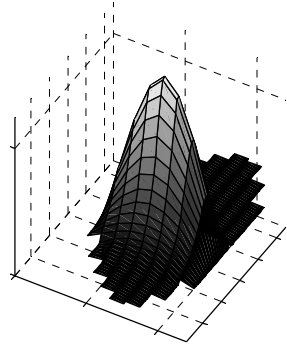


Genau Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkamm-Auslegung

Thoden, D.

Zur Schmierfilmberechnung von Druckkammern ist am IMW ein Berechnungsprogramm erstellt worden, mit dem sich nach der Finite-Differenzen-Methode Druckverteilungen im Schmierpalt berechnen lassen. Mit dem Programm kann aus wenigen Geometrie-, Material- und Schmierstoffdaten die hydrodynamische Tragfähigkeit ermittelt werden. Daneben ist auch die sich ergebende Schmierpaltgeometrie eine Ergebnisgröße.



To calculate the lubrication film of thrust cones a calculation program was made at the IMW, which uses the finite difference method to calculate the pressure distribution in the lubrication gap. Using only a few geometry, material and lubricant data the hydrodynamic load capacity is calculated. Furthermore the resulting geometry of the lubrication gap is provided as a result.

1 Einleitung

In /1/ wurde ein Berechnungsprogramm für die elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkammern nach den Näherungsformeln von Dowson und Higginson /2/ vorgestellt. Für eine genauere Betrachtung der Verhältnisse im Schmierpalt ist es nötig, die Reynolds-Differentialgleichung für den Druckkamm-Kontakt zu lösen. Ein solches Verfahren wird in /3/ vorgestellt und wurde nun am IMW in ein Berechnungsprogramm umgesetzt.

2 Eingangsdaten

Für die hydrodynamische Auslegung wird eine Reihe von Eingangsdaten benötigt. Neben Geometrie und Geschwindigkeit spielen Daten der verwendeten Werkstoffe sowie insbesondere des Schmierstoffes eine große Rolle.

2.1 Geometrie, Werkstoff- und Betriebsdaten

Aus der Getriebekonstruktion sind dieses vornehmlich der Achsabstand a und das Übersetzungsverhältnis i . Entscheidend für die Druckkammgeometrie ist üblicherweise der Fußkreisradius r_{F2} des Rades, an dem die Anlauffläche angebracht ist. Ist sie Bestandteil des Großrades, ergibt sich für den inneren Druckkammradius ein Mindestmaß von $r_{DKi} = a - r_{F2}$. Konstruktive Elemente wie Übergangsradien um einen sauberen Einlauf der beiden Gleitflächen zu erreichen, können diesen Innenradius entsprechend vergrößern.

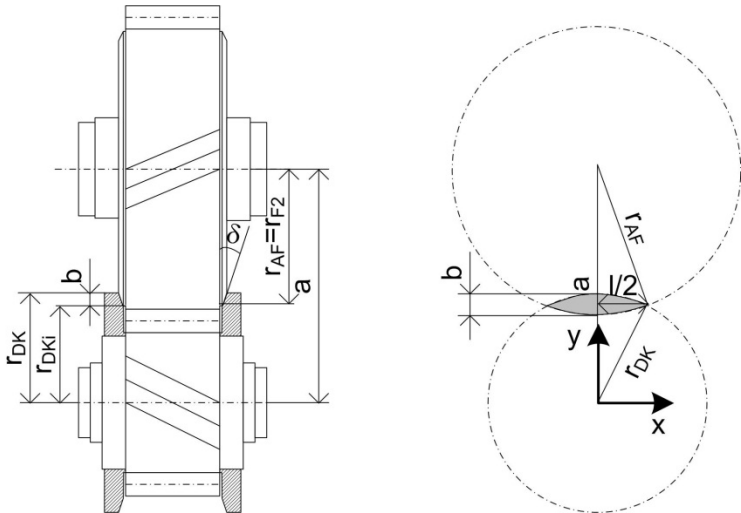


Bild 1 Geometrische Verhältnisse am Druckkamm

Der Außendurchmesser des Druckkamms wird durch die Berührbreite b der Druckkammfläche bestimmt. Die Breite des Druckkamms kann über die Hertz'sche Pressung p_H berechnet werden, in die die zweite konstruktive Größe, nämlich der Kegelwinkel δ einfließt. Mit diesen Größen lässt sich der Ersatzradius r_{red} berechnen:

$$r_{keg1} = \frac{r_{DK}}{\sin \delta} = \frac{r_{DKi} + \frac{b}{2}}{\sin \delta}; r_{keg2} = \frac{r_{AF}}{\sin \delta} = \frac{r_{F2} + \frac{b}{2}}{\sin \delta} \quad 2.1$$

$$r_{red} = \frac{r_{keg1} \cdot r_{keg2}}{r_{keg1} + r_{keg2}} \quad 2.2$$

Für die Berechnung der Pressung sind fernerhin noch die Axialkraft F_{Ax} sowie Elastizitätsmodul E und Querkontraktionszahl ν der verwendeten Werkstoffe nötig. In den meisten Fällen können für beide Reib-

partner dieselben Daten angenommen werden. die Flächenpressung ergibt sich dann zu:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_{Ax} \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot r_{red} \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}} \quad 2.3$$

