

INA-Tandemlager in Doppelschnecken-Extrudergetrieben

Ernst Bezenka

INA-Sonderdruck aus „antriebstechnik“
Heft Nr. 10, Oktober 2000
Vereinigte Fachverlage, Mainz



INA-Tandemlager in Doppelschnecken-Extrudergetrieben

Ernst Bezenka

Moderne Doppelschnecken-Extrudergetriebe mit hoher Leistungsdichte, wie sie vor allem zur Verarbeitung thermoplastischer Kunststoffe eingesetzt werden, verlangen ein Höchstmaß an Zuverlässigkeit der Maschinenelemente.

Ein solches Maschinenelement ist seit Jahrzehnten unter rauesten Bedingungen im Einsatz: Das INA-Tandemlager (Bild 1). Es hat sich in all den Jahren bei stetig steigenden Anforderungen u.a. auch in Tiefbohrgeräten und Reibschweißmaschinen bewährt. Immer dann, wenn ein geringer radialer Bau- raum, hohe Axialkräfte und eine lange Gebrauchsdauer gefordert werden, sind diese Tandemlager eine interessante Lösungsmöglichkeit.

1. Einleitung

INA-Tandemlager werden vorwiegend dort eingesetzt, wo hohe Axialkräfte bei begrenztem radialem Einbauraum sicher aufgenommen werden müssen.

Ein typisches Einsatzgebiet der INA-Tandemlager sind die Verteilergetriebe in Doppelschneckenextrudern (Bild 2). Der Leistungsbereich der Doppelschnecken-Extrudergetriebe bewegt sich zwischen ca. 2 kW und mittlerweile 16 MW. Dementsprechend groß ist auch die Spanne der auftretenden Schneckenrückdruckkräfte, die von 2,5 kN bis 3400 kN reichen.

Bedingt durch den kleinen Achsabstand der beiden hochbelasteten Schneckenwellen, wird häufig ein Tandemlager in Kombination mit einem, dem Tandemlager entsprechend tragfähigen Axial-Zylinderrollenlager der Baureihe 894.. eingesetzt (Bild 2). Aber auch die Kombination zweier gleicher (Bild 3) oder zweier unterschiedlicher Tandemlager – bei INA in einem Außendurchmesserbereich von 31,5 bis 900 mm erhältlich – sind je nach vorhandenem Einbauraum und Getriebe-konzept möglich.

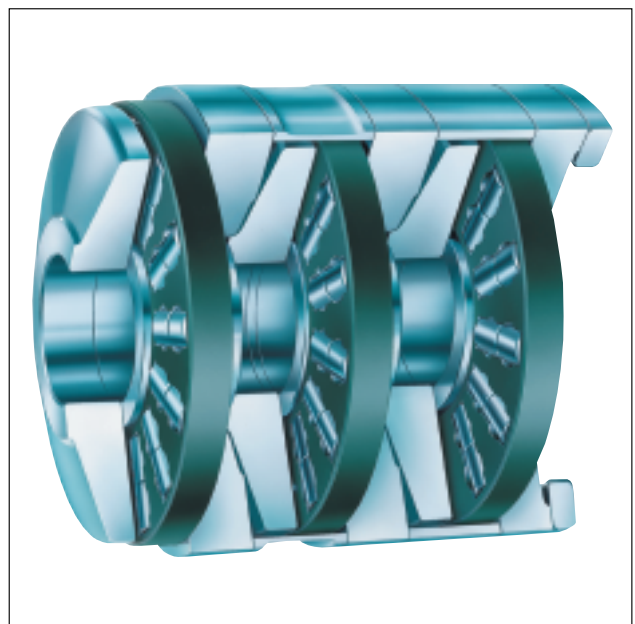


Bild 1 INA-Tandemlager T3AR..

