

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: **A 1540/2005**

(51) Int. Cl.⁸: **B29C 47/08** (2006.01)

(22) Anmeldetag: **19.09.2005**

(43) Veröffentlicht am: **15.09.2007**

(73) Patentanmelder:

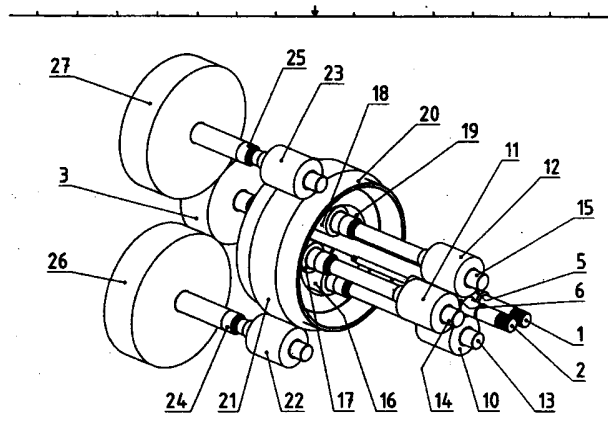
THEYSOHN EXTRUSIONSTECHNIK
GESELLSCHAFT M.B.H.
A-2100 KORNEUBURG (AT)

(72) Erfinder:

SCHNABL ERWIN DIPL.ING.
WOLKERSDORF IM WEINVIERTEL (AT)

(54) **GETRIEBE FÜR EINEN ZWEISCHNECKENEXTRUDER**

(57) Getriebe zum Antreiben von Schnecken eines Zweischnckenextruders mit zwei parallelen, unterschiedlich langen Abtriebswellen (1, 2), von denen die längere Abtriebswelle (1) ein Antriebszahnrad (3) trägt. Die kürzere Abtriebswelle (2) steht über ein Ritzel (6) mit drei Verteilerwellen (13, 14, 15) in drehfester Verbindung, die von der längeren Abtriebswelle (1) her über ein mit einer Innenverzahnung (19) versehenes Hohlrad (20) und mit dieser Verzahnung in Eingriff stehenden Zahnrädern (16, 17, 18) der Verteilerwellen (13, 14, 15) antreibbar sind. Auf der längeren Abtriebswelle (1) sitzt ein mit dem Ritzel (6) der kürzeren Abtriebswelle (2) direkt in Eingriff stehendes Ritzel (5). Um eine gute Aufteilung der Belastungen zu erreichen, ist vorgesehen, dass das Hohlrad (20) weiters mit einer Außenverzahnung (21) versehen ist, die mit Zahnrädern (22, 23) zweier Zwischenwellen (24, 25) in Eingriff steht, die über weitere Zahnräder (26, 27) mit dem Antriebszahnrad (3) kämmen.



ZUSAMMENFASSUNG

Getriebe zum Antreiben von Schnecken eines
Zweischneckenextruders mit zwei parallelen, unterschiedlich
langen Abtriebswellen (1, 2), von denen die längere
Abtriebswelle (1) ein Antriebszahnrad (3) trägt. Die kürzere
5 Abtriebswelle (2) steht über ein Ritzel (6) mit drei
Verteilerwellen (13, 14, 15) in drehfester Verbindung, die
von der längeren Abtriebswelle (1) her über ein mit einer
Innenverzahnung (19) versehenes Hohlrad (20) und mit dieser
Verzahnung in Eingriff stehenden Zahnrädern (16, 17, 18) der
10 Verteilerwellen (13, 14, 15) antreibbar sind. Auf der
längeren Abtriebswelle (1) sitzt ein mit dem Ritzel (6) der
kürzeren Abtriebswelle (2) direkt in Eingriff stehendes
Ritzel (5). Um eine gute Aufteilung der Belastungen zu
erreichen, ist vorgesehen, dass das Hohlrad (20) weiters mit
15 einer Außenverzahnung (21) versehen ist, die mit Zahnrädern
(22, 23) zweier Zwischenwellen (24, 25) in Eingriff steht,
die über weitere Zahnräder (26, 27) mit dem Antriebszahnrad
(3) kämmen.

(Fig. 2)

