



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 195 18 160 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁸:
F 16 H 1/32

⑳1 Aktenzeichen: 195 18 160.3
⑳2 Anmeldetag: 12. 5. 95
⑳3 Offenlegungstag: 4. 4. 96

DE 195 18 160 A 1

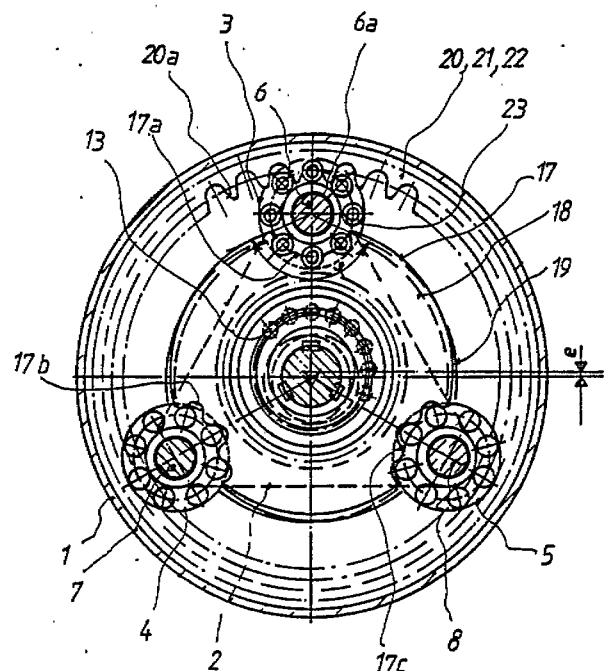
⑳0 Unionspriorität: ⑳2 ⑳3 ⑳1
29.09.94 AT 1857/94

⑳71 Anmelder:
Brosowitsch, Josef, Dipl.HTL-Ing., 82140 Olching, DE

⑳72 Erfinder:
gleich Anmelder

⑳4 Planetengetriebe

⑳7 Hochuntersetzendes Planetengetriebe für hohe und höchste Drehmomente, bestehend aus einem Hohlrad, Planetenrädern und einer Exzenter aufwendenden Antriebswelle, wobei die Planetenräder (3, 4, 5) mittels einer Kreisschiebung mit der Exzentrizität (e) ausführende Antriebsscheiben (17, 18, 19) angetrieben werden und sich die Planetenräder (3, 4, 5) an einem Hohlrad abwälzen können oder die Planetenräder (30, 30a, 30b) zum Antrieb von Exzenterwellen (29, 29a, 29b) dienen, die ihrerseits Exzentrerscheiben (41, 42) bewegen, welche sich an einem Hohlrad (35) unter ständiger Änderung des Zahneingriffes abwälzen. Somit kann pro Getriebe auf relativ wirtschaftliche Art eine Übersetzung von z. B. 1 : 40 bis 1 : 500 und darüber erreicht werden.



DE 195 18 160 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe, bestehend aus einem Hohlrads, mindestens zwei in einem Umlaufträger gelagerten Planetenrädern, sowie einer, Exzenter aufweisende Antriebs- bzw. Abtriebswelle.

Die herkömmlichen Planetengetriebe, bei welchen ein Sonnenrad in die Planetenräder eingreift weisen den Nachteil auf nur für geringe Übersetzungen — bis etwa 1 : 12 — und aufgrund des üblichen Zahneingriffes — bei welchem nur ein bis zwei Zähne in Eingriff stehen — nur bedingt für sehr hohe Drehmomente einsetzbar zu sein. Um hohe Übersetzungen zu erreichen, müssen mehrere Planetengetriebe hintereinander angeordnet werden, was sehr teuer und aufwendig ist. Es sind ferner Zykliden-Umlaufgetriebe bekannt, z. B. aus der US-PS 3,320,828 (Grant, 14. 7. 1964), bei welchen ein zyklidenförmig außenverzahntes Rad mittels einer Exzenterwelle angetrieben wird und in ein entsprechend verzahntes Hohlrads, welches einen Kurvenzug mehr aufweist als das angetriebene Rad, eingreift. Damit wird zwar eine höhere Übersetzung erreicht, nachteilig ist jedoch dabei die geforderte hohe Fertigungsgenauigkeit und die Kompliziertheit der Ausführung. Darüberhinaus ist aus der DE-PS 43 19 271 eine Getriebe bekannt, bei welchem Zahnsegmente, welche in einen Rollenring eingreifen, eine Kreisschiebung mit dem Radius (e ... Exzentrizität) ausführen und immer eine wählbare Anzahl von Zähnen im Eingriff stehen.