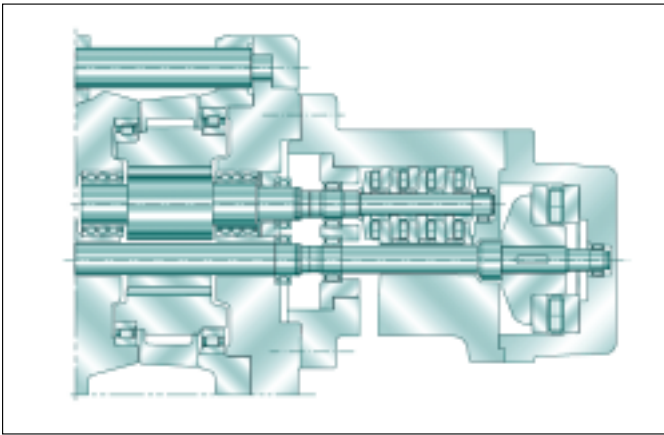


Bild 2 Verteilergetriebe eines Doppelschneckenextruders mit Axial-Lagerkombination aus Tandemlager und Axial-Zylinderrollenlager

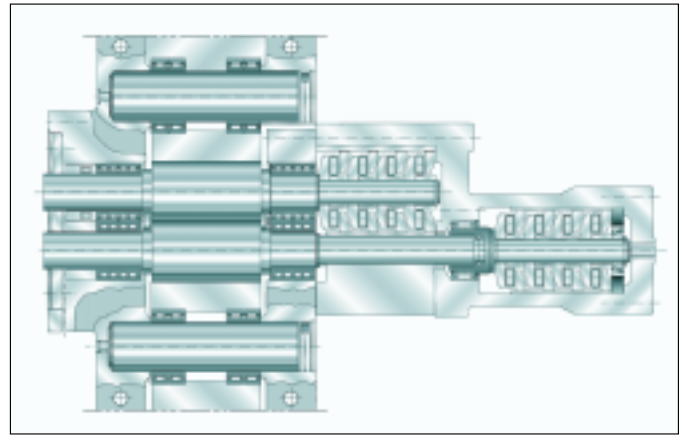


Bild 3 Verteilergetriebe eines Doppelschneckenextruders mit Axial-Lagerkombination aus zwei gleichen Tandemlagern

2. Aufbau

INA-Tandemlager bestehen aus mehreren überwiegend serienmäßig hintereinander angeordneten Axial-Zylinderrollenkränzen. So können zwei, drei oder vier Axial-Zylinderrollenkränze hintereinander angeordnet (parallel geschaltet) werden. Dementsprechend die Bezeichnungen T2AR.., T3AR.. oder T4AR.. Des Weiteren sind auch sechs- und acht-reihige Tandemlager (T6AR../T8AR..) erhältlich, die aus zwei dreireihigen bzw. aus zwei vierreihigen Tandemlagern bestehen.

Durch ein federndes System aufeinander speziell abgestimmter Ringe und Scheiben, die aus gehärtetem Wälzlagereisen bestehen, werden unabhängig von der Höhe der axialen Belastung alle Stufen stets gleichmäßig belastet. Im Gegensatz hierzu zeigte sich bei einem von INA durchgeführten Benchmarking, dass ein vergleichbares Wettbewerbsprodukt nur für einen bestimmten Betriebspunkt ausgelegt wurde. Von diesem Betriebspunkt abweichende Axiallasten werden somit nicht gleichmäßig über alle Stufen übertragen.

3. Funktion

Um zu erreichen, dass alle Stufen unabhängig vom Belastungsverhältnis C/P die anteilig gleiche aus der Extruderschnecke kommende Axialkraft aufnehmen, werden die Wellenringe (WR) und Gehäuseringe (GR) entsprechend ihrer Belastung so ausgeführt, dass für jede Stufe der gleiche Einfederweg erreicht wird. Der optimale Kraftfluss im Lager wird somit durch die Geometrie der oben genannten Ringe entscheidend mitbestimmt (Bild 4).

Durch die Formgebung der Wellenscheiben (WS) und Gehäusescheiben (GS) wird in erster Linie die Breitenlastverteilung an den Zylinderrollen beeinflusst. So wird die Geometrie der Wellen- und Gehäusescheiben so ausgeführt, dass beide Bauteile die gleiche polysymmetrische Verformung erfahren.