Die Erfindung bezieht sich auf ein Getriebe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Das Problem beim Antrieb von Doppelschneckenextrudern besteht darin, dass auf zwei Abtriebswellen, die nur sehr geringen Abstand zueinander aufweisen, sehr hohe Drehmomente übertragen werden müssen. Man bildet die beiden Abtriebswellen des Getriebes unterschiedlich lang aus. Auf die längere Abtriebswelle kann man ein beliebig großes Antriebszahnrad setzen, sodass die Kräfte auf dieses Antriebszahnrad (infolge des großen Durchmessers) trotz hohen Drehmoments in vernünftigen Grenzen gehalten werden können. Auf der kürzeren Abtriebswelle kann man aber nur ein Ritzel mit relativ geringem Durchmesser aufbringen, weil es andernfalls mit der längeren Abtriebswelle kollidieren würde. Dies bedeutet, dass die Kräfte auf dieses Ritzel bei hohem Drehmoment extrem groß sind. Der Druck auf die Zähne des Ritzels lässt sich auch nur begrenzt durch eine größere Breite des Ritzels (in Längsrichtung der Abtriebswelle) verhindern, weil sich die Abtriebswelle bei hohem Drehmoment verwindet, sodass dann nur ein Teil der Breite des Ritzels an der Kraftübertragung teilnimmt. Aus dem Druck, dem die Zähne des Ritzels standhalten bzw. den radialen Kräften, die die Radiallager aufnehmen können, einerseits und dem Durchmesser des Ritzels andererseits ergibt sich somit ein maximales Drehmoment, das man auf die kürzere Abtriebswelle übertragen kann.

Die Drehmomente, denen die Schnecken gewachsen sind, werden infolge von Materialverbesserungen immer größer, sodass immer stärkere Getriebe gefordert werden. Um nun auf die kürzere Abtriebswelle ein höheres Drehmoment übertragen zu können, wurde in der AT 351235 B vorgeschlagen, das Ritzel der kürzeren Abtriebswelle nicht durch ein Zahnrad, sondern durch zwei Zahnräder anzutreiben, sodass das übertragbare Drehmoment dadurch etwa verdoppelt wird. Zu diesem Zweck sind zwei Verteilerwellen vorgesehen, die einerseits mit dem Ritzel auf der

kürzeren Antriebswelle und anderseits mit dem Antriebszahnrad auf der längeren Antriebswelle kämmen.

Nachteilig ist dabei, dass die beiden Verteilerwellen nicht in der Teilungsebene des Gehäuses liegen, sodass deren Montage und Demontage aufwändig ist.

Um dem abzuhelpen, wurde in der AT 398938 B vorgeschlagen, nur eine Verteilerwelle vorzusehen und für den zweiten Kraftfluss ein Ritzel auf der längeren Abtriebswelle vorzusehen, das mit dem Ritzel auf der kürzeren Abtriebswelle in direktem Eingriff steht. Damit wird das Ritzel auf der kürzeren Abtriebswelle wiederum durch zwei Zahnräder angetrieben, sodass hier ebenfalls etwa das doppelte Drehmoment übertragbar ist.

In der bekannt gemachten österreichischen Patentanmeldung A1690/98 (entsprechend der EP 995580 A) sind diese beiden Lösungen miteinander kombiniert worden, d.h. hier wurde vorgeschlagen, sowohl zwei Verteilerwellen vorzusehen als auch ein Ritzel auf der längeren Abtriebswelle, das mit dem Ritzel auf der kürzeren Abtriebswelle in direktem Eingriff steht. Damit ergeben sich drei Kraftflüsse, sodass das übertragbare Drehmoment verdreifacht wird.

In dieser Patentanmeldung wurde auch noch beansprucht, drei Verteilerwellen vorzusehen, sodass das übertragbare Drehmoment vervierfacht wird. Dazu wurde allerdings kein Ausführungsbeispiel geoffenbart, sodass unklar bleibt, wie drei Verteilerwellen gleichmäßig angetrieben werden können.

In der öffentlichen Beschwerdeverhandlung über den Einspruch gegen diese Patentanmeldung A 1690/98 am 15.6.2005 wurde der Vorschlag gemacht, die drei Verteilerwellen über ein Hohlrad anzutreiben. Dies ist der gattungsbildende Stand der Technik. Es ist jedoch auch nicht einfach, mit einem Hohlrad drei Verteilerwellen gleichmäßig anzutreiben. Wenn man das Hohlrad an der Innenverzahnung mit einem Zahnrad antreibt, so ergeben sich dadurch sehr hohe radiale Kräfte, die das Hohlrad minimal im Lager verschieben und so zumindest

eine Verteilerwelle dadurch entlasten (diese läuft dann leer mit). Dies ist selbst dann der Fall, wenn man davon ausgeht, dass das Hohlrad ein ideal starrer Körper ist. Wenn man auch noch in Betracht zieht, dass sich das Hohlrad elastisch ver-
5 formt, werden die Verhältnisse noch ungünstiger.

Ziel der Erfindung ist es, diese Nachteile zu vermeiden und ein Getriebe der eingangs erwähnten Art vorzuschlagen, bei dem eine optimale Verteilung der Drehmomente sichergestellt ist.

10 Erfindungsgemäß wird dies bei einem Getriebe der eingangs erwähnten Art durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 erreicht.

