

# Tragfähigkeitseffekte hydrodynamischer einachsiger Gleitkontakte mit geringer Relativgeschwindigkeit durch gezielte Abweichungen von der idealen Rotations-symmetrie

VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagерungen/Gestaltung, Berechnung, Einsatz [0]<sup>1</sup>  
Schweinfurt, 24./25.Mai 2011

Dr.-Ing. Roland Wegmann, Universität Rostock, wiss. Mitarbeiter am  
Lehrstuhl Konstruktion/CAD  
Albert-Einstein-Str. 2, D-18059 Rostock

## Kurzfassung

Bei einseitig belasteten zylindrischen Gleitgelenken führt weder die "Keilströmung" noch die "Quetschströmung" im Schmierspalt zu einem ausreichenden hydrodynamischen Druck, der den Kontakt zwischen Lagerschale und Zapfen und damit den Verschleiß dauerhaft vermeidet. Es wird eine Möglichkeit gezeigt, wie durch Versatz einzelner Abschnitte des Gelenks dieses Problem gelöst werden kann. Zur Auslegung solcher Gelenke ist eine genaue Simulation der Schmierringströmung im Kavitationsgebiet erforderlich. Das ist mit dem Programm SIRUIS möglich, was am konkreten Beispiel demonstriert wird. Es wird ein Ausblick gegeben für die Weiterentwicklung dieses Effekts.

## Abstract

For side-loaded cylindrical sliding joints, neither the "wedge flow" nor the "squeeze flow" in the lubrication gap lead to a sufficient hydrodynamic pressure to avoid the contact between bearing and journal and to prevent the wear permanently. It will be shown a way how this problem can be solved by individual sections of the joint offset. For the design of such joints an accurate simulation of cavitation in the lubricant flow is required. This is possible with the program SIRUIS what is demonstrated in a concrete example. We give an outlook for the further development of this effect.

## Inhaltsverzeichnis

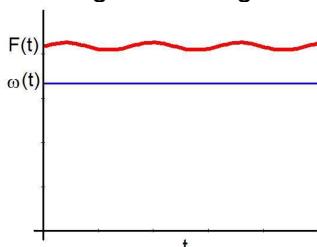
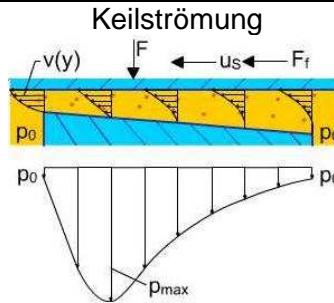
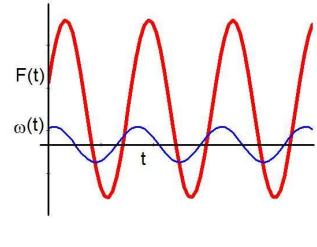
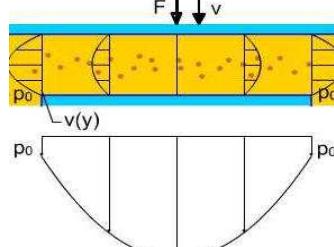
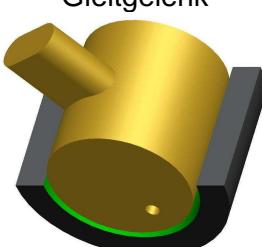
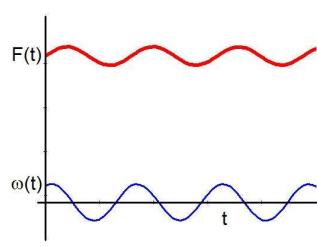
Kurzfassung.....	1
Abstract .....	1
Inhaltsverzeichnis .....	1
1. Motivation .....	2
2. Begrenzte Tragfähigkeit eines zylindrischen Gleitgelenks mit einseitiger Belastung .....	3
3. Ein Gleitgelenk mit zueinander versetzten Lagerabschnitten .....	5
4. Simulation der Schmierringströmung im Kavitationsgebiet .....	8
5. Möglichkeiten der optimalen Auslegung eines versetzten Gleitgelenks.....	9
6. Gleitgelenk mit drei versetzten Lagerabschnitten .....	11
7. Zusammenfassung und Ausblick .....	14
Anhang .....	15
Liste der verwendeten Symbole .....	15
Verzeichnis der Abbildungen .....	19
Verzeichnis der Tabellen.....	20
Literatur .....	20

<sup>1</sup> Die Online-Version des Vortrages wurde gegenüber der gedruckten Version im Tagungsband [0] um die gezeigten Animationen (HTML-Version) bzw. einige Bilder (pdf-Version) einschließlich Erläuterungen erweitert. Im Abschnitt 5 wurde die ursprüngliche Variante durch eine weiter optimierte Variante ersetzt. Außerdem wurden ein Inhaltsverzeichnis und im Anhang ein Verzeichnis der verwendeten Symbole, Tafeln mit den Berechnungsparametern zu den dargestellten Beispielen, ein Abbildungsverzeichnis und ein Tabellenverzeichnis hinzugefügt.

## 1. Motivation

Das klassische hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager funktionierte schon, bevor seine Funktionsweise entdeckt wurde. Voraussetzung für seine Funktion sind ein Schmierspalt zwischen zwei zylindrischen Gleitflächen, gefüllt mit einem viskosen Schmiermittel, und eine ausreichend große Gleitgeschwindigkeit zwischen den Flächen. Den Kontakt und damit den Verschleiß der Gleitflächen vermeidet das Wirkprinzip der "Keilströmung" (Tabelle 1, 1.Zeile).

**Tabelle 1:** Lagertypen

Lagertyp	Betriebsbedingungen	dominierendes Wirkprinzip
klassisches Radialgleitlager 	Kraftverlauf Drehgeschwindigkeit 	Keilströmung 
Wechselnd belastetes Gleitgelenk 	F(t) omega(t) 	Quetschströmung 
Einseitig belastetes Gleitgelenk 	F(t) omega(t) 	?

Doch auch Gleitlager mit nur geringer Gleitgeschwindigkeit können einen hydrodynamisch tragenden Druck im Schmierspalt aufbauen. Typisches und oft untersuchtes Beispiel ist das Kolbenbolzenlager in einem Verbrennungsmotor. Die um einen kleinen Winkel pendelnde Gleitgeschwindigkeit ist in der Regel nicht ausreichend, um durch Keilwirkung einen ausreichend großen Schmierfilmdruck zu erzeugen, zumal die Geschwindigkeit bei ihrer Umkehr den Wert Null durchläuft. Hier kann das Wirkprinzip der "Quetschströmung" aushelfen (Tabelle 1, 2.Zeile). Der Schmierfilm wird in einem anfangs gut gefüllten Schmierspalt breit gequetscht. Während dabei das viskose Schmiermittel langsam aus dem Schmierspalt herausgepresst wird, entsteht durch den Widerstand der inneren Schmiermittelreibung ein erheblicher Schmierfilmdruck, der den Kontakt

der Gleitflächen verhindert. Da sich bei diesem Wirkprinzip die Gleitflächen langsam einander nähern, ist dieser Prozess nur kurzzeitig aufrecht zu erhalten, nämlich bis die minimale Spalthöhe die Größe der Gleitflächenrauhigkeit erreicht hat. Deshalb muss dieser Prozess in kurzen Zeitabständen immer wieder durch eine Entlastungsphase unterbrochen werden, in der sich der Schmierspalt wieder erweitert und mit Schmiermittel gefüllt werden kann. Das ist beim Kolbenbolzenlager in der Regel durch die regelmäßige Lastumkehr während einer Lastperiode gegeben.

Doch was passiert, wenn bei einem Gleitgelenk dieser Lastrichtungswechsel nicht gegeben ist? Wenn die Lagerbelastung nicht zu hoch ist, könnte man sich damit abfinden, dass eine Festkörperreibung und der damit verbundene Verschleiß stattfindet, der die Lebensdauer begrenzt. Eine technisch aufwendige verschleißfreie Lösung wäre ein hydrostatisches Lager.

Gegenstand dieses Vortrages soll aber eine einfache hydrodynamische Lösung sein. Außerdem sollen die Möglichkeiten ihrer Auslegung gezeigt werden.