Obwohl die Scheiben unter Last einer elastischen Verformung unterliegen, bleiben dennoch die beiden Laufbahnen annähernd parallel zueinander (Bild 5). Ein Verkappen oder ein Kantenlauf der Wälzkörper und eine damit verbundene Lebensdauerreduzierung ist somit ausgeschlossen.

Bei den sechsreihigen Tandemlagern, die aus zwei dreireihigen Tandemlagern bestehen, sowie bei den achtreihigen Tandemlagern, die aus zwei vierreihigen Tandemlagern bestehen, muss außer der o.g. gleichmäßigen Einfederung jeder Stufe, auch die Lastverteilung zwischen den beiden dreireihigen bzw. den beiden vierreihigen Tandemlagern entsprechend ihrer Tragfähigkeit aufgeteilt werden. Dieses wird durch das Abstimmen der Wellenhülse (WH) und der Gehäusehülse (GH) erreicht (Bild 4 b).

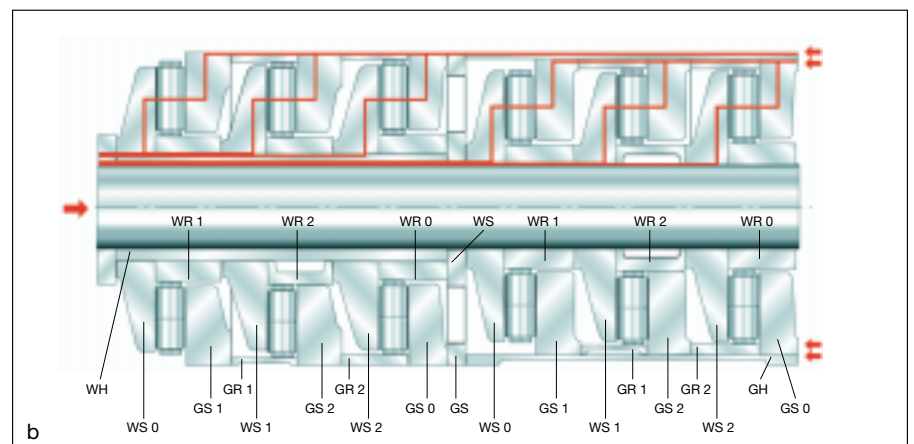
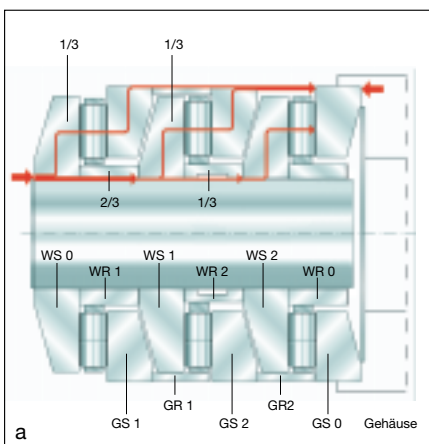


Bild 4 Aufbau und Kraftfluss eines dreireihigen (a) und sechsreihigen Tandemlagers (b)

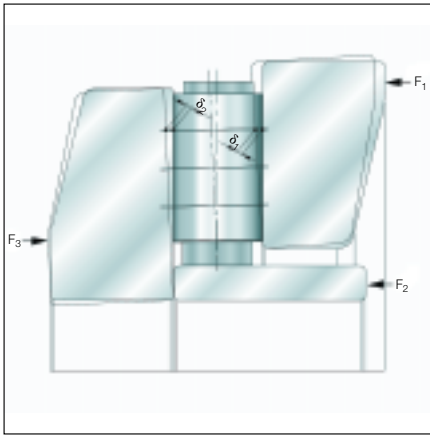


Bild 5 Laufbahnannäherung von Wellen- und Gehäusescheibe unter Belastung

4. Lagerauswahl

Zur Auswahl eines geeigneten Tandemlagers, sind in der Regel drei Angaben erforderlich:

- der maximal mögliche Lageraußendurchmesser
- die gewünschte rechnerische nominelle Lebensdauer bei Betriebslast und Betriebsdrehzahl
- der maximale Schneckendruck.

