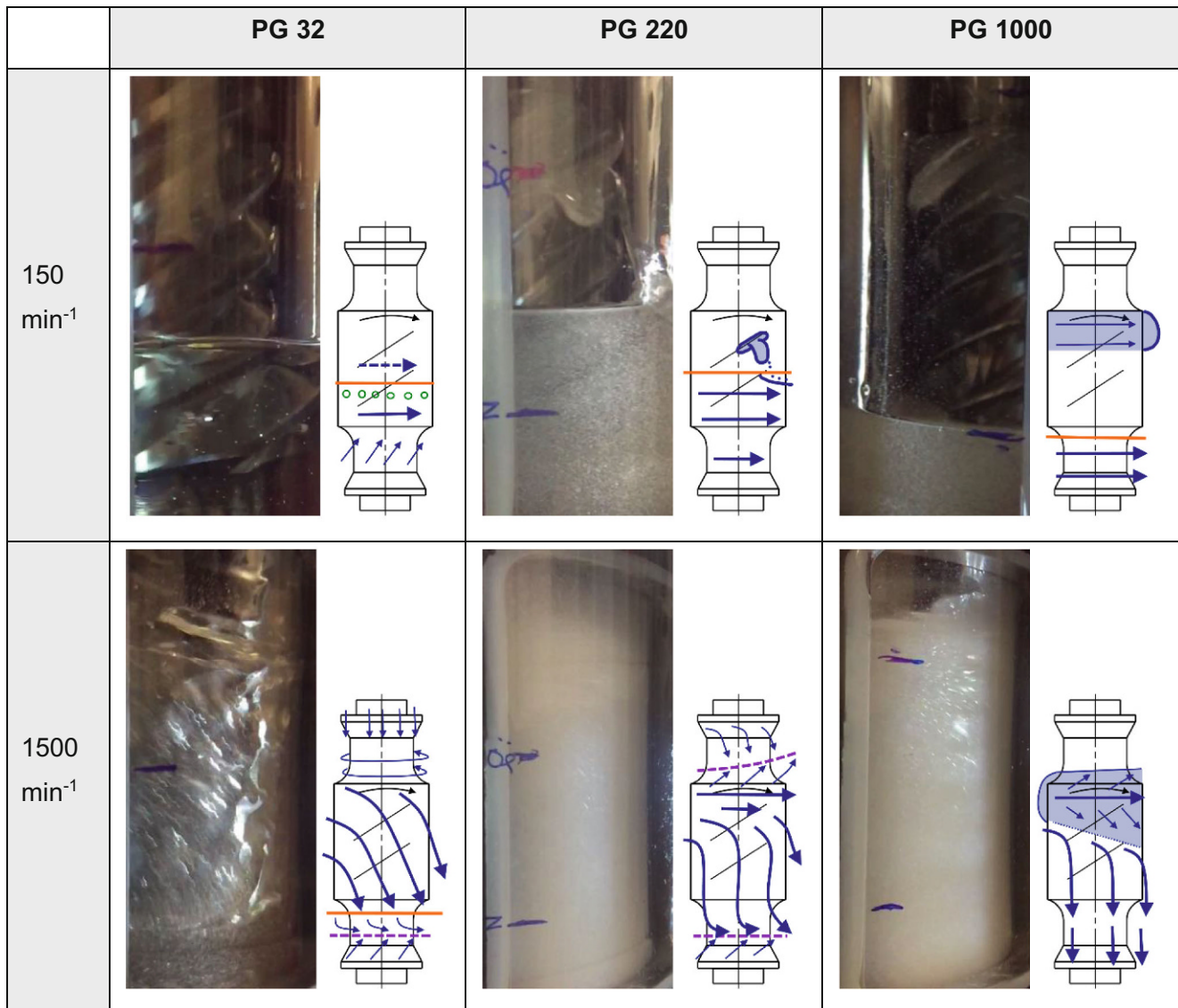


Abb. 10 Ölströmung um die Schnecke in Anhängigkeit von Viskosität und Drehzahl

nieren die Reynolds-Zahl an einer rotierenden Scheibe in einem ruhenden Medium zu:

$$Re = \frac{\omega \cdot R^2}{\nu} \quad (1)$$

Für ein Schneckenrad kann die Gl. 2 nach [13] angewendet werden.

$$Re = \frac{\omega_i \cdot d_{m_i}^2}{4 \cdot \nu} \quad (2)$$

Für den Radsatz können die Reynoldszahlen der Strömung um das Schneckenrad in erster Näherung für die durchgeführten Versuche mit der Gl. 2 berechnet werden. Die Ergebnisse sind in Tab. 4 dargestellt.

Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung wird durch die kritische Reynoldszahl Re_{krit} definiert. Die experimentellen Untersuchungen zeigen einen Bereich, in dem diese kritische Reynoldszahl für das verwendete Getriebe vermutet werden kann. Bei den Versuchen mit dem Öl PG 32 treten bei einer Antriebsdrehzahl vom 500 min⁻¹ erste Verwirbelungen um das Schneckenrad auf. Basierend auf dieser Beobachtung würde eine kritische Reynoldszahl in etwa bei $Re_{krit} = 1200$ vorliegen. Mit den Ölen PG 220 und PG 1000 würde damit die kritische Reynoldszahl bei Antriebsdrehzahlen von etwa 3400 min⁻¹ bzw. 15.600 min⁻¹ auftreten. Diese Betriebsbedingungen konnten versuchs-technisch jedoch nicht abgebildet werden.

Für die Beschreibung der Strömung um die Schnecke kann in erster Näherung die Taylor-Couette-Strömung verwendet werden. Nachfolgend wird daher von einer reinen

Tab. 4 Reynoldszahlen der Strömung um das Schneckenrad

Antriebsdrehzahl Schnecke n_1/min^{-1}	Winkelgeschwindigkeit Schneckenrad ω_2/s^{-1}	Reynoldszahl Re bei $v = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$	Reynoldszahl Re bei $v = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$
150	3,038	52,404	360,281
500	10,128	174,681	1200,935
750	15,191	262,022	1801,403
1000	20,255	349,363	2401,870
1500	30,383	524,044	3602,805

Tab. 5 Reynoldszahl der Taylor-Couette Strömung um die Schnecke

Antriebsdrehzahl der Schnecke n_1/min^{-1}	Winkelgeschwindigkeit Der Schnecke ω_1/s^{-1}	Reynoldszahl Re bei $v = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$	Reynoldszahl Re bei $v = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$
150	15,708	10,458	71,901
500	52,360	34,861	239,669
750	78,540	52,291	359,504
1000	104,720	69,722	479,338
1500	157,080	104,583	719,007

Ölströmung in Schnecken-Umfangsgeschwindigkeit ausgegangen. Als Modell wird die Schnecke als drehender Innenzylinder in einen stehenden Außenzylinder, Teil des Getriebegehäuses, verwendet. Racina [15] gibt für die Taylor-Couette Strömung eine Reynoldszahl in Abhängigkeit der Oberflächengeschwindigkeit des Innenzylinders an:

$$Re = \frac{\omega_i \cdot R_i \cdot d}{\nu} \quad (3)$$

Es ergeben für die Reynoldszahl der Ölsumpfströmung des untersuchten Radsatzes die Werte nach Tab. 5.

Mit dem Ansatz nach Racina [15] kann eine kritische Reynoldszahl von $Re_{\text{krit}} = 89$ berechnet werden. Für die Ergebnisse aus Tab. 5 ergibt sich daraus, dass bei einem Öl PG 220 ab einer Drehzahl von 1281 min^{-1} zur Ausbildung einer turbulenten Strömung kommt. Die in Abb. 10 dargestellten Untersuchungsergebnisse bestätigen dies. Bei einem Öl PG 32 kann nach mit dem Ansatz nach Racina [15] eine turbulente Strömung bei einer Drehzahl von 186 min^{-1} angenommen werden. Auch diese Annahme kann durch die Versuchsergebnisse bestätigt werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgeführten experimentellen Strömungsuntersuchungen an einem Schneckengetriebe zeigen, dass die Strömungsvorgänge komplex und von einer Vielzahl von Einflussfaktoren abhängig sind. Folgende Parameter wurden untersucht: Drehzahl, Drehrichtung, Ölstand, Einbaulage und Viskosität. Die Strömungsversuche wurden an einem modifizierten CAVEX®kompakt Schneckengetriebe mit dem Achsabstand $a = 80 \text{ mm}$ durchgeführt, welches durch transparente Gehäusebereiche eine optimale Sicht auf die Ölströmung im Gehäuse ermöglicht. Die Untersuchun-