Durch den Antrieb der drei Verteilerwellen über die Innenverzahnung des Hohlrades, das seinerseits über dessen Außen-
15 verzahnung und zwei Zwischenwellen angetrieben wird, kann man die Lage der Zwischenwellen beliebig optimieren (die Verteilerwellen sind nicht im Weg). Außerdem heben sich die radialen Kräfte der beiden Zwischenwellen zumindest teilweise auf. Auf diese Weise können Querkkräfte und elastische Verformungen
20 weitgehend vermieden werden. Dadurch ergibt sich bei dem erfindungsgemäßen Getriebe eine sehr gute Verteilung der zu übertragenden Drehmomente, wodurch die Belastungen für die einzelnen Bauteile gering gehalten werden können und auch bei beengten Platzverhältnissen keine übermäßigen Spannungen in
25 den einzelnen Bauteilen zugelassen werden müssen. Dadurch ergibt sich eine hohe Betriebssicherheit des Getriebes.

In diesem Zusammenhang ist es besonders vorteilhaft, die Merkmale des Anspruchs 2 vorzusehen. Durch diese Maßnahmen heben sich die bei der Übertragung des Drehmoments auftretenden Querkkräfte weitgehend gegenseitig auf, sodass das Hohlrad
30 kaum aus der Soll-Position gebracht wird. Der optimale Winkel zwischen den Radialebenen der äußeren Verteilerwellen und den Radialebenen der Zwischenwellen beträgt ca. 20° , wenn die Dicke des Hohlrades vernachlässigbar klein ist, und steigt mit

der Dicke des Hohlrades an. Der optimale Winkel liegt daher zwischen 20° und 30° .

Um die beim Extrudieren mittels der Schnecken auftretenden axialen Kräfte besser aufnehmen zu können ist es vorteilhaft, die Merkmale des Anspruchs 4 vorzusehen. Da die Verzahnungen des Hohlrades in einander entgegengesetzten Richtungen schräg ausgebildet sind, bleibt das Hohlrad in axialer Richtung kräftefrei.

Die Erfindung wird nun anhand der Zeichnungen näher erläutert. Dabei zeigt: Fig. 1 schematisch das erfindungsgemäße Getriebe von der Antriebsseite her; Fig. 2 schematisch das Getriebe nach Fig. 1 von der Abtriebsseite her; Fig. 3 das Getriebe nach Fig. 1 und 2 von der Antriebsseite her, jedoch ohne Hohlrad und Zwischenwellen; Fig. 4 das Getriebe nach Fig. 1 und 2 von der Abtriebsseite her, jedoch ohne Hohlrad und Zwischenwellen; und Fig. 5 schematisch die Lagerung der längeren und der kürzeren Abtriebswellen.

Auf einer längeren Abtriebswelle 1 sitzt ein mit dieser drehfest verbundenes Antriebszahnrad 3, das mit einem nicht dargestellten Ritzel eines Motors kämmt, oder die längere Abtriebswelle 1 ist mit einem Antriebsmotor gekuppelt. Weiters sitzt auf der längeren Abtriebswelle 1 ein Axiallager 4 sowie ein drehfest gehaltenes Ritzel 5, das mit einem mit der kürzeren Abtriebswelle 2 drehfest verbundenen Ritzel 6 kämmt. Auch die kürzere Abtriebswelle 2 weist ein Axiallager 9 auf. Dieses ist wegen der Nähe der längeren Abtriebswelle 1 im Durchmesser beschränkt und vorzugsweise als Tandemlager ausgebildet.

Die Ritzel 5, 6 weisen eine Schrägverzahnung auf. Diese Schrägverzahnung ist so gewählt, dass die kürzere Antriebswelle 2 in Richtung Schnecke gedrückt wird und so die auf das Lager 9 der kürzeren Antriebswelle wirkenden axialen Kräfte bei ansteigendem Drehmoment verhältnismäßig kleiner werden. Dadurch steigen zwar die axialen Kräfte auf die längere An-

triebswelle 1, doch ist dies nicht problematisch, da das Axiallager 4 größer gebaut werden kann.

Wie aus Fig. 5 zu ersehen ist, sind neben dem Ritzel 5 Radiallager 7 auf der längeren Abtriebswelle 1 angeordnet.

5 Axial zu diesen versetzt sind Radiallager 8 auf der kürzeren Abtriebswelle 2 angeordnet. Der axiale Versatz ist notwendig, um die Radiallager 7, 8 möglichst groß dimensionieren zu können. Der Abstand der Radiallager 8 vom Ritzel 6 stört nur wenig, weil sich die radialen Kräfte auf das Ritzel 6 ohnehin
10 weitestgehend aufheben, wie noch erläutert werden wird.

Aus Gründen einer besseren Übersichtlichkeit sind die Lager 4, 7, 8 und 9 in den Fig. 1 bis 4 nur zum Teil dargestellt.

Mit dem Ritzel 6 der kürzeren Abtriebswelle 2 kämmen weiters Zahnräder 10, 11, 12, die drehfest mit Verteilerwellen
15 13, 14, 15 verbunden sind. Auf diesen Verteilerwellen 13, 14, 15 sitzen weiters drehfest gehaltene Zahnräder 16, 17, 18, die mit einer Innenverzahnung 19 eines Hohlrades 20 kämmen.