Der maximal mögliche Lageraußendurchmesser ergibt sich daraus, dass bei Doppelschneckenextrudern zwei Schnecken ineinander greifen. Dabei schließt der Kopfdurchmesser einer Schnecke an den Kerndurchmesser der anderen Schnecke an. Der daraus resultierende enge Achsabstand (Bild 2) und das Vorbeiführen der zweiten Abtriebswelle am Tandemlager, ermöglichen nur einen begrenzten radialen Einbauraum. Die Länge eines Tandemlagers spielt bei der Auswahl in den meisten Fällen keine Rolle.

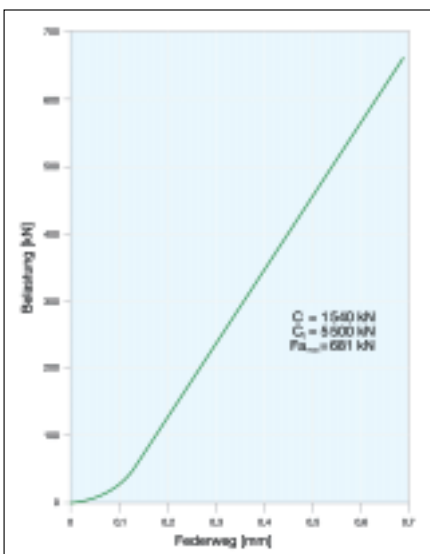


Bild 6 Federkennlinie eines sechsreihigen Tandemlagers

Die INA-Tandemlager sind für diesen begrenzten Einbauraum in einem Außen-durchmesserbereich von 31,5 mm bis 900 mm erhältlich.

Die geforderte rechnerische nominelle Lebensdauer bei Betriebslast und -drehzahl liegt bei Extrudergetrieben im Allgemeinen zwischen 20 000 und 40 000 Stunden. Nur bei kleineren Getrieben, wie bei Extrudergetrieben für Laboreinsätze, können Lebensdauerwerte von 5000 Stunden schon ausreichend sein.

Ein weiteres Kriterium zur Lagerauswahl ist der maximal auftretende Schneckendruck. Aufgrund der Verformung der Bauteile und der daraus entstehenden Spannungen, darf eine maximal zulässige Axiallast $F_{a,max}$ nicht überschritten werden. Der Wert $F_{a,max}$, die dynamische Tragzahl C sowie die statische Tragzahl C_0 sind in der Regel der Angebots- und Lieferzeichnung des jeweiligen Tandemlagers zu entnehmen. Der Wert $F_{a,max}$ bezieht sich auf die zulässige Beanspruchung der Bauteile (Ringe, Scheiben usw.). Es sollte daher immer der maximal auftretende Schneckendruck bekannt sein.

Die dynamische und statische Tragzahl hingegen beziehen sich auf den gesamten Wälzkörpersatz, wobei die statische Tragzahl C_0 für die Auswahl eines Tandemlagers nicht relevant ist, da der Wert $F_{a,max}$ immer geringer ist als C_0 . Zur genaueren Erfassung aller für eine optimale Lagerempfehlung relevanten Daten stellt INA dem Getriebehersteller einen Fragebogen für Tandemlager (Kurzzeichen TAR) zur Verfügung.

5. Einbau

Tandemlager werden mit einer losen Passung F7 für das Gehäuse und F6 für die Tandemlagerwelle eingebaut. Ein loser Sitz ist notwendig, um ein axiales Verschieben (Einfedern) der Scheiben, Ringe und Hülsen unter Last zu ermöglichen. Die Anlageflächen der Anschlusskonstruktion (Gehäuse und Welle) sollten in der Rechtwinkeligkeitstoleranz nach DIN ISO 1101 und in den Qualitäten IT4 bis IT7 (je nach Durchmesserbereich) ausgeführt werden.