## **2. Begrenzte Tragfähigkeit eines zylindrischen Gleitgelenks mit einseitiger Belastung**

Ausgangspunkt der Untersuchungen soll die begrenzte Tragfähigkeit des ideal zylindrischen Gleitgelenks sein mit folgenden konkreten Abmessungen und Betriebsbedingungen:

Achsendurchmesser	d	100	mm
Lagerbreite	b	100	mm
Lagerspiel	s	0,1	mm
Lagerbelastung	F	50	kN
Sommerfeldzahl	So	0,5305	

Der Zapfen des Gleitgelenks pendelt mit einer Sinusfunktion um die Nulllage, wobei  $\alpha$  der Winkel der Auslenkung ist

$$\alpha(t) = \alpha_{\max} \cdot \sin\left(\frac{t}{2 \cdot \pi \cdot f}\right)$$

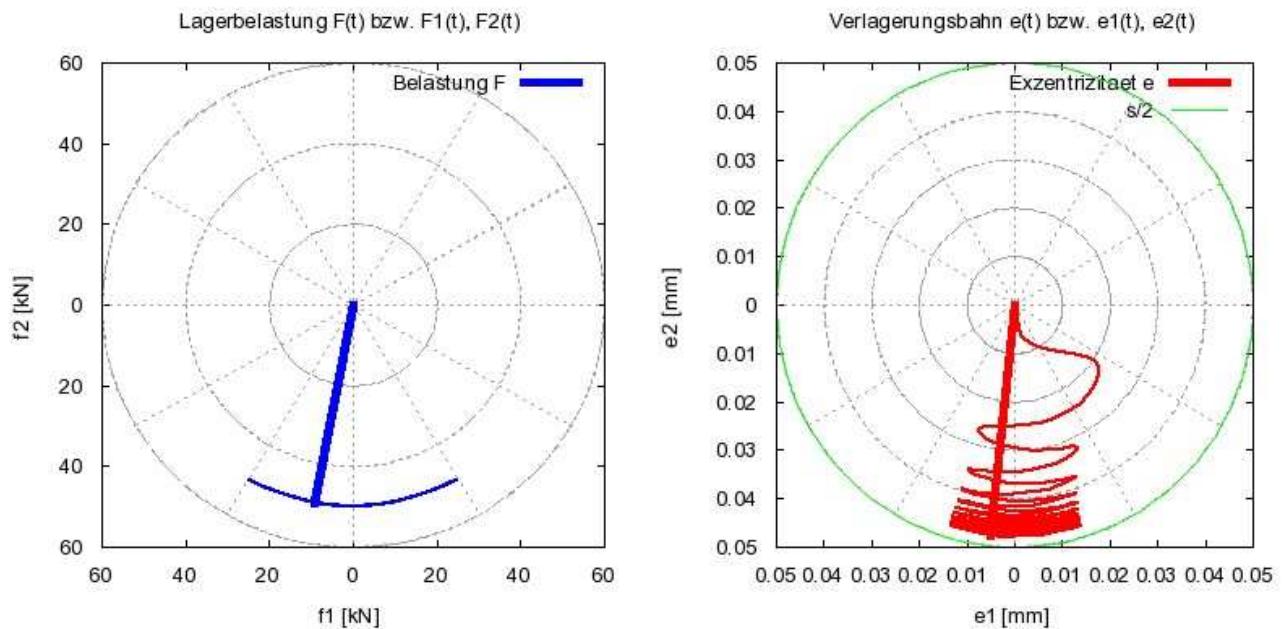
und

Amplitude  $\alpha_{\max}$  30 grd

Pendelfrequenz f 1000 1/min

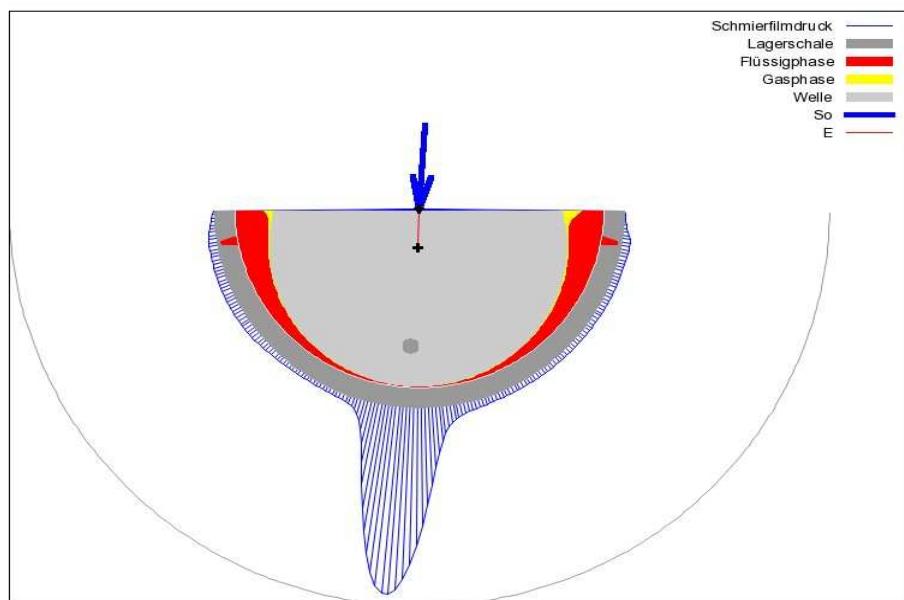
Der Betrag der Lagerbelastung wird als konstant angenommen. Die Lastrichtung soll synchron mit der Bewegung des Zapfens ebenfalls pendeln  $\beta(t) = \alpha(t)$ .

Weiter Daten zum zylindrischen Gleitgelenk in **Tabelle 4** (in Anhang).



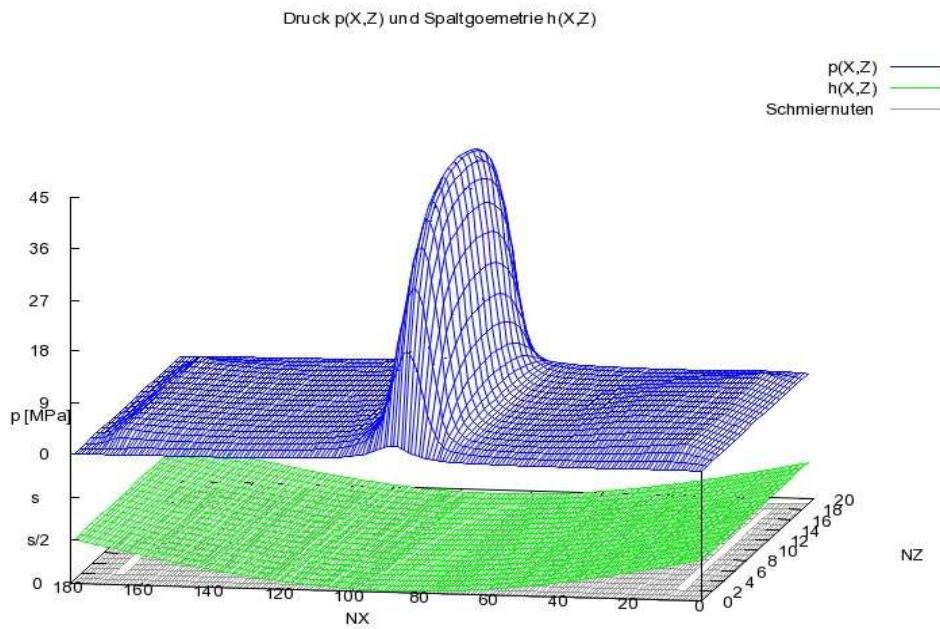
**Bild 1:** Belastungsverlauf und Verlagerungsbahn des Gelenkzapfens beim Einschwingen in eine stationäre Verlagerungsbahn

Bild 1 zeigt die Verlagerungsbahn des Gelenkzapfens beim Einschwingen beginnend bei einer konzentrischen Anfangsposition. Die minimale Spalthöhe pendelt sich bei ca. 0,002 mm ein. Hier können wir dann sicher schon von Mischreibung reden, bei der mit Verschleiß zu rechnen ist.



**Bild 2:** Querschnitt durch die Mittelebene des Gleitgelenks ohne Versatz mit Druckverteilung über den Umfang nach ca. 12 Lastwechseln (579. Zeitschritt)

Bild 2 zeigt den Querschnitt durch die Mittelebene des Gleitgelenks ohne Versatz nach ca. 12 Lastwechseln (579. Zeitschritt) mit dem Druckverlauf  $p$  über den Umfang in Lagermitte. Durch den inzwischen sehr gering gewordenen Schmierspalt bildet sich ein schmaler Druckberg mit lokal sehr hohem Druck. Dieser Druck würde sich aber nur entwickeln, falls sich nicht bereits durch die Oberflächenrauhigkeit Festkörperkontakt eingestellt hat.

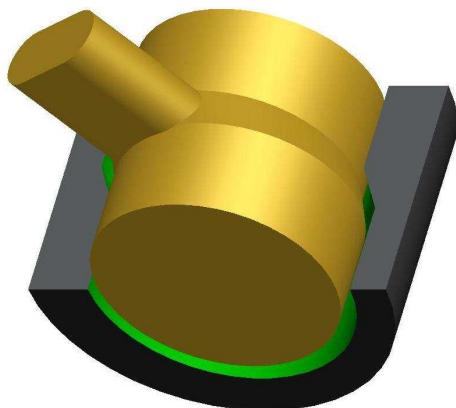


**Bild 3:** Druckverlauf  $p$  und Schalthöhe  $h$  über die abgewickelte Spaltfläche für das Gleitgelenk ohne Versatz nach ca. 12 Lastwechseln (579. Zeitschritt)

Bild 3 zeigt zum gleichen Zeitpunkt wie in Bild 2 den Druckverlauf  $p$  (blau) und die Spalthöhe  $h$  (grün) über die abgewickelte Schmierspaltfläche. Die hellen Streifen im grauen Gitternetz unterhalb der Darstellung der Spalthöhe stellen die Lage der zwei Schmiernuten dar.

