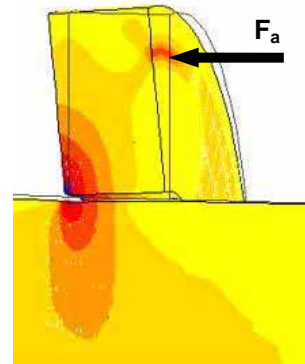


Aktuelle Entwicklungen in der Druckkamberechnung

Thoden, D.; Lütkepohl, A.; Schwarzer, T.

Der Einsatz von Druckkämmen in Zahnradgetrieben beschränkt sich gegenwärtig, bis auf wenige Ausnahmen, auf Turbogetriebe. Durch die Entwicklung genauerer Berechnungsmethoden sowohl für die mechanische Festigkeit als auch für die Schmierverhältnisse soll die Druckkammtechnik einer breiteren Verwendung zugeführt werden.



The use of thrust collars in gear drives at the moment is limited save for a few exceptions to turbo transmissions. With the development of new calculation methods as well for the mechanical strength as for the lubrication situation shall bring the technique of thrust collars to a broader range of application.

1 Einleitung

Der Einsatz von schrägverzahnten Zahnradern in Stirnrad- und Planetengetrieben ist seit Jahren Stand der Technik. Dem Hauptvorteil der größeren Laufruhe und der damit verbundenen geringeren Geräuschentwicklung steht die Entstehung einer Axialkraft gegenüber, die über zusätzliche Lagerungen ausgeglichen werden muss.

Werden dafür, wie es üblich ist, Wellenlagerungen verwendet, so sind für jede Welle speziell ausgelegte Axiallagerungen nötig. Neben den erhöhten Reibungsverlusten müssen auch die Wellen und das Gehäuse so steif ausgelegt werden, dass es zu keinen, den Zahneingriff behindernden, Verformungen kommt.

Einen anderen Weg schlug die Firma BBC vor 85 Jahren ein, als sie das Maschinenelement Druckkamm patentieren ließ /1/, das als ein an der Verzahnung angebrachtes Axialgleitlager angesehen werden kann, mit dem die beschriebene Axialkraft nahe dem Entstehungsort zurückgeführt und ausgeglichen wird. Ersichtlich wird dieses in **Bild 1**, wo der Axialkraftfluss vergleichend für ein Getriebe ohne und mit Druckkamm aufgetragen ist.

Neben dem Vorteil, Wellen und Gehäuse leichter auslegen zu können, kann auf ein zweites Axialwellenlager verzichtet werden. Darüber hinaus kann bei schnell laufenden Getrieben, die mit einer externen Axialkraft beaufschlagt werden, das Führungslager auf die

langsam laufende Welle gelegt werden, womit sich zusätzliche Reibungsverluste minimieren lassen.

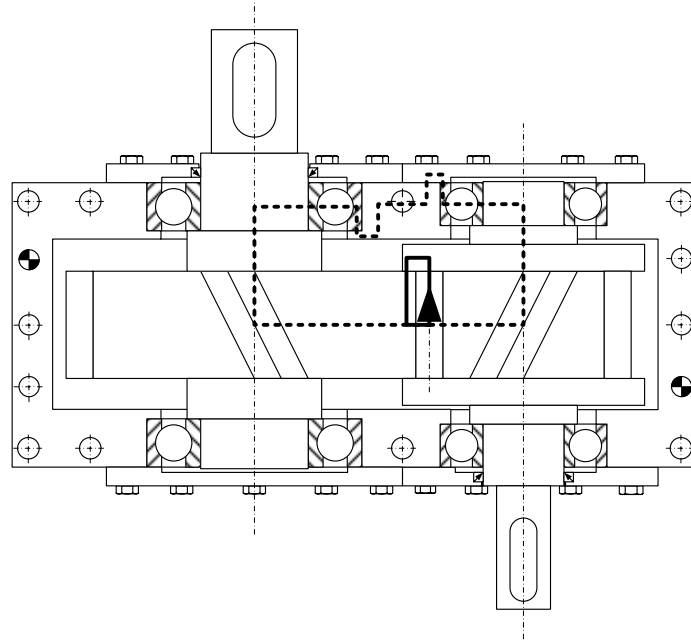


Bild 1: Axialkraftfluss im schrägverzahnten Stirnradgetriebe ohne (gestrichelt) und mit (ausgezogen) Druckkamm

1.1 Stand der Technik

Trotz vielfältiger Bemühungen, seinen Bekanntheitsgrad zu steigern, führt der Druckkamm ein Schattendasein im allgemeinen Maschinenbau /2, 3/. Eine Ausnahme bildet hier nur der Bereich der Turbogetriebe.