Des Weiteren ist bei der Anschlusskonstruktion zu beachten, dass die auf der Angebots- und Lieferzeichnung angegebenen Kontaktdurchmesser eingehalten werden. Der angegebene Kontaktdurchmesser (Abstützungsdurchmesser) für den Wellenbund darf nicht unterschritten, der des Gehäuses nicht überschritten werden. Eine ungenügende Abstützung verursacht nicht nur eine ungleichmäßige Lastverteilung, sondern auch eine erhöhte Scheibenverformung (Scheiben GS 0 und WS 0), die wiederum eine Erhöhung der Bauteilbeanspruchung zur Folge hat.

Da es sich bei den Tandemlagern um reine Axiallager handelt, die keine Radialkräfte aufnehmen können, empfiehlt es sich, die Wellen radial ausreichend, z.B. mit Nadellagern, zu unterstützen (Bild 2). Dadurch kann ein eventuelles Ausschlagen der Welle mit den damit verbundenen Reibungsverlusten – insbesondere bei durchgehenden Wellen, wo sich Ritzel und Tandemlager auf einer gemeinsamen Welle befinden und nicht z.B. durch eine Zahnkupplung getrennt sind – reduziert werden.

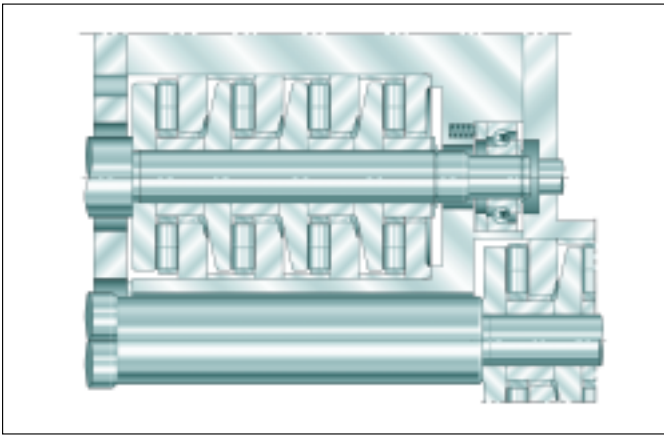


Bild 7 Vorspannung eines Tandemlagers mit Schrauben-Druckfedern

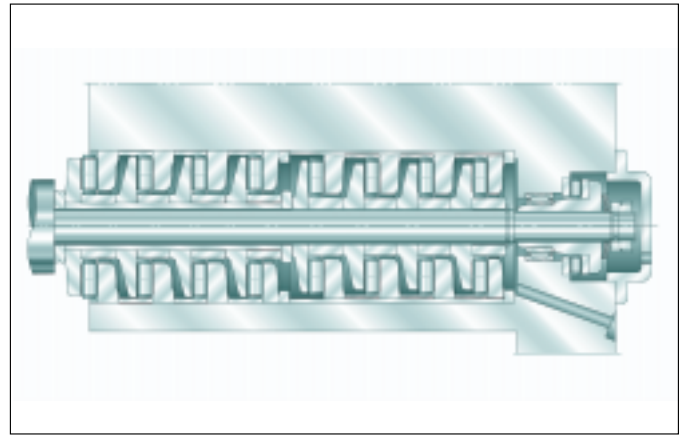


Bild 8 Vorspannung eines Tandemlagers mit Tellerfedern

6. Mindestbelastung

Die Mindestbelastung oder Vorspannung für Tandemlager ist ein Prozent der dynamischen Tragzahl C . Die Frage nach der Mindestbelastung, muss aus zwei Gesichtspunkten heraus betrachtet werden: Zum einen in Bezug auf die Kinematik des Lagers und zum anderen in Bezug auf das Einfederungsverhalten.

6.1 Kinematik

Axiallager sollten nie ohne eine bestimmte Mindestlast laufen, damit bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen Schlupf der Wälzkörper und die damit verbundenen Oberflächenschädigung vermieden wird. Die Mindestbelastung $F_{a\min}$ für Axial-Zylinderrollenlager kann nach den Formeln im INA-Katalog [1] berechnet werden.