### 3. Ein Gleitgelenk mit zueinander versetzten Lagerabschnitten

Eine bereits bekannte Idee besteht darin, die ursprünglich angestrebte zylindrische Form des Gelenkzapfens und der Lagerschale dahingegen zu verändern, dass das Lager axial in mindestens zwei Abschnitte aufgeteilt wird, deren Achsen zueinander versetzt sind. Dabei sind die Teilachsen des Zapfen und der Lagerschale um den gleichen Betrag und etwa senkrecht zur mittleren Lastrichtung versetzt. (Bild 4)

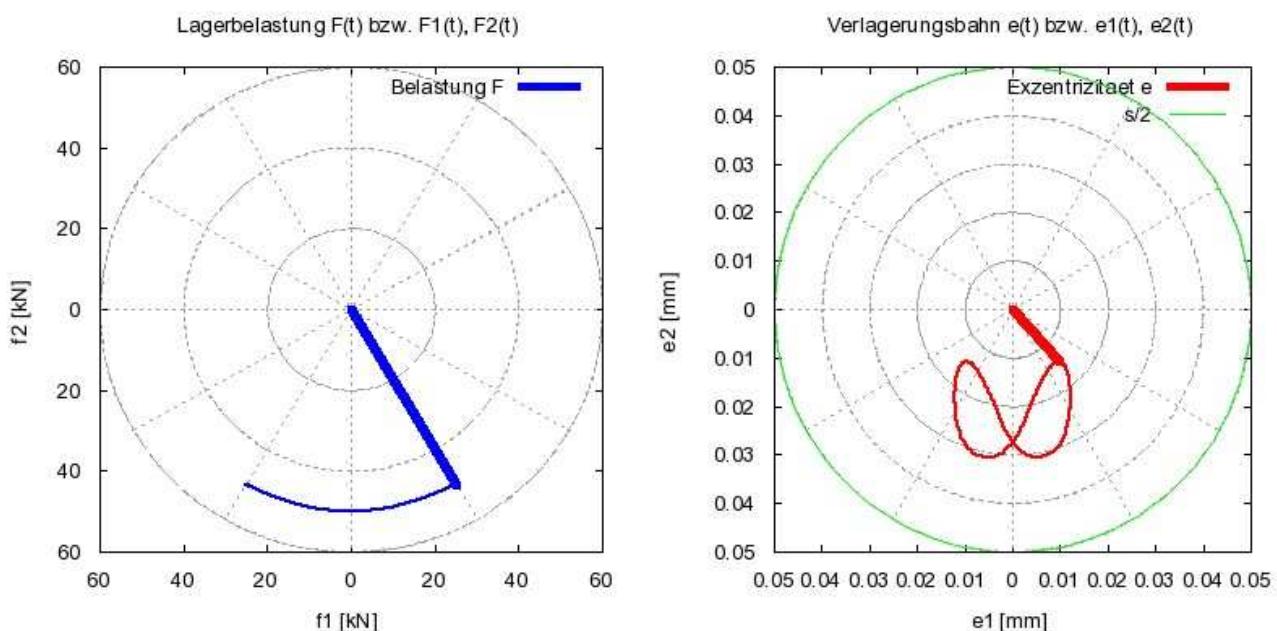


**Bild 4:** Gleitgelenk mit zwei versetzten Lagerabschnitten

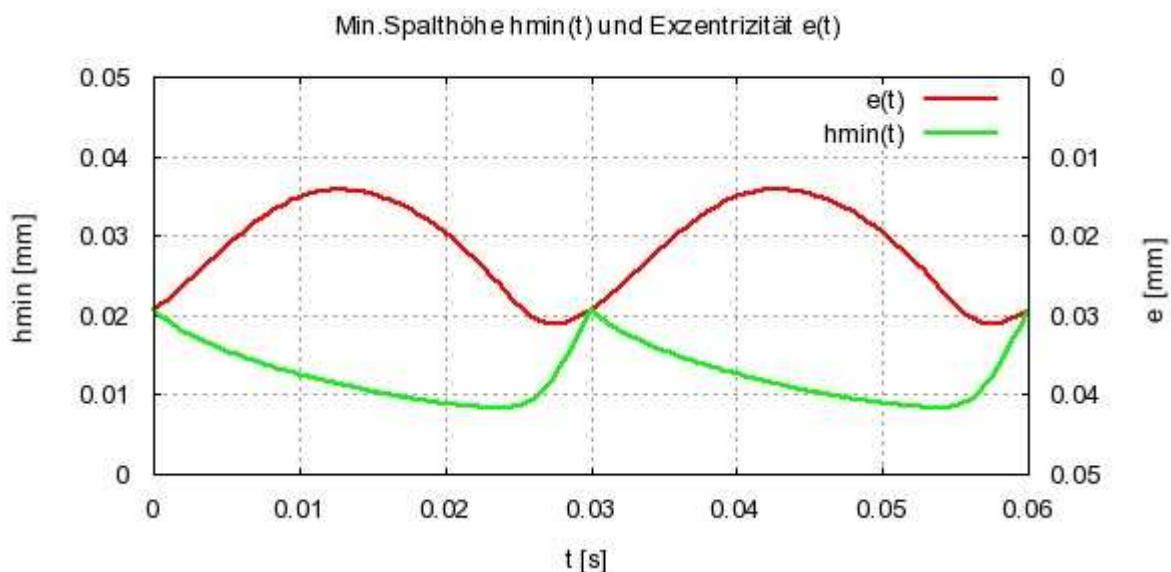
Durch die Pendelbewegung wird jeweils in einem Lagerabschnitt der Schmierfilm breit gequetscht, so dass ein Schmierfilmdruck entsteht. Gleichzeitig vergrößert sich die Spalthöhe im anderen

Lagerabschnitt wieder und Schmiermittel strömt von den Schmiernuten und vom Lagerrand mit relativ geringem Widerstand in den Schmierspalt.

Das rechte Diagramm in Bild 5 zeigt die Verlagerungsbahn für dieses Gleitgelenk mit versetzten Lagerabschnitten, bei gleichen Lagerabmessungen, gleicher Lagerbelastung (linkes Diagramm) und gleicher Zapfendrehung, wie im Abschnitt 2 beschrieben. Außerdem wurde ein Versatz zwischen den versetzten Lagerachsen von  $\text{vers}=0,1 \text{ mm}$  angenommen. Die beiden axialen Schmiernuten wurden innerhalb der einzelnen Lagerabschnitte leicht versetzt angeordnet bei gleichem Schmiermittelzufuhrdruck von 2 MPa. Weitere Daten zu diesem Gleitgelenk sind in **Tabelle 5** im Anhang angegeben.