Aufgabe der Erfindung ist es ein Getriebe zur Verfügung zu stellen, bei welchem mit verhältnismäßig geringem Aufwand sehr hohe Über- bzw. Untersetzungen, bei Übertragung von sehr großen Drehmomenten realisiert werden können. Bei einem Getriebe der angegebenen Bauart wird dies erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß die Planetenräder durch wenigstens eine — in Bezug auf die Planetenräder eine Kreisschiebung ausführende — Antriebsscheibe angetrieben wird, wobei sich die im Umlaufträger gelagerten Planetenräder in einem Hohlrads abwälzen, oder als Antrieb der Exzenter von weiteren Exzenterscheiben dienen, deren Außenverzahnung sich ihrerseits unter ständigem Wechsel des Zahneingriffes an wenigstens einem Hohlrads abwälzen. Die Zahnform der Antriebs- und der Exzenterscheiben wird dabei aus Kreisbögen und Zykliden gebildet. Durch diese Anordnung wird erreicht, daß die Übersetzung eines Planetengetriebes in der Größenordnung von 1 : 40 bis z. B. 1 : 500 liegt. Die Achsen der Antriebs- und Abtriebswelle sind dabei koaxial.

Anhand von Zeichnungen wird der Erfindungsgegenstand näher erläutert.

Fig. 1 einen Schnitt A-B des Getriebes nach Fig. 2.

Fig. 3 zeigt einen Längsschnitt durch ein zweistufiges Getriebe.

Fig. 4 zeigt den Schnitt A-B des Getriebes laut Fig. 3.

Fig. 5 zeigt den Schnitt C-D des Getriebes laut Fig. 3.

Fig. 6 und Fig. 7 zeigen eine weitere Variante des Getriebes.

Die Fig. 8 und Fig. 9 dienen zur Ableitung der Übersetzungsverhältnisse.

Wie in Fig. 1 erkennbar ist in einem Gehäuse 1, welches einen Flansch 1a trägt, ein Umlaufträger 2 mittels der Lager 2b gelagert, welcher an seinem Umfang drei Achsen 6, 7, 8 trägt, welche ihrerseits zur Aufnahme der Planetenräder 3, 4, 5 dienen, welche in diesem Beispiel auf den Achsen 6, 7, 8 gleitgelagert sind. Diese Lagerung kann natürlich auch als Wälzlager, z. B. Nadellager ausgeführt werden. Die Planetenräder 3, 4, 5 weisen an

ihrem Umfang Nuten 3a auf in welchen Rollen 23 mittels der Achsen 24 drehbar gleit- oder wälzgelagert sind. Die Planetenräder 3, 4, 5 werden mittels der Antriebs-scheiben 17, 18, 19 angetrieben, welche zueinander phasenverschoben eine Kreisschiebung ausführen, mit dem Radius der Exzentrizität (e). Dabei ist $2 \cdot e \cdot \pi = t$ (= Rollenteilung). Die Antriebsscheiben 17, 18, 19 weisen im Bereich der Planetenräder 3, 4, 5 eine Verzahnung 17a, 17b, 17c auf, welche theoretisch durch Abwälzen des Exzenterkreises mit dem Radius (e) gebildet wird. Die Verzahnung 17a, 17b, 17c greift dabei nach Fig. 1 nur in einem bestimmten Zentriwinkel (φ) in die Planetenräder 3, 4, 5 ein. Es sind dabei jedenfalls immer mehrere Zähne im Eingriff, wodurch die Übertragung höchster Drehmomente ermöglicht wird. Im äußeren Bereich wälzen sich die Planetenräder 3, 4, 5 in einem verzahnten Hohlrads ab, welches aus drei Hohlradscheiben 20, 21, 22 besteht, wobei die Zahnform als Triebstrockverzahnung 20a ausgebildet ist. Die Hohlradscheiben 20, 21, 22 sind unter Zwischenschaltung von Distanzringen 23a miteinander verschraubt. Die Antriebsscheibe 9 weist drei, im Beispiel um je 120° versetzte Exzenter 10, 11, 12 auf, welche je ein Wälzlager 13 tragen, an deren Außenring Klemmringe 14, 15 befestigt sind, welche zum Einspannen der Antriebsscheiben 17, 18, 19 dienen. Die Antriebsscheibe 9 ist zusätzlich im Umlaufträger gelagert. Der Umlaufträger 2 weist gleichzeitig eine Bohrung 2a auf, zur Aufnahme der anzutreibenden Elemente. Die Achsen 6, 7, 8 werden zusätzlich mittels einer Stützscheibe 16, welche an der Antriebsscheibe gelagert ist, abgefangen. In Fig. 2 ist beispielsweise ein zweites Planetengetriebe 25, der gleichen Bauart vorgesehen, welches die Antriebsscheibe 26 aufweist. Wenn ein Getriebe zum Beispiel eine Übersetzung von 1 : 40 aufweist, ergibt somit auf engem Raum eine Übersetzung von 1 : 1600.