6.2 Einfederungsverhalten

Größere Einfederungsdifferenzen können zum Berühren der Schneckenflanken und zum vorzeitigen Schneckenverschleiß führen. Bei Tandemlagern verläuft die Federkennlinie bei geringer Belastung relativ flach und geht erst bei einem bestimmten Belastungsverhältnis C/P in den linearen Teil der Federkennlinie über (Bild 6). Das liegt daran, dass Tandemlager aufgrund von Bauteiltoleranzen grundsätzlich „weicher“ sind als einreihige Axial-Zylinderrollenlager, die sich mit ihrer Kennlinie stets im linearen Bereich befinden.

Um nun den Einfederungsweg exakt erfassen zu können und befriedigende Betriebsbedingungen zu erreichen, sollten daher Tandemlager im linearen Bereich ihrer Kennlinie betrieben werden, d.h. ausreichend vorgespannt werden. Die Vorspannung kann, je nach ihrer Größe, auf unterschiedliche Weise aufgebracht werden. Für kleinere bis mittlere

Vorspannkkräfte eignen sich im allgemeinen Schrauben-Druckfedern (Bild 7). Bei großen Tandemlagern können die erforderlichen Vorspannkkräfte mit Schrauben-Druckfedern meistens nicht mehr aufgebracht werden. Hier kommen vorzugsweise Tellerfedern zum Einsatz (Bild 8).

7. Lebensdauer

Die Lebensdauer der Tandemlager wird wie jedes Axial-Zylinderrollenlager nach den im INA-Katalog [1] enthaltenen Formeln berechnet. Bei Bedarf kann auch die erweiterte modifizierte nominelle Lebensdauer L_{naa} berechnet werden. Die hierfür benötigte Öltemperatur sollte am Öl Ablauf abgenommen werden, da sich der Schmierstoff beim Durchströmen der Lager erfahrungsgemäß um etwa 5 °C bis 15 °C gegenüber der Zulauf-temperatur erwärmt.

8. Schmierung und Kühlung

Tandemlager sollen grundsätzlich mit Ölumlaufschmierung betrieben werden. Das Öl wird immer von hinten zugeführt, d.h. der Schmierstoff durchströmt das Lager entgegen der Axialkraft. Das Getriebegehäuse am Tandemlagerende darf dabei nicht offen sein, damit gewährleistet ist, dass die erforderliche Ölmenge dem Lager auch tatsächlich zur Verfügung steht (Bilder 7 und 8). Obwohl die drehenden Axial-Zylinderrollenkränze dem Öldurchfluss förderlich sind, muss – um im Lager einen ausreichenden Ölaustausch zu erreichen – zusätzlich eine Förderpumpe eingesetzt werden.

Die erforderliche Ölmenge wird nach den Formeln im INA-Katalog [1] berechnet. Wobei bei der Berechnung des drehzahl-abhängigen Reibmomentes, verursacht durch die Flüssigkeitsreibung, die Anzahl der Stufen zu berücksichtigen ist.

9. Zusammenfassung

Das INA-Tandemlager bietet überall dort eine optimale Lösung, wo Anforderungen gestellt werden wie

- geringer radialer Einbauraum
- die Aufnahme hoher Axialkräfte
- hohe Drehzahlen
- lange Gebrauchsdauer

Aufgrund der hohen Betriebssicherheit ist dieses zuverlässige Maschinenelement aus modernen Extrudergetrieben nicht mehr weg zu denken.

Literaturhinweis:

- [1] INA-Katalog 307
- [2] INA-Druckschrift TAL
- [3] INA-Druckschrift PGM

Autorenhinweis:

Ernst Bezenka ist Maschinenbautechniker in der Anwendungstechnik Antriebe für den Maschinenbau, Bau- und Kunststoffmaschinen bei der Firma INA Wälzlager Schaeffler oHG in Herzogenaurach



INA Wälzlager Schaeffler oHG

91072 Herzogenaurach
Telefon (0 91 32) 82-0
Telefax (0 91 32) 82-49 50
www.ina.com