Beispiele aus jüngerer Vergangenheit zeigen aber, dass der Einsatz von Druckkammern über diesen Bereich hinaus angedacht wird und möglich ist /4/. Die breit gestreute Verwendung scheitert jedoch in erster Linie am Fehlen geeigneter allgemeiner Berechnungsvorschriften, die die komplexe Spannungs- und Schmiersituation in einfachen Ansätzen handhabbar machen.

Das IMW ist daher bemüht, diesen Missstand zu beseitigen und unternimmt auf dem Gebiet der Druckkammtechnik weitere Forschungsanstrengungen.

Hierzu ist es nötig, die Verformungsverhältnisse unter Belastung genau zu kennen, da diese sowohl Einflüsse auf die Festigkeit des Druckkamms als auch die Tragfähigkeit des Schmierfilms haben /5/.

1.2 Analytisches Berechnungsmodell

In seiner üblichen Ausführung ist der Druckkamm ein aufgeschrumpfter Ring und kann als Pressverband dimensioniert werden. Weitere Ausführungsformen sind in /2/ dargestellt. Als erste Annäherung für eine analytische Berechnung wird die innen eingespannte Kirchhoff'sche Kreisringplatte verwendet. Angewandt auf den Druckkamm müssen für dieses Modell folgende Annahmen getroffen werden:

- feste Einspannung in der Mitte
- symmetrische Belastung
- gegenüber der Dicke großer Durchmesser

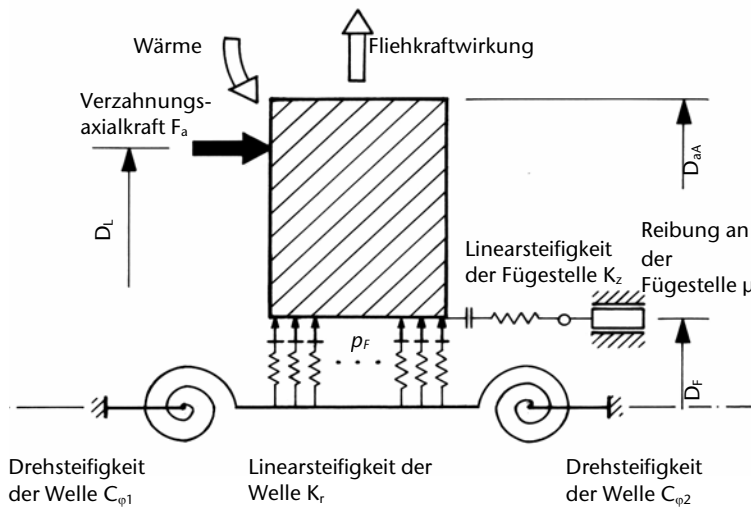


Bild 2: Ersatzmodell des aufgeschrumpften Druckkamms unter Axialkraft, Fliehkraft und Wärmewirkung /2/

Da der Druckkamm jedoch nur punktuell axial belastet wird, kommt dieses Modell hier schon an seine Grenzen. Wird die Klaffkraft erreicht, muss die Einspannung als gelenkig angesehen werden. Nach den Erkenntnissen aus /2/ wäre hier ein Sicherheitsfaktor von 3 und größer nötig, damit Festigkeitsnachweise, die mit der symmetrischen Theorie durchgeführt würden, tragfähig wären. Um dieser Überdi-

mensionierung zu entgehen, wird die Einzelkraft durch Fourierreihenentwicklung in eine Linienlast transformiert. Die daraus ermittelte analytische Gleichung vernachlässigt aber weiterhin die Schubspannungen, die in dem üblicherweise breit, gegenüber dem Durchmesser, ausgeführten Druckkamm vorhanden sind.