Fig. 3 zeigt eine zweistufige Variante, bei welchem die Planetenräder 30, 30a, 30b mit einer Welle 29, 29a, 29b z. B. mittels Paßfedern 29' fest verbunden sind und pro Welle 29, 29a, 29b je zwei Exzenter 37, 38 mit der Exzentrizität (e_2) vorgesehen sind. Diese Exzenter 37, 38 tragen am Umfang Nadellager 43 und bewirken durch ihren gleichsinnigen Antrieb eine Kreisschiebebewegung der Exzenterscheiben 41, 42, welche um 180° phasenverschoben angeordnet sind und sich im Rollenring 35' abwälzen, wobei der Rollenring 35' um eine Rolle 35 mehr aufweist als die Anzahl der Zähne 41a, der Exzenterscheiben 41, 42. Die Übersetzung ist daher in dieser Stufe ident mit der Anzahl der Rollen 35, wenn gleichzeitig die Rollenteilung $tR = 2 \cdot \pi \cdot e_2$ beträgt. Zur Aufnahme der Kräfte ist der Umlaufträger 27 außen mit Hilfe der Wälzlager 33 und 27b gelagert. Die Exzenterwellen 29, 29a, 29b sind im Umlaufträger 27 mittels der Lager 34 gelagert und stützen sich gleichzeitig an einem Stützring 28, welcher mittels einer Vielkeilwelle 40 mit dem Umlaufträger fest verbunden ist, ab. Die Antriebsscheibe 9a der Fig. 3 weist im Beispiel eine Vielkeilwelle auf und ist ebenfalls lagermäßig am Umlaufträger 27 abgestützt. In der Eingangsstufe treiben die, eine Kreisschiebung mit der Exzentrizität (e_1) ausführende Antriebsscheiben 17, 18, 19 ähnlich wie in Fig. 1, die Planetenräder 30, 30a, 30b an. Die Planetenräder 30, 30a, 30b weisen Rollen 32 auf, welches mittels der Bolzen 31 gelagert sind. Ähnlich sind die Rollen 35 des Hohlradsrollenringes 35' mittels Bolzen 36 im Gehäuse 1 gelagert.

Fig. 4 zeigt einen Schnitt A-B von Fig. 3. Wie dabei erkennbar greifen dabei die Antriebsscheiben 17, 18, 19

ebenfalls nur in einem bestimmten Bogenbereich in die Planetenräder 30, 30a, 30b ein. Die Antriebswelle 9a trägt drei Paßfedern 9b zur Befestigung der Exzenter 10, 11, 12. Der Ölstand 44 soll darstellen, daß das Getriebe insbesondere bei höheren Drehzahlen eine Ölschmierung verlangt. Fig. 5 stellt den Schnitt C-D des Getriebes nach Fig. 3 dar. Alle drei Exzenterwellen 29, 29a, 29b drehen sich gleichsinnig mit der Exzentrizität (e2), wodurch die Exzenter scheiben 41, 42 in Relation zum Umlaufträger 27 ebenfalls eine Kreisschiebung ausführen. Durch diese zweistufige Version ist es möglich eine sehr kompakte Bauweise für höchste Übersetzungen zu erzielen. Z.B. bei 38 Stück Rollen 35 und 8 Stück Rollen 32 ergibt sich eine Übersetzung von 1 : 305.

Fig. 6 und Fig. 7 zeigen eine weitere Variante, wonach die Antriebsscheiben 17' die Planetenräder 3, 4, 5 auch vollkommen umschließen können. Damit ist es möglich auch nur mit einer einzigen Antriebsscheibe 17' einen ständigen Eingriff zu gewährleisten. Bei höheren Drehzahlen wäre dann allerdings auf die Wuchtung zu achten. Nach Fig. 7 ist eine weitere Übersetzungsstufe realisierbar, wenn ein Zahnrad 45 mit einem Durchmesser $d_2 < d_1$ zwischengeschaltet wird.