Zur Bestimmung, ob der Druckkamm vollständig hydrodynamisch trägt, die minimale ermittelte Schmierfilmdicke mit der Summe der Oberflächenrauigkeiten inklusive eines zehnpromzentigen Sicherheitsaufschlags verglichen.

Zur Berechnung verschiedener Betriebszustände müssen fernerhin die Drehzahlen der Zahnräder bekannt sein.

2.2 Schmierstoff

Der eingesetzte Schmierstoff wird hauptsächlich durch seine Dichte ρ und seine dynamische Viskosität η charakterisiert. Für die Berechnung ist entscheidend, dass beide Größen nicht als konstant sondern durch den Druck veränderlich angenommen werden. Eine Übersicht über verschiedene Berechnungsansätze für die Berücksichtigung dieser Einflüsse ist in /4/ dargestellt.

Da sich die Pressung und damit der Druck in Grenzen halten, wird für die Viskositätsänderung der Exponentialansatz nach Barus gewählt:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_\eta p} \quad 2.4$$

Der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_η muss dabei für das verwendete Öl geliefert werden.

Für die Berücksichtigung der Dichte-Druckabhängigkeit wird ein Ansatz nach Dowson und Higginson verwendet. Die Abhängigkeit wird für Mineralöl über zwei Konstanten ($\lambda = 0,6 \text{ GPa}^{-1}$ und $\gamma = 1,7 \text{ GPa}^{-1}$) ausgedrückt. Die druckabhängige Dichte ermittelt sich damit zu:

$$\rho(p) = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot p}{1 + \gamma \cdot p} \right) \quad 2.5$$

Für beide Fälle wird davon ausgegangen, dass die Änderungen durch den Druck gegenüber temperaturbedingten Änderungen groß sind.

3 Der Berechnungsgang

Zur Lösung der Differentialgleichungen wird ein Finite-Differenzen-Ansatz gewählt. Hierzu wird zuerst der Berechnungsbereich in Form der Berührlinse ermittelt. Die Berührlinse ergibt sich aus der Überlap-

pfung von Druckkamm und Anlauffläche. Damit ergibt sich für die Berührlinse verteilt sich auf die Berührbreite sowie eine Länge, die dem doppelten der Höhe des Dreiecks, das aus Achsabstand a , Druckkammäußenradius r_{DK} und Anlaufflächenaußenabstand r_{AF} gebildet wird (Bild 1).

3.1 Bestimmung der Geometrie und Geschwindigkeiten

Mittels einfacher Formeln für den Kegelradius lässt sich nun die Geometrie für die beiden Begrenzungsflächen ermitteln. Das Koordinatensystem, dessen Ursprung im Mittelpunkt des Ritzels liegt, wird dabei um den Winkel δ gekippt. Zusätzlich ist es möglich, einen Winkelfehler von $\Delta\delta$ zu berücksichtigen.

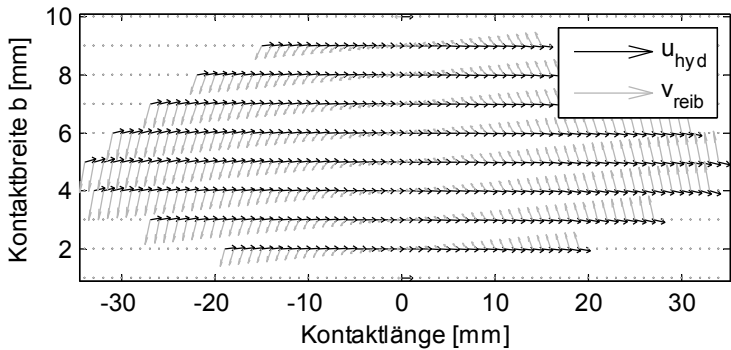


Bild 2 Geschwindigkeitsverhältnisse innerhalb der Berührlinse

Im Druckkammkontakt sind zwei Geschwindigkeiten entscheidend. Zum einen die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_{hyd} , die tangential gerichtet ist und für den Tragfilmaufbau sorgt, sowie die Reibgeschwindigkeit v_{reib} , die als Geschwindigkeitsdifferenz für die Reibverluste im Kontakt sorgt. Beide Geschwindigkeiten sind in Bild 2 dargestellt.