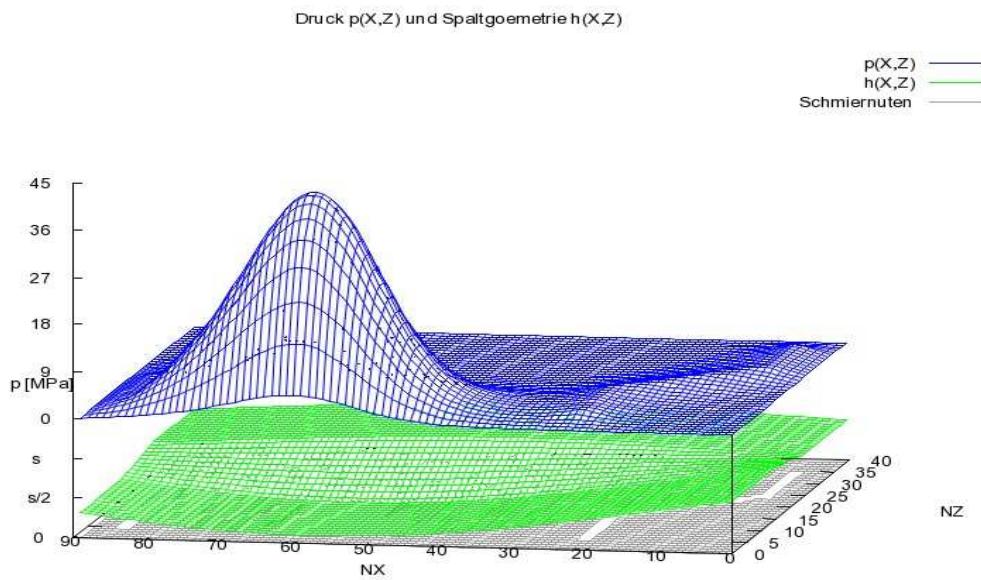


**Bild 5:** Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit versetzten Lagerabschnitten

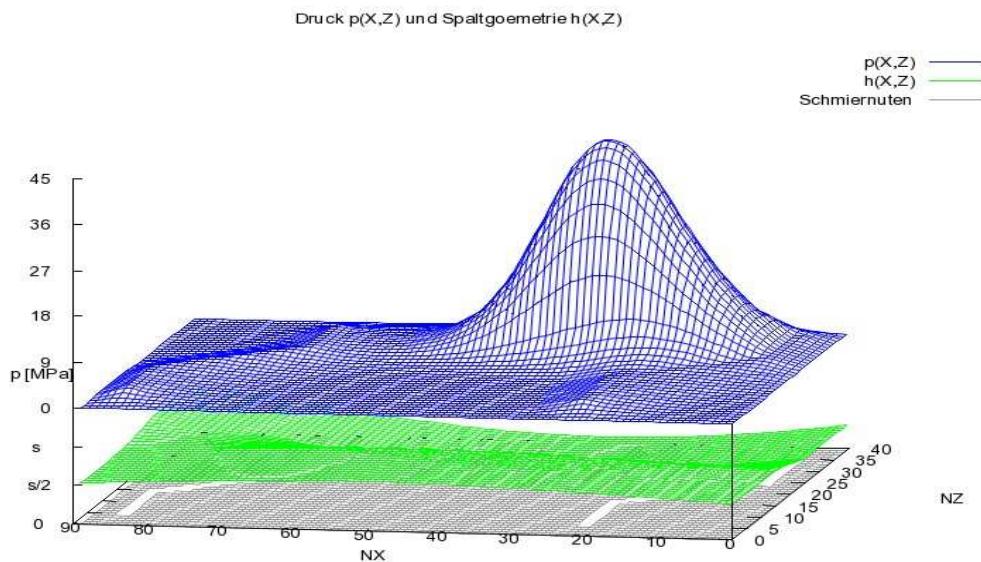


**Bild 6:** Verlauf der Exzentrizität  $e(t)$  und der minimalen Schmierspalthöhe  $h_{\min}(t)$  über eine Lastperiode

Die Exzentrizität hat sich wesentlich verkleinert gegenüber dem ideal zylindrischen Gleitgelenk. Wegen des Achsversatzes sagt diese aber noch nichts über die dabei auftretende minimale Schmierspalthöhe aus. Bild 6 zeigt nun neben der Exzentrizität  $e(t)$  (rot Kurve) auch den Verlauf der minimalen Schmierspalthöhe  $h_{\min}(t)$  (grüne Kurve) über eine Lastperiode. Gegenüber dem ideal zylindrischen Gleitgelenk hat sich hier die minimale Schmierspalthöhe von 0,0020 mm auf 0,0084 mm mehr als vervierfacht und das obwohl jetzt die jeweils tragende Lagerbreite nur noch halb so groß ist.



**Bild 7:** Druckverteilung  $p$  und Spalthöhe  $h$  über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 50 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und zwei Lagerabschnitten



**Bild 8:** Druckverteilung  $p$  und Spalthöhe  $h$  über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 150 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und zwei Lagerabschnitten

Bilder 7 und 8 zeigen nun die Druckverteilungen  $p$  und die Spalthöhen  $h$  über die abgewickelte Schmierspaltfläche zu zwei ausgewählten Zeitpunkten innerhalb eines Lastzyklusses. Im grauen Gitternetz ist als helle Streifen wieder die Anordnung der Schmiernuten dargestellt.

#### **4. Simulation der Schmiermittelströmung im Kavitationsgebiet**

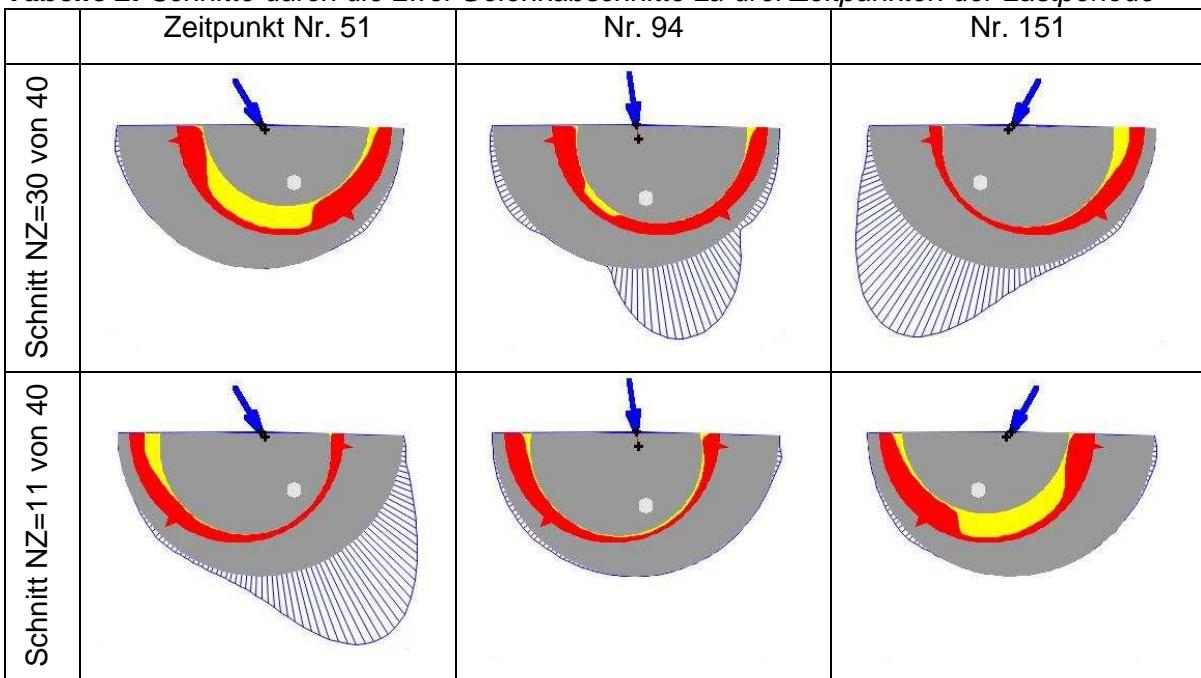
Kavitation im Gleitlager ist eine normale Erscheinung, die weder verhindert werden muss, noch generell verhindert werden kann. Für die Funktion des hier beschriebenen Gleitgelenks ist Kavitation eine notwendige Voraussetzung. Würde ein Schmiermittel keine Kavitation zulassen und statt dessen beim Abheben des Zapfens Zugspannungen aufbauen, würde sich der Zapfen an der Lagerschale festsaugen und damit das Auffüllen des Schmierspalts erschweren.

Wichtig für die optimale Gestaltung eines Gleitgelenks mit versetzten Lagerabschnitten ist die genaue Kenntnis der Schmiermittelströmung im Kavitationsgebiet. Sie zeigt, wie sich der Schmierspalt in der Entlastungsphase wieder auffüllt, denn das ist eine Voraussetzung für die anschließende Tragfähigkeit des Lagerabschnitts in der Belastungsphase.

Das Gleitlagerberechnungsprogramm SIRIUS verwendet eine erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung zur Berechnung der Schmiermittelströmung und geht dabei von der Annahme eines Schmiermittel-Gas-Gemischs aus [1]. Mit dieser Gleichung kann die Strömung sowohl im Druckberg als auch im Kavitationsgebiet einschließlich der Übergänge genau berechnet werden. Durch die starken Schwankungen des Druckes und des Gasanteils im Schmiermittel, insbesondere an den örtlichen und zeitlichen Übergängen vom Druckberg in das Kavitationsgebiet, sind eine recht feine Gitterteilung der Schmierspaltfläche und geringe Zeitschrittweiten zur numerischen Berechnung erforderlich. Im oben gezeigten Beispiel wurde mit einer Gitterteilung von 180x40 Gitterpunkten für die halbe Lagerschale gearbeitet und mit 200 Zeitschritten über eine Lastperiode.

Tafel 2 zeigt für das oben beschriebene Gleitgelenk je zwei Halbschnitte durch das Gleitgelenk, jeweils einen durch den vorderen Lagerabschnitt und einen durch den hinteren Lagerabschnitt zu drei ausgewählten Zeitpunkten innerhalb eines Lastzyklusses von 200 berechneten Zeitpunkten. Die blaue schraffierte Kurve unterhalb der Lagerschale zeigt den Druckverlauf im Schmierspalt an. Die rote Fläche im Schmierspalt symbolisiert den Anteil der flüssigen Phase und die gelbe Fläche den Anteil der Gasphase im Schmierspalt. Zum Zeitpunkt Nr. 51 trägt der vordere Lagerabschnitt die volle Last, während im hinteren Lagerabschnitt die Gelenkkachse abgehoben hat und Schmiermittel nachströmen kann. Zum Zeitpunkt Nr. 94 findet gerade der Lastwechsel statt. Im hinteren Lagerabschnitt sieht man, wie der Schmierfilm im noch nicht vollständig gefüllten Schmierspalt breit gedrückt wird, während der Druckberg im vorderen Lagerabschnitt zusammengebrochen ist. Zum Zeitpunkt Nr. 151 trägt der hintere Lagerabschnitt die volle Last, während der vordere entlastet ist und wieder aufgefüllt wird.

**Tabelle 2:** Schnitte durch die zwei Gelenkabschnitte zu drei Zeitpunkten der Lastperiode



Besser als in dieser Tabelle sind die Strömungsverhältnisse in einer Animation darstellbar, die hier im gedruckten Text leider nicht gezeigt werden kann. Die im mündlichen Vortrag gezeigten Animationen finden Sie auch unter [4].