Fig. 8 und Fig. 9 zeigen Schemazeichnungen für die Berechnung der Übersetzungen der Getriebe nach Fig. 1 bzw. Fig. 3.

Bezugszeichenliste

VA Geschwindigkeit der Mittelachse der Planetenräder am Umlaufträger

VB Geschwindigkeit des Exzentermittelpunktes nach Fig. 9

VQ Geschwindigkeit im Zahneingriffsbereich von Antriebsscheibe 17 und Planetenrad 3

ω_{01} Winkelgeschwindigkeit des Umlaufträgers 2 bzw. 27

ω_{02} Winkelgeschwindigkeit der Exzenter scheiben 41, 42 um ihre eigene Achse

ω_{03} Winkelgeschwindigkeit der Kreisschiebebewegung d. Antriebsscheiben 17

P Momentandrehpol

e, e1, e2 Exzentrizitäten

r0 Teilkreisradius des Hohlrades

r1 Teilkreisradius der Planetenräder

z0, z1 Zähnezahlen

i Übersetzungsverhältnis zwischen An- und Abtriebswelle

Nach Fig. 8 ist $VQ = 2 \cdot VA = e \cdot \omega_{03} + (r_0 - 2 \cdot r_1 - e) \cdot \omega_{01}$ und $VA = a \cdot \omega_{01}$.

Da $a = r_0 - r_1$ folgt die Untersetzung $1/i = \omega_{03}/\omega_{01} = 1 + (r_0/e)$ und da $2 \cdot r_0 \cdot \pi = z_0 \cdot t$

(z0 ... Anzahl der Zähne um r0; t ... Zahnteilung), sowie $2 \cdot e \cdot \pi = t$ ergibt sich: $1/i = 1 + z_0$.

Fig. 9 ist eine Schemadarstellung für die Berechnung der Übersetzung eines Getriebes nach Fig. 3. Dabei sind die Geschwindigkeitsvektoren:

$$VQ = e_1 \cdot \omega_{03} + (r_0 - b - r_1 - e_1) \cdot \omega_{01};$$

$$VA = (r_0 - b) \cdot \omega_{01} \text{ und } (\omega_{02}/\omega_{01}) = (r_0/e_2)$$

$$\text{ferner ist } VB = \omega_{02} \cdot e_2 - VA \text{ und auch } VQ = r_1 \cdot \omega_{02} + (r_0 - b - r_1) \cdot \omega_{01}$$

$$\text{daraus ergibt sich nach Einsetzen: } 1/i = (\omega_{03}/\omega_{01}) = 1 + (r_1 \cdot r_0 / e_1 \cdot e_2) \text{ bzw. wenn } e_1 = e_2 = e \text{ ist: } 1/i = 1 + z_1 \cdot z_0.$$

Zur Definition der Kreisschiebung oder auch Parallelkurbelbewegung genannt, sei erwähnt, daß diese die Bewegung eines Systems darstellt, dessen beliebige Punkte — in Bezug auf ein zweites System — gleich große, in einer Ebene od. in parallelen Ebenen liegende Kreise, mit dem gleichen Umlaufsinn ausführen. Obwohl in der Ausführung z. B. nach Fig. 1 die Antriebsscheiben 17, 18, 19 nur von einer Welle 9 mittels Exzenter 10, 11, 12 angetrieben werden, erfolgt die übrige Führung durch die Planetenräder 3, 4, 5 selbst. Die hohe Übersetzung gegenüber herkömmlichen Planetengetrieben erklärt sich auch damit, daß anstelle eines Sonnenrades eine Exzenterwelle vorgesehen ist und somit die entsprechende Übersetzung Planetenrad:Sonnenrad bereits wesentlich höher ist. Das Getriebe kann aufgrund der Bewegungsarten als "Planeten-Kreisschiebegetriebe" bezeichnet werden.

Damit sind einige Beispiele des erfindungsgemäßen hochunter- bzw. übersetzenden Getriebes beschrieben, wobei im Rahmen der Erfindung weitere Ausgestaltungen denkbar sind. Beispielsweise können die Planetenräder 3, 4, 5 anstelle mit Rollen 23 auch nur mit einem Kurvenzug versehen sein, die Rollen könnten dann in Fig. 1 auch das Hohlrad 20, 21, 22 bilden. Das Getriebe kann auch — wie jedes Planetengetriebe — als Differentialgetriebe Verwendung finden, wobei zwei der Bewegungssysteme festgehalten werden und das dritte System zu einer bestimmten Ausgleichsdrehung gezwungen ist. Die Herstellung der Antriebsscheiben 17, 18, 19 bzw. der Exzenter scheiben 41, 42 erfolgt auf einfache Weise mittels NC-Maschinen, wobei die NC-Daten direkt vom Bildschirm auf eine Diskette überspielbar sind. Die bei der Planetenbewegung entstehenden Punktbahnen, welche auch als Radlinien oder Trochoiden bezeichnet werden, ergeben die Zahnform der Antriebsscheiben 17, 18, 19 bzw. 41, 42.