Dieses Hohlrad 20 ist weiters mit einer Außenverzahnung 21 versehen, wobei die Innenverzahnung 19 und die Außenverzahnung 21 als gegensinnige Schrägverzahnungen ausgebildet sind.
20

Die Verteilerwellen 13, 14 bzw. 14, 15 schließen Winkel von jeweils ca. 90° ein, wobei die längere Abtriebswelle 1, die kürzere Abtriebswelle 2 und die Verteilerwelle 14 in einer Ebene liegen. Damit wird das Ritzel 6 von vier Zahnrädern,
25 die gleichmäßig über dessen Umfang verteilt sind, angetrieben, sodass sich die radialen Kräfte aufheben.

Die Außenverzahnung 21 des Hohlrades 20 kämmt mit Zahnrädern 22, 23, die drehfest mit Zwischenwellen 24, 25 verbunden sind. Auf diesen Zwischenwellen 24, 25 sind weiters Zahnräder
30 26, 27 drehfest gehalten, die mit dem Antriebszahnrad 3 kämmen.

Die Zwischenwellen 24, 25 sind gegenüber den Verteilerwellen 13, 15, bezogen auf die Achse der kürzeren Abtriebswelle 2, um einen Winkel von 20° - 30° gegen die Verteilerwelle 14 zu

versetzt angeordnet, um das Hohlrad 20 weitgehend frei von Querkräften zu halten. Dadurch wird eine gleichmäßige Aufteilung des Drehmoments auf die Verteilerwellen 13, 14, 15 erreicht.

- 5 Die sämtlichen Zahnräder sind - wie an sich bekannt - als Schrägzahnräder ausgebildet, um die axialen Kräfte, die auf die kürzere Abtriebswelle von der zugehörigen Schnecke übertragen werden, teilweise zu kompensieren und so das Axiallager 9, das im Durchmesser beschränkt ist, zu entlasten.
- 10 Aufgrund der Ausbildung des Getriebes nach den Fig. 1 bis 5 werden die Belastungen der einzelnen Zahnräder und Wellen gering gehalten, sodass über das Getriebe hohe Drehmomente auf die Schnecken über die beiden Abtriebswellen 1, 2 übertragen werden können. Dadurch kann die hohe Belastbarkeit der Schne-
- 15 cken voll genutzt werden, ohne dass die Gefahr eines Versagens des Getriebes besteht.

Wien, am 19. Sep. 2005

MM/42189

Theysohn Extrusionstechnik
Gesellschaft m.b.H.
A-2100 Korneuburg (AT)

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Getriebe zum Antreiben der Schnecken eines Zweischnuckenextruders mit zwei parallelen, unterschiedlich langen und gegensinnig drehenden und mit den Schnecken verbindbaren Abtriebswellen (1, 2), von denen die längere Abtriebswelle (1) ein Antriebszahnrad (3) trägt, von denen die kürzere Abtriebswelle (2) über ein Ritzel (6) mit drei Verteilerwellen (13, 14, 15) in drehfester Verbindung steht, die von der längeren Abtriebswelle (1) her über ein mit einer Innenverzahnung (19) versehenes Hohlrad (20) und mit dieser Innenverzahnung (19) in Eingriff stehenden Zahnräder (16, 17, 18) der Verteilerwellen (13, 14, 15) antreibbar sind, wobei vorzugsweise auf der längeren Abtriebswelle (1) ein direkt mit dem Zahnrad (6) der kürzeren Abtriebswelle (2) in Eingriff stehendes Ritzel (5) sitzt, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Hohlrad (20) weiters mit einer Außenverzahnung (21) versehen ist, die mit Zahnrädern (22, 23) zweier Zwischenwellen (24, 25) in Eingriff steht, die über weitere Zahnräder (26, 27) mit dem Antriebszahnrad (3) kämmen.
2. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die drei Verteilerwellen (13, 14, 15) in einem Winkel von je ca. 90° angeordnet sind und die Zwischenwellen (24, 25) in Radialebenen angeordnet sind, die zwischen den Radialebenen der äußeren und der mittleren Verteilerwellen (13, 14, 15) angeordnet sind.

3. Getriebe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Winkel zwischen den Radialebenen der äußeren Verteilerwellen (13, 15) und den Radialebenen der Zwischenwellen (24, 25) 20° - 30° beträgt.
- 5 4. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zahnräder, wie an sich bekannt, eine Schrägverzahnung aufweisen, wobei die Innenverzahnung (19) und die Außenverzahnung (21) des Hohlrades
- 10 (20) in einander entgegengesetzten Richtungen schräg ausgebildet sind.