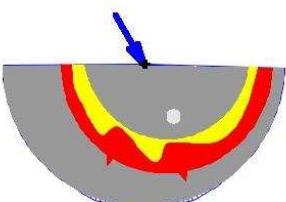
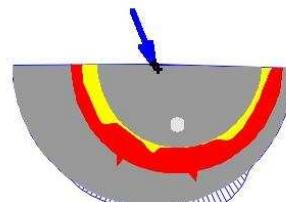
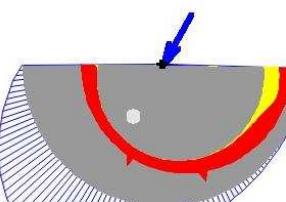
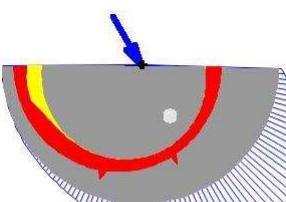
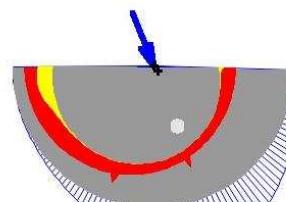
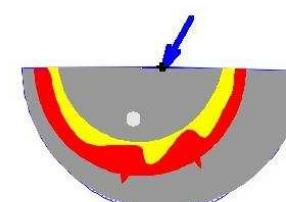
## 5. Möglichkeiten der optimalen Auslegung eines versetzten Gleitgelenks

Im oben gezeigten Beispiel hat sich bereits eine erhebliche Vergrößerung der minimalen Spalt-höhe gegenüber dem ideal zylindrischen Gleitgelenk ergeben. Trotzdem sind die Nachstrombedingungen des Schmiermittels in das Kavitationsgebiet noch nicht optimal. Wenn man davon ausgeht, dass die Lagerabmessungen und der Last- und Bewegungsablauf des Gleitgelenks vorgeben sind, bleiben folgende Möglichkeiten, die Ölversorgung des Schmierspalts und damit die Tragfähigkeit zu optimieren:

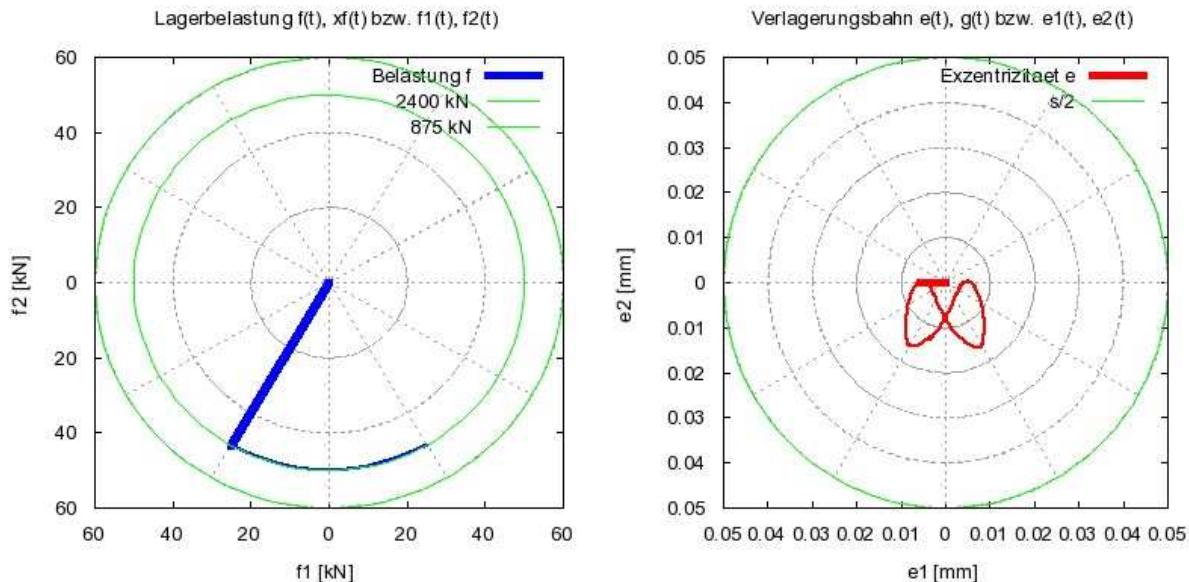
1. Es kann der Versatz der Lagerabschnitte variiert werden. Größerer Versatz führt in Abhängigkeit vom Schwenkwinkel zu größeren Spaltweiten im entlasteten Bereich des Schmierspalts.
2. Es kann eine optimale Anordnung von Schmiernuten und ein entsprechender Schmiermittelzufuhrdruck gewählt werden.
3. Falls die Lagerbelastung nicht wie im hier gezeigten Beispiel über die Zeit konstant ist, sondern von den jeweiligen Lagerabschnitten unterschiedliche Lastimpulse aufgenommen werden müssen, kann man durch unterschiedliche Breiten der versetzten Lagerabschnitte eine Optimierung vornehmen.
4. Da durch die Wahl eines geeigneten Lagerversatzes die Schmierspalthöhe im entlasteten Lagerabschnitt variiert werden kann, besteht auch eine gute Möglichkeit die Tragfähigkeit durch eine größere Viskosität des Schmiermittels zu erhöhen, ohne den notwendigen Schmiermittelzufuhrdruck erheblich erhöhen zu müssen.

Eine weitere interessante Möglichkeit die Schmiermittelversorgung weiter zu verbessern, zeigt nachfolgendes Beispiel: In jedem Lagerabschnitt werden mitten im Schmierspalt je zwei axiale Schmiernuten angeordnet, die nicht miteinander direkt verbunden sind. Jede Schmiernut ist mit einem Rückschlagventil versehen, so dass das Schmiermittel nur von der Versorgungspumpe in die Schmiernut fließen kann, aber nicht wieder zurück. Wegen der dadurch verkürzten Strömungswege des nachfließenden Öls konnte der Zufuhrdruck gegenüber dem vorhergehenden Beispiel von 2 MPa auf 1 MPa reduziert werden. Außerdem wurde mit einer dynamischen Viskosität von 198 mPa·s ein um 2 Viskositätsklassen zäheres Öl eingesetzt. Weitere Daten zu diesem Gleitgelenk sind in Tabelle 6 im Anhang angegeben.

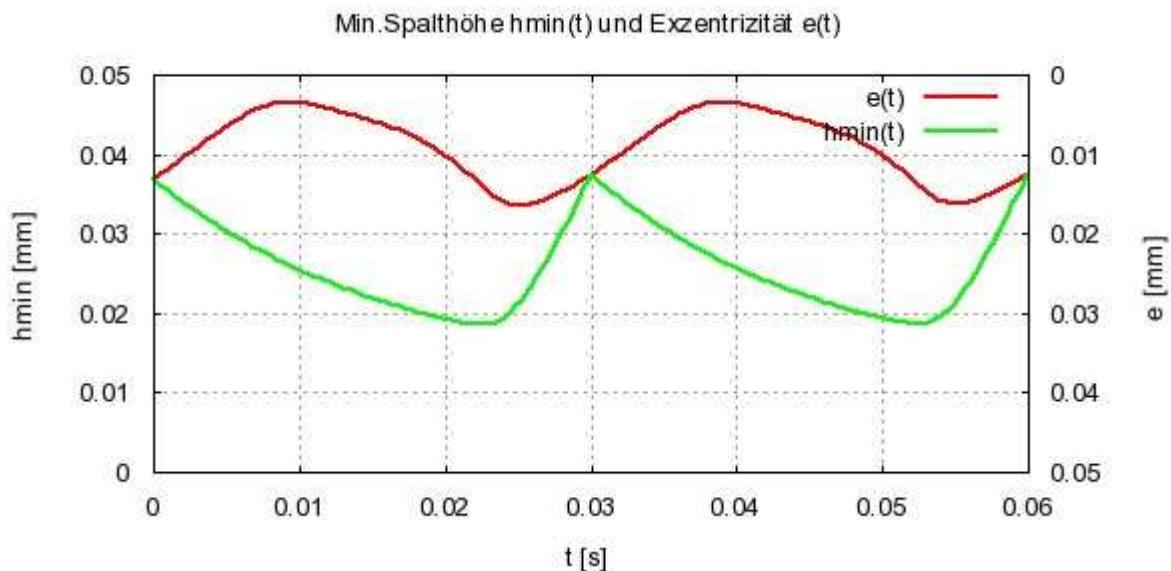
**Tabelle 3:** Schnitte durch das Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen

	Zeitpunkt Nr. 51	Nr. 75	Nr. 151
Schnitt NZ=30 von 40			
Schnitt NZ=11 von 40			

Die Tabelle 3 zeigt wieder 2 Schnitte durch je einen Lagerabschnitt zu drei verschiedenen Zeitpunkten von 200 Zeitpunkten pro Lastzyklus. Durch die kürzeren Strömungswege füllt sich der entlastete Teil des Schmierspalts schneller (Bild oben links bzw. unten rechts), so dass zu einem früheren Zeitpunkt (Nr. 75, mittlere Spalte) der Schmierspalt bereits fast vollständig wieder gefüllt ist und sich Druck aufbauen kann. (Animationen finden Sie dazu unter [4].) Bild 9 zeigt nun den Lastverlauf und die Verlagerungsbahn zu diesem Beispiel in Polarkoordinaten und Bild 10 die Exzentrizität  $e(t)$  und die minimale Schmierspalthöhe  $h_{min}(t)$  über den Lastzyklus. Gegenüber dem vorhergehenden Beispiel (Bild 9) hat sich die minimale Schmierspalthöhe von 0,0084 auf 0,019 mm noch einmal mehr als verdoppelt. Durch die Verlagerung der Schmiernuten haben sich die Nachströmbedingungen des Öls trotz Reduzierung des Pumpendrucks so verbessert, dass auch das zähere Öl ausreichend einströmen kann, welches dann für eine Tragfähigkeitserhöhung sorgt.