Werden weitere Einflüsse wie Wärmeeintrag, Fliehkraft sowie die Festigkeitseigenschaften von Fügestelle und Welle berücksichtigt, muss von dem in **Bild 2** dargestellten Ersatzbild ausgegangen werden. Erst eine analytische Annäherung an die dort herrschenden Umstände kann zu einer Getriebeauslegung unter Leichtbaugesichtspunkten führen, ohne eine Optimierung durch langwierige numerische Simulationen durchführen zu müssen.

2 Aktuelle Forschungsarbeiten

In einem zurzeit laufenden Forschungsvorhaben der DFG soll eine allgemeingültige Berechnungsgrundlage zur Auslegung von Druckkämmen mit unterschiedlichen Abmessungen entwickelt werden. Das Untersuchungsspektrum umfasst Geometrien die aufgrund ihrer Gestalt Modellansätzen von der Platten- bis hin zur Kreisringtheorie entsprechen. Im Folgenden werden Auszüge der Ergebnisse der bislang durchgeführten numerischen Untersuchungen dargestellt.

2.1 Numerische Untersuchungen

Numerische Simulationen sind notwendig, um die Randbedingungen für eine spätere Festlegung des analytischen Lösungsansatzes zu ermitteln. Ein Untersuchungspunkt ist hierbei die Ermittlung des sich bei Belastung einstellenden Kontaktdrucks bei unterschiedlichen Druckkammgeometrien.

Tabelle 1 zeigt Durchmesser und Breite der in den folgenden Diagrammen betrachteten Probengeometrien.

Probennummer	D_{aA} [mm]	B [mm]
01	162	21
04	139	33
07	123	41
11	107	51
14	95	57

Tabelle 1: Ringgeometrien der numerischen Simulation bei einem Wellendurchmesser von $D_F = 73$ mm

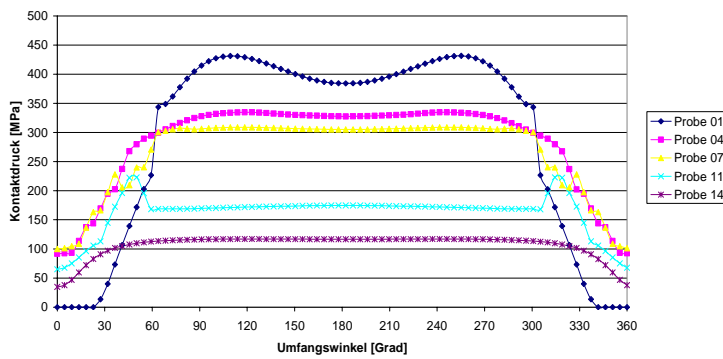


Bild 3: Kontaktdruckverteilung über dem Umfang, Verbindungsbeginn der Lasteinleitungsseite

Bild 3 zeigt den sich einstellenden Kontaktdruck am Verbindungsbeginn (Lasteinleitungsseite), bei axialer Belastung. Die Kraft (50 kN) wird in diesem Fall über ein Ringsegment von 20° aufgebracht. Im Diagramm liegt der Kräfteinleitungsbereich symmetrisch bei 0° bzw. 360°. Es ist zu erkennen, dass sich die nach dem Fügevorgang herrschende, über dem gesamten Umfang gleichmäßige Kontaktdruckverteilung durch die Belastung verändert. Bei 0°/360° ist der Kontaktdruck aufgrund der angreifenden Kraft geringer als bei 180°. D.h. der Druckkamm beginnt sich am Verbindungsbeginn, am Kräfteinleitungsbereich, von der Welle abzuheben.

Bei Probe 01 ist ein deutliches Klaffen der Verbindung feststellbar (Kontaktdruck = 0). Die Verkipfung und die damit einhergehende Verformung sorgen bei 110° und 260° für eine Überhöhung des Kontaktdrucks. Bei den anderen untersuchten Geometrien tritt kein Klaffen am Verbindungsbeginn auf.

Mit abnehmendem Durchmesser und zunehmender Breite des Druckkamms wird die Veränderung des Kontaktdrucks über dem Umfang geringer und vergleichmäßigt sich, da die Geometrie aufgrund der gewählten Abmessungen steifer wird.