3.2 Druckberechnung

Mit diesen Eingangsdaten kann die Reynoldsgleichung gelöst werden. Als fehlende Größe wird die Schmierfilmdicke mit h bezeichnet:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho h u + \frac{\partial}{\partial y} \rho h v \right) \quad 3.1$$

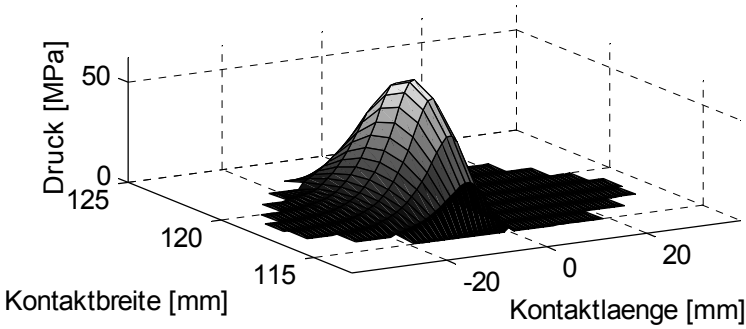


Bild 3 Druckverteilung im Schmierpalt

Für die Lösung wird in einer äußeren Iteration ein Gleichgewicht zwischen der Axialkraft F_{Ax} und der minimalen Schmierfilmhöhe h gesucht. Die gegenwärtig abgestützte Axialkraft wird dabei als Flächenintegral des momentan berechneten Drucks errechnet. In einer inneren Iterationsschleife werden die zuvor beschriebenen Abhängigkeiten der Viskosität und der Dichte vom Druck berücksichtigt.

Darüber hinaus wird die Oberflächenverformung über die gesamte Berührfläche über folgende Beziehung abgeschätzt und bei der Lösung der obigen Gleichung berücksichtigt.

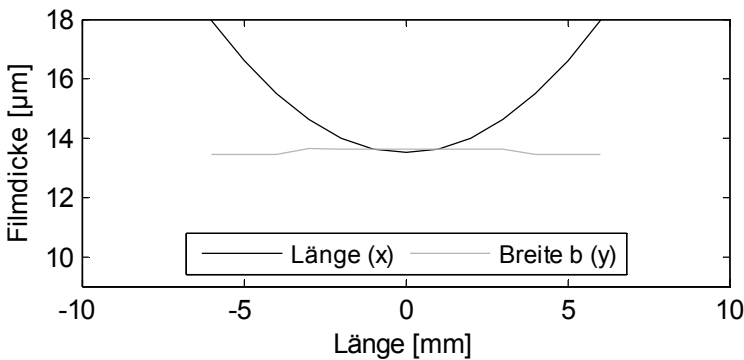


Bild 4 Geometrie des Schmierpalts in Längs- und Querrichtung.

4 Ausgewertete Größen

In Bild 3 ist die Druckverteilung einer Beispielrechnung dargestellt. Mittels der gleichzeitig berechneten Schmierpaltgeometrie (Bild 4) kann flächengenau über den Newton'schen Ansatz die Scherspannung im Schmierstoff und damit die Verlustleistung bestimmt werden.

5 Zusammenfassung

Mit dem vorgestellten Berechnungsprogramm steht nun ein Werkzeug für die genauere Bestimmung der Gegebenheiten im Druckkammenschmierfilm zur Verfügung. Somit besteht die Möglichkeit, sowohl die auf dem institutseigenen Prüfstand gefahrenen Versuche nachzustellen als die Betriebssicherheit von Druckkämmen in unterschiedlichen Betriebszuständen abzuschätzen.

Entwicklungspotential bietet das Programm hinsichtlich der Berücksichtigung der Ölerwärmung sowie einer Revision der Umgebungsabhängigen Änderung der Schmierstoffeigenschaften.

Viel Potential ergibt sich aus der Trennung von Geometrieberechnung und Schmierfilmberechnung. So wird es möglich sein, komplexe Druckkammgeometrien zuverlässig zu berechnen und makroskopische Verformungen zu berücksichtigen.

6 Literatur

- /1/ Thoden, D.: Elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkämmen. In: Dietz, Peter (Hrsg.): Institutsmitteilung 2006 (Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen). Clausthal-Zellerfeld, 2006, S. 23–26
- /2/ Dowson, D. ; Higginson, G.: Elasto-hydrodynamic Lubrication. SI ed. Oxford : Pergamon Press, 1977
- /3/ Barragan Ling, F. de ; Evans, H. ; Snidle, R.: Thrust cone lubrication Part 1: elastohydrodynamic analysis of conical rims. In: ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210) 210 (1996), Nr. 210, S. 85–96.
- /4/ Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen : Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010