**Bild 9:** Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit versetzten Lagerabschnitten und 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen

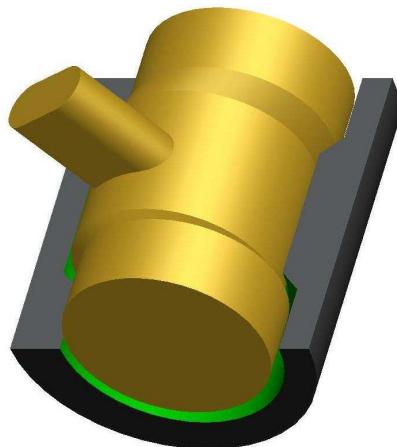


**Bild 10:** Verlauf der Exzentrizität  $e(t)$  und der minimalen Schmierspalthöhe  $h_{min}(t)$  über eine Lastperiode für das versetzte Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventil

## 6. Gleitgelenk mit drei versetzten Lagerabschnitten

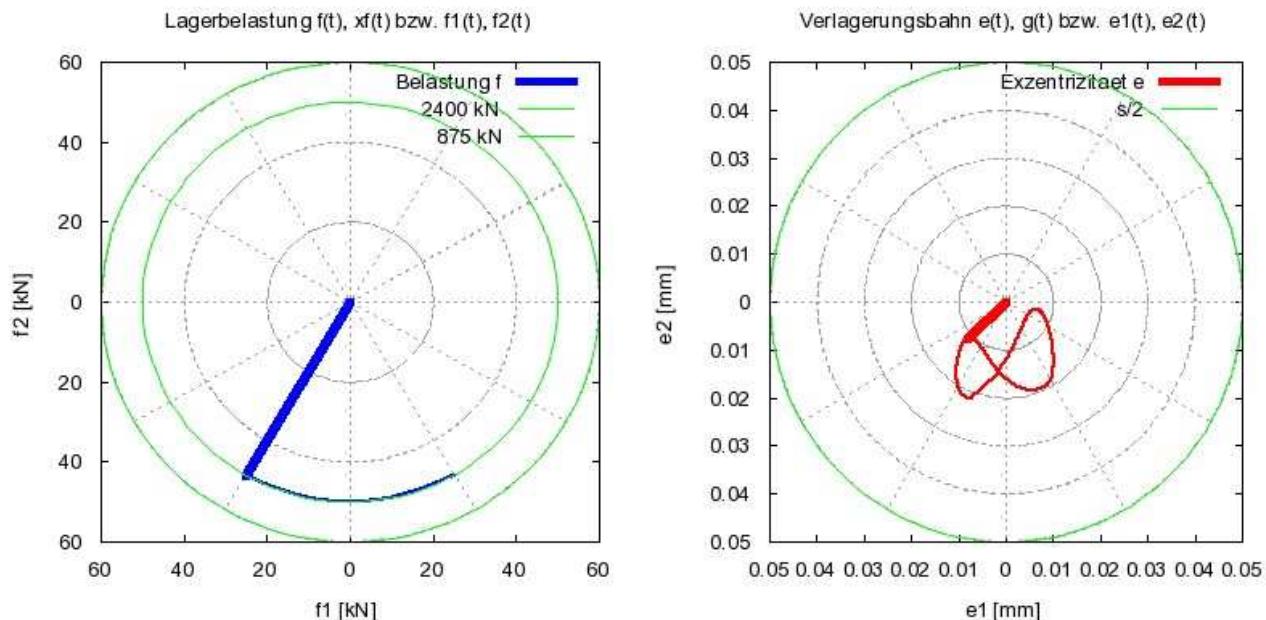
Es ist zu beachten, dass bei einem Gleitgelenk mit nur zwei zueinander versetzten Lagerabschnitten durch den asymmetrischen Druckaufbau im Schmierspalt auch ein Kippmoment entsteht. Falls das stört, kann es vermieden werden, indem das Gleitgelenk in 3 Abschnitte aufgeteilt wird (Bild 11). Weitere Daten zu diesem Gleitgelenk sind in Tabelle 7 im Anhang angegeben.

Auch solche Gleitgelenke können mit dem Programm SIRIUS problemlos berechnet werden. Da bei dieser Variante meist Symmetrie angestrebt wird, kann diese hier auch für eine Verkürzung der Berechnungszeit genutzt werden, indem nur das halbe Gelenk modelliert wird.

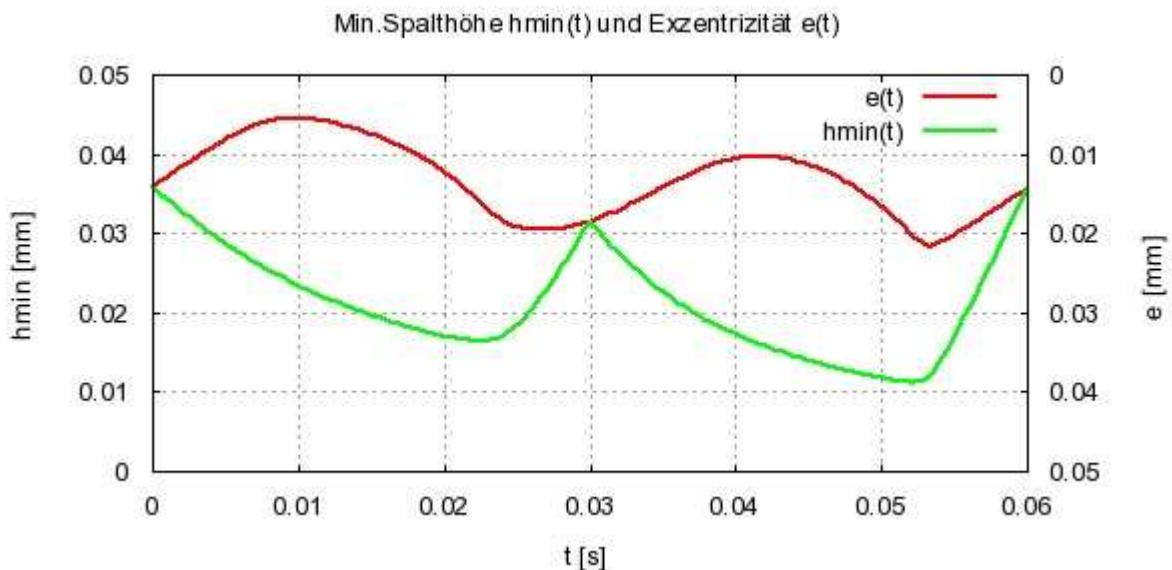


**Bild 11:** Gleitgelenk mit drei versetzten Lagerabschnitten

Bild 12 (linkes Diagramm) zeigt die Verlagerungsbahn für ein dreigeteiltes Gleitgelenk mit den gleichen Lagerabmessungen und gleicher Lagerbelastung, wie in den vorhergehenden Beispielen und Bild 13 zeigt dazu den Verlauf der minimalen Spalthöhe  $h_{\min}(t)$  und der Exzentrizität  $e(t)$  über einen Last- und Bewegungszyklus. Offenbar ist hier die Aufteilung der Lagerabschnitte noch nicht optimal. Das zeigt sich daran, dass die beiden lokalen Minima im Verlauf der minimalen Spalthöhe  $h_{\min}(t)$  nicht gleich sind.

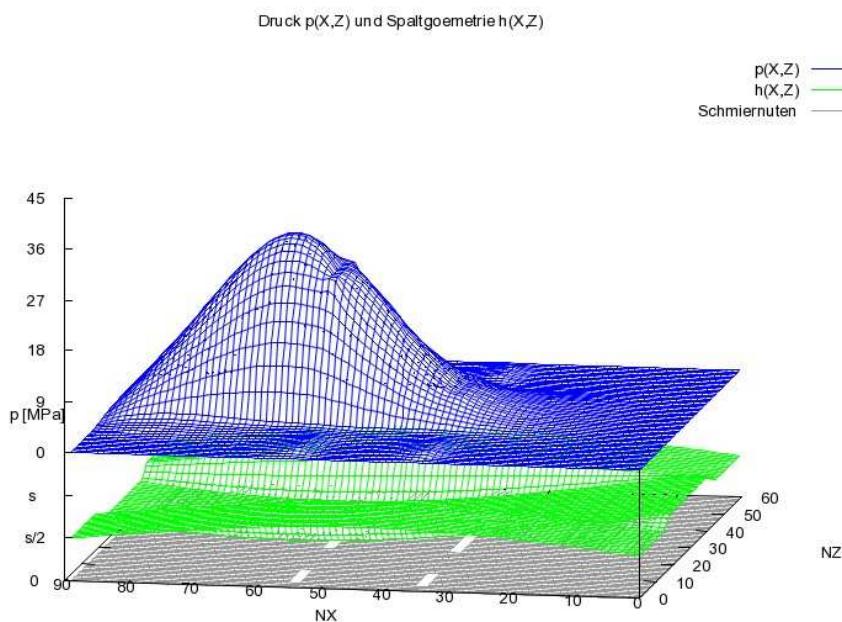


**Bild 12:** Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit drei versetzten Lagerabschnitten und 6 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen

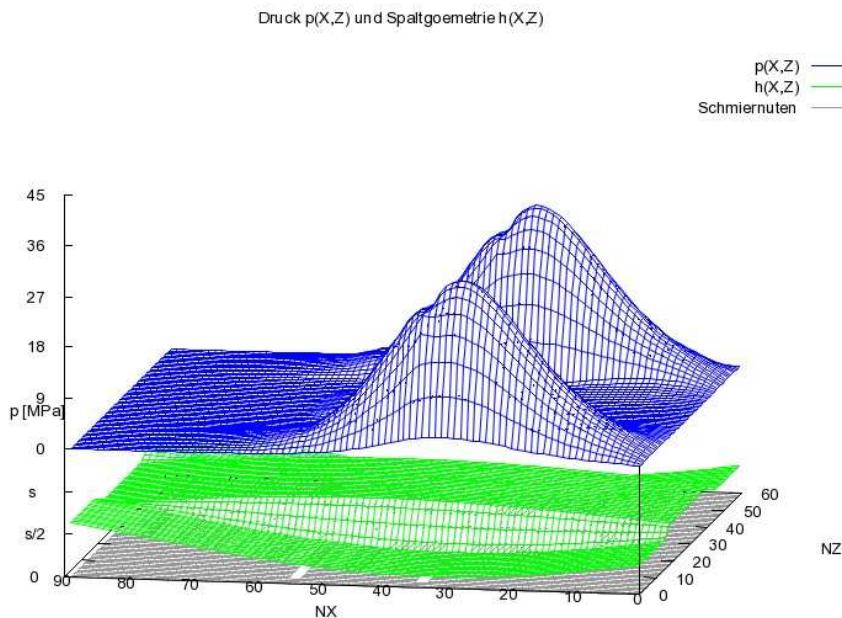


**Bild 13:** Verlauf der Exzentrizität  $e(t)$  und der minimalen Schmierspalthöhe  $h_{min}(t)$  über eine Lastperiode für das versetzte Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventil

Die Bilder 14 und 15 zeigen je einen ausgewählten Druckverlauf  $p$  (blau) und die Schmierspalthöhe  $h$  (grün) über die abgewickelte Schmierspaltfläche. Während im Bild 14 der mittlere Lagerabschnitt die gesamte Lagerbelastung trägt, teilt sich im Bild 15 die Lagerbelastung auf die beiden äußeren Lagerabschnitte auf.



**Bild 14:** Druckverteilung  $p$  und Spalthöhe  $h$  über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 50 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und drei Lagerabschnitten



**Bild 15:** Druckverteilung  $p$  und Spalthöhe  $h$  über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 150 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und drei Lagerabschnitten

Eine Teilung in mehr als drei Abschnitte erscheint nicht sinnvoll, da durch weitere Teilungen die Lagerabschnitte immer schmäler werden, was sich durch den Druckabfall an den Rändern ungünstig auf die Gesamttragfähigkeit auswirkt. Deshalb sollte, wenn möglich, eine Teilung in nur zwei Lagerabschnitte angestrebt werden.

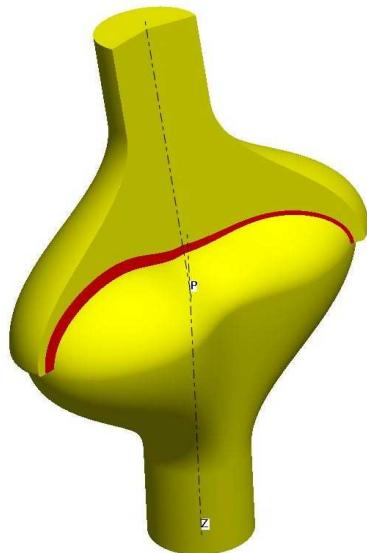
## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Das Beispiel hat gezeigt, dass trotz der Verkleinerung der jeweils tragenden Schmierspaltfläche ein erheblicher Tragfähigkeitsgewinn erzielt werden kann. Sicher können auch noch andere Formabweichungen im zylindrischen Gelenk ähnliche Effekte erzeugen, aber die Aufteilung in zwei versetzte achsparallele Abschnitte hat sich als effektiv erwiesen. Durch das über die Lagerbreite gleich bleibende Lagerspiel ergeben sich hier gute Schmiegeungsverhältnisse, die einen großflächigen Druckberg ermöglichen.

Mehr Variationsmöglichkeiten sind denkbar bei einem mehrachsigen Gleitgelenk (Bild 16). Hier können je nach Ausgestaltung bis zu drei Schwenkachsen auftreten und dementsprechend kann nach geeigneten Formabweichungen vom idealen Kugelgelenk gesucht werden.

Eine Vielzahl nicht zylindrischer Gleitgelenke finden wir in der Natur, u.a. auch im menschlichen Körper. Deshalb sind solche Gelenke auch für Endoprothesen, die Körpergelenke nachbilden, von Interesse. Aus wissenschaftlicher Sicht wäre interessant zu erfahren, ob die Natur dieses Prinzip der Formabweichungen zur Erhöhung der Tragfähigkeit bereits praktiziert. Mit dem Programm SIRIUS können mehrachsige Gelenke leider nicht simuliert werden. Dafür muss ein neues Programm geschrieben werden. Die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung für ein

Flüssigkeits-Gas-Gemisch und die zugehörigen numerischen Lösungsverfahren haben sich am einachsigen Gleitgelenk aber gut bewährt und die Erfahrungen könnten übernommen werden.



**Bild 16:** Nicht zylindrisches Gleitgelenk

Bisher wurde dieser Effekt nur an starren Lagern untersucht. Zukünftig sind hier auch noch elastische Verformungen zu berücksichtigen. Interessant ist dabei die Frage, ob elastische Verformungen hier nur als störende Faktoren mit berücksichtigt werden müssen, oder ob durch gezielte Elastizitäten ebenfalls positive Effekte erzielt werden können.

## Anhang

### Liste der verwendeten Symbole

b	Lagerbreite
b1	Breite des Lagerabschnitts 1 bzw. des mittleren Lagerabschnitts bei Lagerversatz
b2	Breite des Lagerabschnitts 2 bzw. der beiden äußeren Lagerabschnitte bei Lagerversatz
c	Mischungskonstante des Flüssigkeits-Gas-Gemisches im Schmierspalt (Definition siehe Literaturstelle [1])
d	Achsendurchmesser
e	Exzentrizität der Verlagerung der Gelenkkachse innerhalb der Lagerschale
e1	horizontale Komponente der Exzentrizität e
e2	vertikale Komponente der Exzentrizität e
F	Lagerbelastung
f1	horizontale Komponente der Lagerbelastung
f2	vertikale Komponente der Lagerbelastung
f	Frequenz des Bewegungs- und Lastzyklusses des Gleitgelenks
h	Schmierspalthöhe
$h_{\min}$	minimale Schmierspalthöhe
NX	Anzahl der Teilungen in Umfangsrichtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt

NZ	Anzahl der Teilungen in axialer Richtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
p	Schmierfilmdruck
$p_{pu}$	Druck der Schmiermittelversorgungspumpen
$p_{rand}$	Umgebungsdruck (Druck am Lagerrande)
s	Lagerspiel
So	Sommerfeldzahl
t	Zeit
Vers	Versatz zwischen den Teilachsen der Lagerabschnitte der Welle und der Lagerschale
$\alpha$	Drehwinkel der Gelenkkachse in der Lagerschale
$\alpha_{max}$	Amplitude Drehschwingung der Gelenkkachse
$\beta$	Richtung der Lagerbelastung
$\eta$	dynamische Viskosität
$\omega$	Drehgeschwindigkeit der Gelenkkachse

**Tabelle 4:** Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk ohne Versatz gemäß Abschnitt 2 Bild 1 bis 3

c	= 0,1	MPa	Mischungskonstante des Flüssigkeits-Gas-Gemischs
NT	= 50		Anzahl der Zeitschritte über einen Lastzyklus
NX	= 180		Anzahl der Teilungen in Umfangsrichtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
NZ	= 40		Anzahl der Teilungen in axialer Richtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
	2		Anzahl der Schmiertaschen (Lage der Taschen siehe Bild 2)
$p_{pu}$	= 1.9	MPa	Druck der Schmiermittelpumpe
$p_{rand}$	= 0,1	MPa	(absoluter) Umgebungsdruck
xa	= -90	grd	Anfang der Lagerschale in Umfangrichtung
xe	= 90	grd	Ende der Lagerschale in Umfangrichtung
$\eta$	= 90	mPa·s	dynamische Viskosität (entspricht Viskositätsklasse 100 bei 40°C nach DIN 51 519 und Dichte= 900 kg/m³)

**Tabelle 5:** Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, zwei Lagerabschnitten und zwei Schmiernuten ohne Rückschlagventil gemäß Abschnitt 3 und 4, Bild 4 bis 8 und Tabelle 2

b1	= 37,5	mm	Breite des Lagerabschnitts 1
b2	= 37,5	mm	Breite des Lagerabschnitts 2
c	= 0,1	MPa	Mischungskonstante des Flüssigkeits-Gas-Gemischs
NT	= 200		Anzahl der Zeitschritte über einen Lastzyklus