Wien, am 19. Sep. 2005

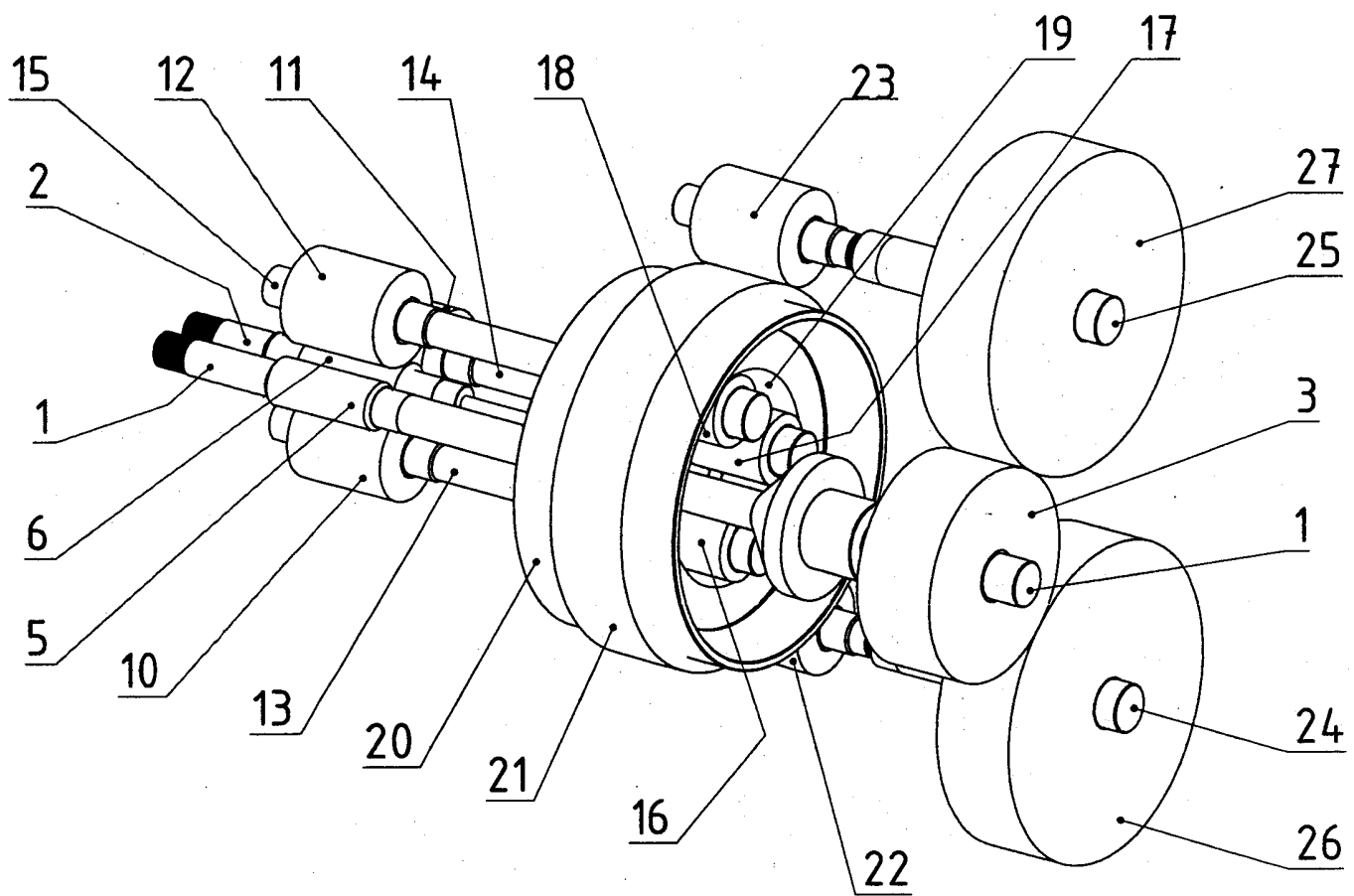


FIG. 1

011139

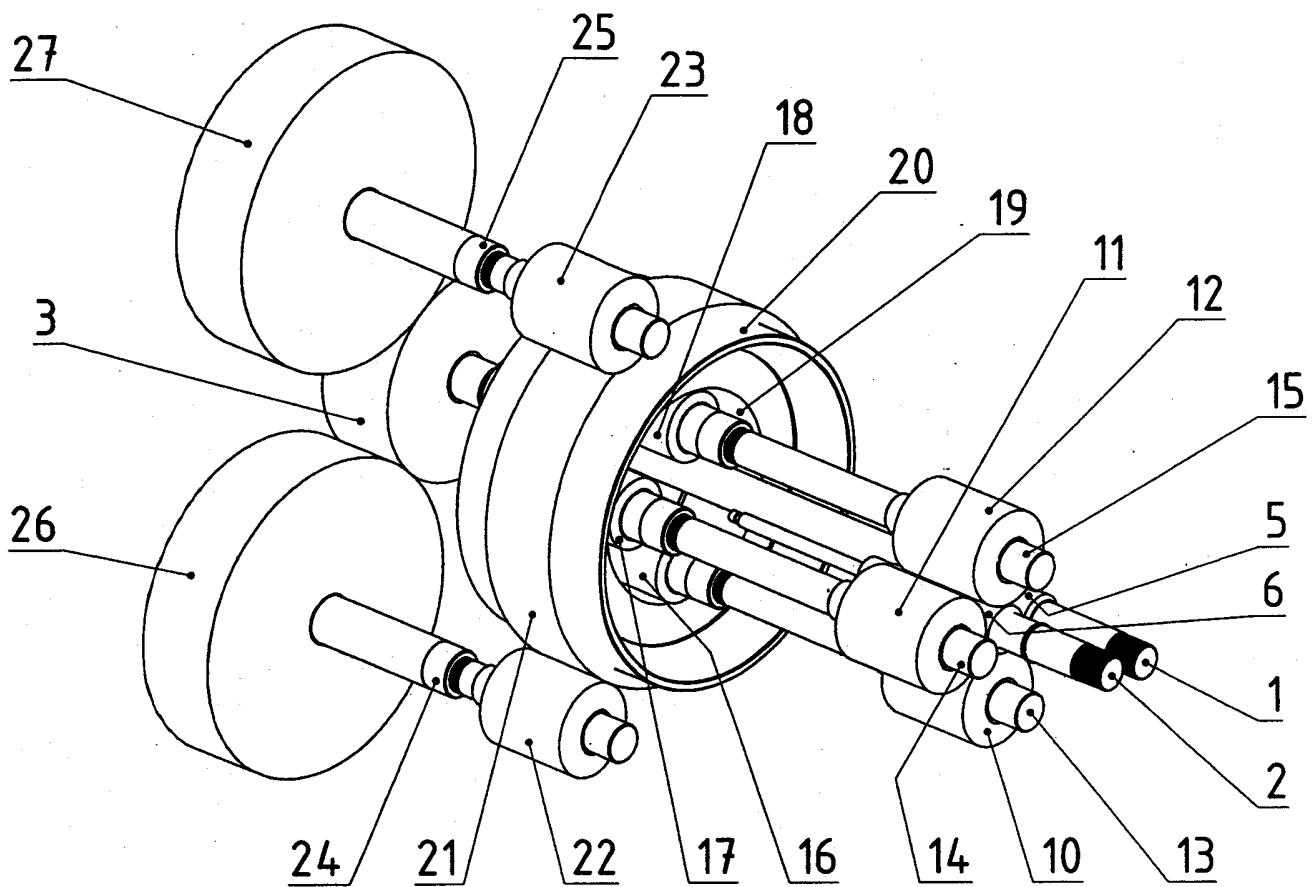


FIG. 2

011139

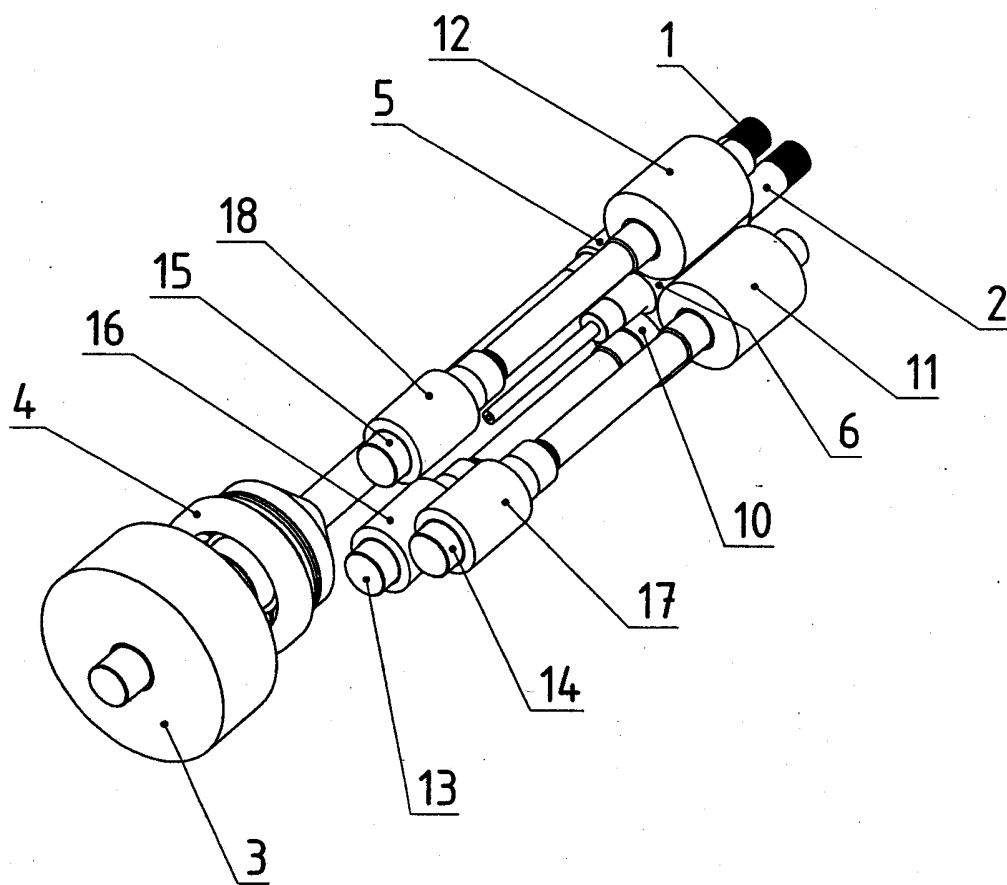


FIG. 3

011139

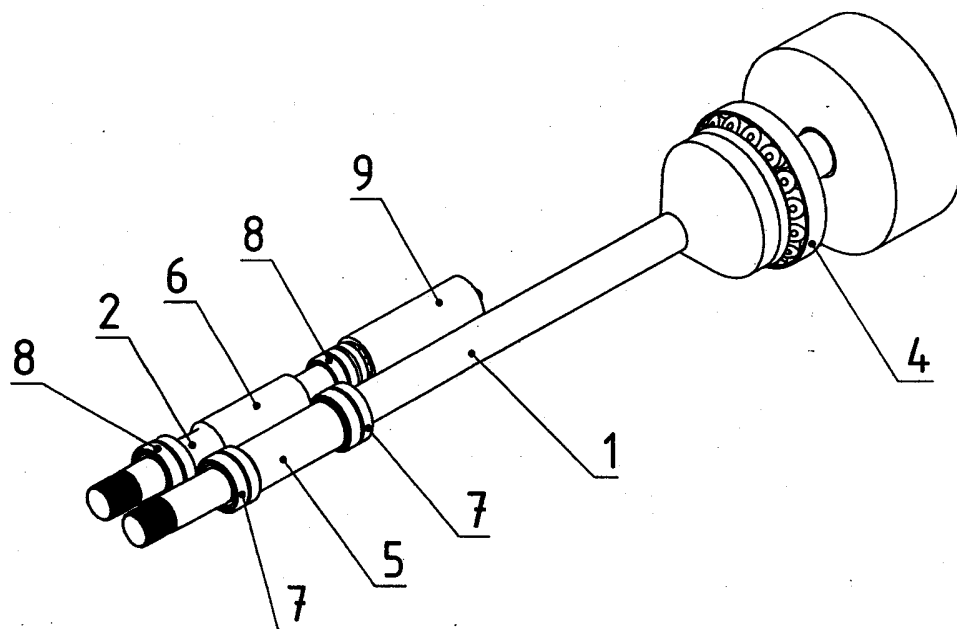


FIG. 4

011139

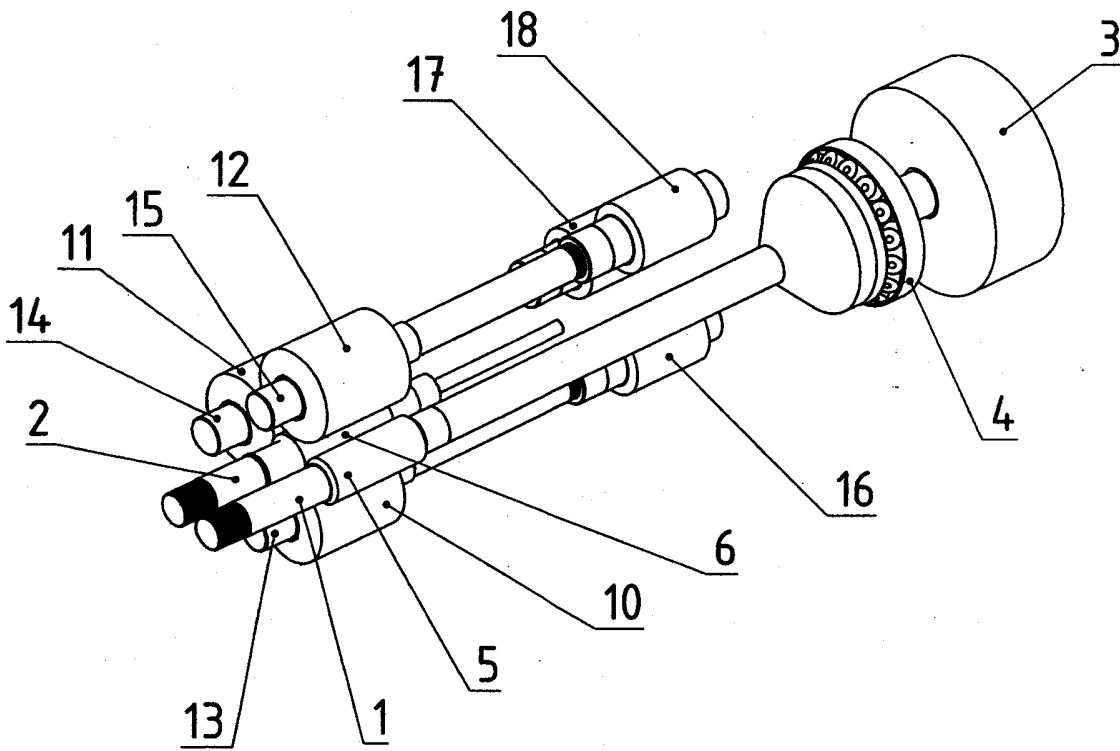


FIG. 5

MM/42189

Theysohn Extrusionstechnik
Gesellschaft m.b.H.
A-2100 Korneuburg(AT)

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Getriebe zum Antreiben der Schnecken eines Zwei-
schneckenextruders mit zwei parallelen, gegensinnig
drehenden und mit den Schnecken verbindbaren Abtriebs-
wellen (1, 2), wobei beide Abtriebswellen(1, 2) ein
5 Ritzel (5 bzw. 6) aufweisen, von denen ein Ritzel (6)
über ein mit einer Innenverzahnung (19) versehenes
Hohlrad (20) und mit dieser Innenverzahnung (19) in
Eingriff stehende Zahnräder (16, 17, 18) antreibbar
ist, wobei das Hohlrad (20) weiters mit einer Außenver-
10 zahnung (21) versehen ist, die mit Zahnrädern (22, 23)
zweier Zwischenwellen (24, 25) in Eingriff steht, die