Bild 4 zeigt den sich einstellenden Kontaktdruck am Verbindungsende. Es ist erkennbar, dass sich aufgrund des Klaffens bzw. der Verkipfung/Verformung des Druckkamms im Kräfteinleitungsbereich auf der Gegenseite der Verbindung ein „Kneifen“ hervorgerufen wird, d.h. der Kontaktdruck erhöht sich bei 0° bzw. 360°. Auch in diesem Fall vergleichmäßigt sich der Kontaktdruckverlauf mit abnehmendem Durchmesser und zunehmender Breite des Druckkamms.

Neben der Betrachtung des Kontaktdrucks wurden auch Untersuchungen zur Verformung bzw. Spannungsverteilung innerhalb der Verbindung durchgeführt und ausgewertet.

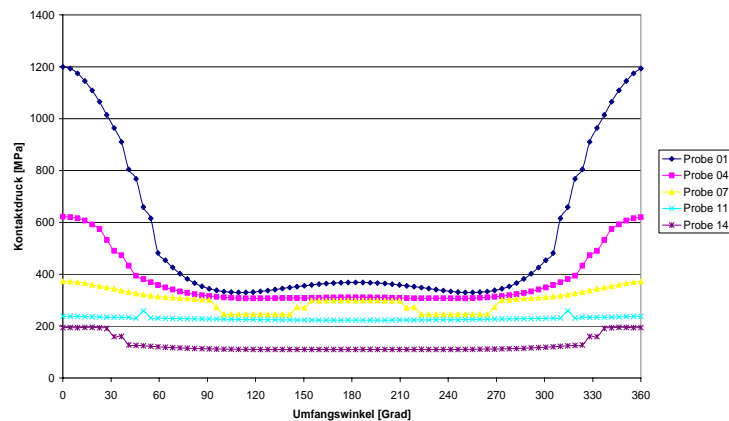


Bild 4: Kontaktdruckverteilung über dem Umfang, Verbindungsende, Gegenseite

2.2 Schmierverhältnisse

Als hydrodynamisches Lager sind Druckkämme im instationären Betrieb empfindlich, wodurch der Einsatz in Industrie- und Fahrzeuggetrieben erschwert wird. Mit der Erstellung des Berechnungsprogramms in /5/ ist ein erster Schritt getan worden, das elasto-hydrodynamische Verhalten zu untersuchen. Besonderes Augenmerk liegt hierbei auf der Anfahr- und Abbremsituation, da hier der Mischreibungsbereich durchfahren wird. Wünschenswerterweise sollte dieses unter Last geschehen, entsprechende Verfahrensweisen und Vorkehrungen, die den Verschleiß berücksichtigen oder verhindern sind daher zu erarbeiten.

3 Zusammenfassung

Ein Druckkamm ist ein interessantes Maschinenelement, das Axialkräfte, die durch Schrägverzahnungen hervorgerufen werden, direkt ausgleicht. Durch die kleinere Dimensionierung von Wellen, Gehäuse und Lagerungen ist der Bau von kompakteren, leichteren und effizienteren Getrieben möglich.

Durch die Entwicklung handhabbarer Berechnungsvorschriften für die mechanische Festigkeit und die genaue Untersuchung der Schmiersituation kann das Anwendungsgebiet für Druckkämme deutlich erweitert werden.

4 Literatur

- /1/ Brown, Boveri & Cie AG, Schweiz: Stirnradgetriebe mit einseitiger Schraubenverzahnung, P: 401652, 1922
- /2/ Dietz, P., Mupende, I., Druckkämme unter instationärer Axialkraftbelastung. Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal 28 (2003): S. 47-54.
- /3/ Dietz, P., Mupende, I., Druckkamm - ein altes Maschinenelement mit neuem Anwendungspotential. Konstruktion 58 (2006) 4: S. 69 - 75.
- /4/ Dehner, E., Heidrich, G., Küçükay, F., Kompaktplanetengetriebe - Eine neue Planetengetriebegeneration. Antriebstechnik 24 (1985) 8: S. 40,42,47-48.
- /5/ Thoden, D., Elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkämmen. Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal 31 (2006): S. 23-26.