NX	= 180	Anzahl der Teilungen in Umfangsrichtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
NZ	= 40	Anzahl der Teilungen in axialer Richtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
	2	Anzahl der Schmiertaschen ohne Rückschlagventile (Lage der Taschen siehe Bild 8 bzw. Tabelle 2)
p <sub>pu</sub>	= 2	MPa Druck der Schmiermittelpumpe
p <sub>rand</sub>	= 0,1	MPa (absoluter) Umgebungsdruck
vers	= 0,1	mm Achsversatz zwischen den beiden Lagerabschnitten
xa	= -90	grd Anfang der Lagerschale in Umfangrichtung
xe	= 90	grd Ende der Lagerschale in Umfangrichtung
η	= 90	mPa·s dynamische Viskosität (entspricht Viskositätsklasse 100 bei 40°C nach DIN 51 519 und Dichte= 900 kg/m <sup>3</sup> )

**Tabelle 6:** Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, zwei Lagerabschnitten und vier Schmiernuten mit Rückschlagventil gemäß Abschnitt 5, Bild 9 bis 10 und Tabelle 3

b1	= 45	mm	Breite des Lagerabschnitts 1
b2	= 45	mm	Breite des Lagerabschnitts 2
c	= 0,1	MPa	Mischungskonstante des Flüssigkeits-Gas-Gemischs
NT	= 200		Anzahl der Zeitschritte über einen Lastzyklus
NX	= 360		Anzahl der Teilungen in Umfangsrichtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
NZ	= 40		Anzahl der Teilungen in axialer Richtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
	4		Anzahl der Schmiertaschen mit Rückschlagventilen (Lage der Taschen siehe Tabelle 3)
p <sub>pu</sub>	= 1	MPa	Druck der Schmiermittelpumpe
p <sub>rand</sub>	= 0,1	MPa	(absoluter) Umgebungsdruck
vers	= 0,1	mm	Achsversatz zwischen den beiden Lagerabschnitten
xa	= -90	grd	Anfang der Lagerschale in Umfangrichtung
xe	= 90	grd	Ende der Lagerschale in Umfangrichtung
η	= 198	mPa·s	dynamische Viskosität (entspricht Viskositätsklasse 220 bei 40°C nach DIN 51 519 und p= 900 kg/m <sup>3</sup> )

**Tabelle 7:** Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, drei Lagerabschnitte und 6 Schmiernuten mit Rückschlagventil gemäß Abschnitt 6, Bild 11 bis 15

b1	= 25	mm	Breite des Lagerabschnitts 1
b2	= 40	mm	Breite des Lagerabschnitts 2
c	= 0,1	MPa	Mischungskonstante des Flüssigkeits-Gas-Gemischs
NT	= 200		Anzahl der Zeitschritte über einen Lastzyklus
NX	= 360		Anzahl der Teilungen in Umfangsrichtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
NZ	= 60		Anzahl der Teilungen in axialer Richtung des über die Schmierspaltfläche aufgespannten Gitternetzes zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt
	6		Anzahl der Schmiertaschen mit Rückschlagventilen (Lage der Taschen siehe Bild 14)
p <sub>pu</sub>	= 1	MPa	Druck der Schmiermittelpumpe
p <sub>rand</sub>	= 0,1	MPa	(absoluter) Umgebungsdruck
vers	= 0,1	mm	Achsversatz zwischen den beiden Lagerabschnitten
xa	= -90	grd	Anfang der Lagerschale in Umfangrichtung
xe	= 90	grd	Ende der Lagerschale in Umfangrichtung
η	= 198	mPa·s	dynamische Viskosität (entspricht Viskositätsklasse 220 bei 40°C nach DIN 51 519 und ρ= 900 kg/m <sup>3</sup> )

## Verzeichnis der Abbildungen

<b>Bild 1:</b>	Belastungsverlauf und Verlagerungsbahn des Gelenkbolzens beim Einschwingen in eine stationäre Verlagerungsbahn .....	4
<b>Bild 2:</b>	Querschnitt durch die Mittelebene des Gleitgelenks ohne Versatz mit Druckverteilung über den Umfang nach ca. 12 Lastwechseln (579. Zeitschritt) .....	4
<b>Bild 3:</b>	Druckverlauf p und Spalthöhe h über die abgewickelte Spaltfläche für das Gleitgelenk ohne Versatz nach ca. 12 Lastwechseln (579. Zeitschritt) .....	5
<b>Bild 4:</b>	Gleitgelenk mit zwei versetzten Lagerabschnitten .....	5
<b>Bild 5:</b>	Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit versetzten Lagerabschnitten .....	6
<b>Bild 6:</b>	Verlauf der Exzentrizität $e(t)$ und der minimalen Schmierspalthöhe $h_{min}(t)$ über eine Lastperiode.....	6
Bild 7:	Druckverteilung p und Spalthöhe h über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 50 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und zwei Lagerabschnitten .....	7
<b>Bild 8:</b>	Druckverteilung p und Spalthöhe h über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 150 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und zwei Lagerabschnitten .....	7
<b>Bild 9:</b>	Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit versetzten Lagerabschnitten und 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen .....	11
<b>Bild 10:</b>	Verlauf der Exzentrizität $e(t)$ und der minimalen Schmierspalthöhe $h_{min}(t)$ über eine Lastperiode für das versetzte Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventil.....	11
<b>Bild 11:</b>	Gleitgelenk mit drei versetzten Lagerabschnitten.....	12
<b>Bild 12:</b>	Belastungsverlauf und stationäre Verlagerungsbahn des Gleitgelenks mit drei versetzten Lagerabschnitten und 6 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen .....	12
<b>Bild 13:</b>	Verlauf der Exzentrizität $e(t)$ und der minimalen Schmierspalthöhe $h_{min}(t)$ über eine Lastperiode für das versetzte Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventil.....	13
<b>Bild 14:</b>	Druckverteilung p und Spalthöhe h über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 50 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und drei Lagerabschnitten .....	13
<b>Bild 15:</b>	Druckverteilung p und Spalthöhe h über die abgewickelte Schmierspaltfläche nach 150 von 200 Zeitschritten pro Lastzyklus für ein Gleitgelenk mit 0,1 mm Achsversatz und drei Lagerabschnitten .....	14
<b>Bild 16:</b>	Nicht zylindrisches Gleitgelenk .....	15

## Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1: Lagertypen .....	2
Tabelle 2: Schnitte durch die zwei Gelenkabschnitte zu drei Zeitpunkten der Lastperiode .....	9
Tabelle 3: Schnitte durch das Gleitgelenk mit 4 axialen Schmiernuten mit Rückschlagventilen....	10
Tabelle 4: Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk ohne Versatz gemäß Abschnitt 2 Bild 1 bis 3 .....	16
Tabelle 5: Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, zwei Lagerabschnitten und zwei Schmiernuten ohne Rückschlagventil gemäß Abschnitt 3 und 4, Bild 4 bis 8 und Tabelle 2.....	16
Tabelle 6: Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, zwei Lagerabschnitten und vier Schmiernuten mit Rückschlagventil gemäß Abschnitt 5, Bild 9 bis 10 und Tabelle 3 .....	17
Tabelle 7: Liste weiterer Parameter zum Demonstrationsbeispiel Gleitgelenk mit Versatz, drei Lagerabschnitte und 6 Schmiernuten mit Rückschlagventil gemäß Abschnitt 6, Bild 11 bis 15.....	18

## Literatur

- [0] Wegmann, R.: Tragfähigkeitseffekte hydrodynamischer einachsiger Gleitkontakte mit geringer Relativgeschwindigkeit durch gezielte Abweichungen von der idealen Rotationssymmetrie. VDI-Berichte 2147 S. 85-96, ISBN: 978-3-18-092147-1, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011.
- [1] Wegman, R: Erweiterung der hydrodynamischen Schmiertheorie durch Einbeziehung des Unterdruckgebietes in die Berechnung instationär belasteter Gleitlager. Universität Rostock Diss. 1978. [http://www.rolandwegmann.de/dissertation\\_rw/](http://www.rolandwegmann.de/dissertation_rw/)
- [2] Wegmann, R.; Kreja, S.-U.; Brökel, K.: Modernes Verfahren zur Simulation stationärer und instationärer Belastungen beim hydrostatischen und hydrodynamischen Betrieb von Radialgleitlagern unter Berücksichtigung von Ölzufluss und Wellenbiegung. VDI-Tagung "Gleit- und Wälzlagerungen", Wiesloch 2009, VDI-Berichte 2069.  
<http://www.rolandwegmann.de/vdi-lager2009/>
- [3] Wegmann, R.; Brökel, K.: Aktuelle Probleme der numerischen Simulation des hydrodynamischen und hydrostatischen Verhaltens von Spaltströmungen. In: Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Aachen 2008, Shaker Verlag, S.291-303.  
[http://www.rolandwegmann.de/aachen\\_kt2008/](http://www.rolandwegmann.de/aachen_kt2008/)
- [4] [http://www.rolandwegmann.de/vdi2011\\_form/](http://www.rolandwegmann.de/vdi2011_form/)

Gefördert durch das