über weitere Zahnräder (26, 27) vom Antriebsmotor
antreibbar sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass die bei-
den Abtriebswellen unterschiedlich lang sind, dass die
15 längere Abtriebswelle (1) ein Antriebszahnrad (3)
trägt, das vom Antriebsmotor antreibbar ist, dass die
beiden Ritzel (5, 6) direkt miteinander kämmen, dass
das Ritzel (6) der kürzeren Abtriebswelle (2) mit drei
Verteilerwellen (13, 14, 15) in drehfester Verbindung
20 steht, die die Zahnräder (16, 17, 18) tragen, und dass
die Zahnräder (26, 27) der beiden Zwischenwellen vom
Antriebszahnrad (3) antreibbar sind.
2. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass
die drei Verteilerwellen (13, 14, 15) in einem Winkel
25 von je ca. 90° angeordnet sind und die Zwischenwellen
(24, 25) in Radialebenen angeordnet sind, die zwischen

NACHGEREICHT

014347

- 2 -

den Radialebenen der äußeren und der mittleren Verteilerwellen (13, 14, 15) angeordnet sind.

3. Getriebe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Winkel zwischen den Radialebenen der äußeren Verteilerwellen (13, 15) und den Radialebenen der Zwischenwellen (24, 25) 20° - 30° beträgt.

4. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zahnräder, wie an sich bekannt, eine Schrägverzahnung aufweisen, wobei die Innenverzahnung (19) und die Außenverzahnung (21) des Hohlrades (20) in einander entgegengesetzten Richtungen schräg ausgebildet sind.

Wien, am **29. Dez. 2006**

NACHGEFERTIGT

Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC ⁸ : B29C 47/08 (2006.01)		
Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß ECLA: B29C 47/08D		
Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): B29C		
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC		
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am 19. September 2005 eingereichten Ansprüchen 1 bis 4 erstellt.		
Kategorie ⁹	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
A	US 4 584 903 A (HIRT et al.) vom 29. April 1986 (29.04.1986) <i>Spalte 3, Zeilen 51 bis 64, Fig. 3</i> --	1
A	DE 1 950 639 A (WERNER & PFLEIDERER) vom 15. April 1971 (15.04.1971) <i>Seite 3, die letzten drei Zeilen und Seite 4, Zeilen 1 bis 6 sowie die Fig. 4 bis 7</i> --	1 bis 4
A	DE 36 00 495 A1 (TGW THYSSEN GETRIEBE- und KUPPLUNGSWERKE GmbH) vom 18. Juli 1987 (18.07.1987) <i>Fig. 2</i> ----	1 bis 4
Datum der Beendigung der Recherche: 10. Juli 2007		☐ Fortsetzung siehe Folgeblatt
		Prüfer(in): Dipl.-Ing. REININGER
⁹ Kategorien der angeführten Dokumente: X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: der Anmel- gegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden. Y Veröffentlichung von Bedeutung: der Anmel- gegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist.		
A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert. P Dokument, das von Bedeutung ist (Kategorien X oder Y), jedoch nach dem Prioritätstag der Anmeldung veröffentlicht wurde. E Dokument, das von besonderer Bedeutung ist (Kategorie X), aus dem ein älteres Recht hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen). & Veröffentlichung, die Mitglied der selben Patentfamilie ist.		