gen zum Einfluss der Geschwindigkeit zeigten, dass bereits bei kleinen Drehzahlen das Öl im Gehäuse in Bewegung versetzt wird und sich eine dreidimensionale Strömung ausbildet. Je nach Einbaulage zeigt sich ein verändertes Strömungsbild. Jedoch waren Strömungen wie die Hauptströmung im Umfang um die Verzahnung vergleichbar. Um in erster Näherung eine rechnerische Beschreibung der Strömung zu ermöglichen, wurden zwei Modelle vorgestellt mit deren Hilfe die Strömungen isoliert für Schnecke und für Schneckenrad berechnet werden können. Zur Berechnung der Reynoldszahl für das Schneckenrad wurde das Modell einer rotierenden Scheibe in einem ruhenden Fluid nach Schlichting und Gersten [16] verwendet. Jedoch konnte kein mathematischer Zusammenhang gefunden werden, um eine kritische Reynoldszahl für den Übergang von laminarer zu turbulenter Ölströmung für die vorliegende Modellvorstellung zu berechnen. Durch die Strömungsuntersuchungen konnte ein Bereich gefunden werden, in welchem die kritische Reynoldszahl vermutet werden kann. Für die Strömung um die Schnecke wurde das Modell einer Taylor-Couette Strömung verwendet. Dieses beschreibt die Strömung zweier relativ zueinander rotierender Zylinder. Dieses Modell ermöglicht die Bestimmung einer kritischen Reynoldszahl [15]. Die experimentellen Untersuchungen zeigten eine Übereinstimmung des Übergangs von laminarer zu turbulenter Strömung im Bereich der kritischen Reynoldszahl. Durch die Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass das Öl im Getriebegehäuse immer in Bewegung ist. Durch die Strömung des Öls kommt es zu einer guten Durchmischung. Insbesondere Turbulenzen, welche ab einer kritischen Reynoldszahl entstehen, sorgen für einen erhöhten Wärmeübergang und damit einen niedrigen Temperaturgradienten im Getriebe. Dies kann die Wärmeabfuhr des Öls an das Gehäuse maßgeblich verbessern. Weitere Untersuchungen zum Temperaturverhalten sind jedoch notwendig, um dies zu validieren.

Funding Open Access funding provided by Projekt DEAL.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- GfT-Arbeitsblatt 5: Zahnradschmierung GfT-Arbeitsblatt 5 (1999).
- ISO/TR 14179-2:2001: Gears—Part 2: Thermal load-carrying capacity (2001).
- Funck G (1985) Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. Dissertation, Technische Universität München
- Grunewald L (2017) Untersuchung der Ölströmung in tauchgeschmierten Schneckengetrieben. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München
- Hartono E, Golubev M, Chernoray V (2013) PIV Study of fluid flow inside a gearbox. 10th. Int Symp Part Image Velocim. <https://doi.org/10.1088/1361-6501>
- Jaufmann C (1994) Zur Tauchschmierung schnelllaufender Fahrzeuggetriebe. Dissertation, Universität Stuttgart
- Laupheimer M, Langenbeck K (1994) FVA.-Nr. 193 – Heft 445 – Kegelrad-Tauchschmierung – Einsatzgrenzen der Tauchschmierung bei schnelllaufenden Kegelrad- und Hypoidgetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
- Liu H, Jurkschat T, Lohner T, Stahl K (2017) Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method. Tribol Int 109:346–354. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.042>
- Liu H, Arfaoui G, Stanic M, Jurkschat T, Lohner T, Stahl K (2018) Numerical modelling of oil distribution and churning gear power losses of gearboxes by smoothed particle hydrodynamics. J Eng Tribol 233(1):74–86. <https://doi.org/10.1177/1350650118760626>
- Liu H, Jurkschat T, Lohner T, Stahl K (2018) Detailed Investigations on the Oil Flow in Dip-Lubricated Gearboxes by the Finite Volume CFD Method. Lubricants 6(2):47. <https://doi.org/10.3390/lubricants6020047>
- Moshhammer T, Mayr F (2006) Simulation of oil flow in gear box housing. SAE 2006 Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 1486–1494. <https://doi.org/10.4271/2006-01-1574>
- Niemann G, Winter H, Höhn B-R (2005) Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 4. Aufl. Maschinenelemente, Bd. 1. Springer, Berlin, Heidelberg
- Oehler M, Magyar B, Sauer B (2017) FVA-Nr. 729 I – Heft 1226 – Schneckengetriebewirkungsgrade Abschlussbericht – Schneckengetriebewirkungsgrade. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
- Otto H-P (2009) Flank Load Carrying Capacity and Power Loss Reduction by Minimised Lubrication. Dissertation, Technische Universität München
- Racina A (2008) Vermischung in Taylor-Couette Strömung. Dissertation, Universität Fridericiana Karlsruhe
- Schlichting H, Gersten K (1997) Grenzschicht-Theorie, 9. Aufl. Springer, Berlin, Heidelberg, New York