Anwendungsfälle sind beispielsweise:

- Robotertechnik, da relativ spielfreie Ausführungen möglich
- im allg. Maschinenbau und Anlagenbau; Antrieb von Förderanlagen
- Ersatz für herkömmliche Planetengetriebe
- Fahrzeugbau
- als Differentialgetriebe
- Ventilbetätigungen
- in Verbindung mit Hydraulikmotoren als Antrieb usw.

Schließlich sei noch erwähnt, daß die Anzahl der Antriebsscheiben 17, 18, 19 und der Exzenter scheiben 41, 42 je nach dem zu übertragenden Drehmoment frei wählbar ist, wobei die Exzenter scheiben 41, 42 entgegen der Darstellung nach Fig. 5 auch eine Verzahnung aufweisen können, welche nur in Teilbereichen des Umfanges vorhanden ist. Ebenso kann die Anzahl der Planetenräder 3, 4, 5 je nach Erfordernis beliebig gewählt werden, wobei jedoch aus Gründen der gleichmäßigen Kraftübertragung bei einer größeren Anzahl von Planetenrädern 3, 4, 5 elastische Lagerelemente — wie an sich bekannt — vorzusehen wären. Anstelle der Verzahnung kann auch eine Paarung mit am Umfang elastischen Gummirädern erfolgen, so daß z. B. das Hohlrad 20, 21, 22 als am Umfang anliegender Vollgummiring ausgeführt ist. Ferner sei noch erwähnt, daß anstelle von Rollen 23 auch eine übliche Evolventenverzahnung Verwendung finden kann.

Patentansprüche

1. Planetengetriebe, bestehend aus einem Hohlrad, mindestens zwei in einem Umlaufträger gelagerten Planetenrädern, sowie einer, Exzenter aufweisende Antriebs- bzw. Abtriebswelle, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Planetenräder (3, 4, 5; 30, 30a, 30b) durch wenigstens eines — in Bezug auf die Planetenräder (3, 4, 5; 30, 30a, 30b) eine Kreisschiebung mit dem Radius (e) bzw. (e1) ausführende — Antriebsscheibe (17, 18, 19) angetrieben werden, wobei sich die im Umlaufträger (2, 27) gelagerten Planetenräder (3, 4, 5) in einem Hohlrad (20, 21, 22) abwälzen, oder als Antrieb der Exzenter (37, 38) von weiteren Exzenter scheiben (41, 42) dienen, deren zyklidenförmige Außenverzahnung (41a) sich ihrerseits unter ständigem Wechsel des Zahneingriffes an wenigstens einem Hohlrad (35') abwälzen.
2. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Zentriwinkel (φ), in dessen Bereich die Antriebsscheiben (17, 18, 19; 17') in die Planetenräder (3, 4, 5; 30, 30a, 30b) eingreifen, die Winkelbogenlänge einer Zahnteilung (t) bis zum Winkel von ($2 \cdot \pi = 360^\circ$) beträgt.
3. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenräder (3, 4, 5) an ihrem Umfang Nuten (3a) aufweisen, in welchen die Rollen (23) wälz- oder gleitgelagert sind.
4. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad aus einzelnen, axial miteinander verschraubten Scheiben (20, 21, 22) aufgebaut ist.
5. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe eine weitere Untersetzungsstufe in Form eines Zahnrades (45), dessen Teilkreisdurchmesser (d2) < (d1 ... Planetenrad) ist und welches mit einem Hohlrad (46) kämmt, vorgesehen ist.
6. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die je nach Anzahl der phasenverschoben angeordneten Exzenter (10, 11, 12) an ihrem Umfang Wälzlager (13) aufweisen, deren Außenringe ihrerseits Klemmringe (14, 15) tragen, zur Befestigung der Antriebsscheiben (17, 18, 19).
7. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (9, 9a) und die Exzenterwellen (29, 29a, 29b) im Umlaufträger (2; 27) drehbar gelagert sind.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

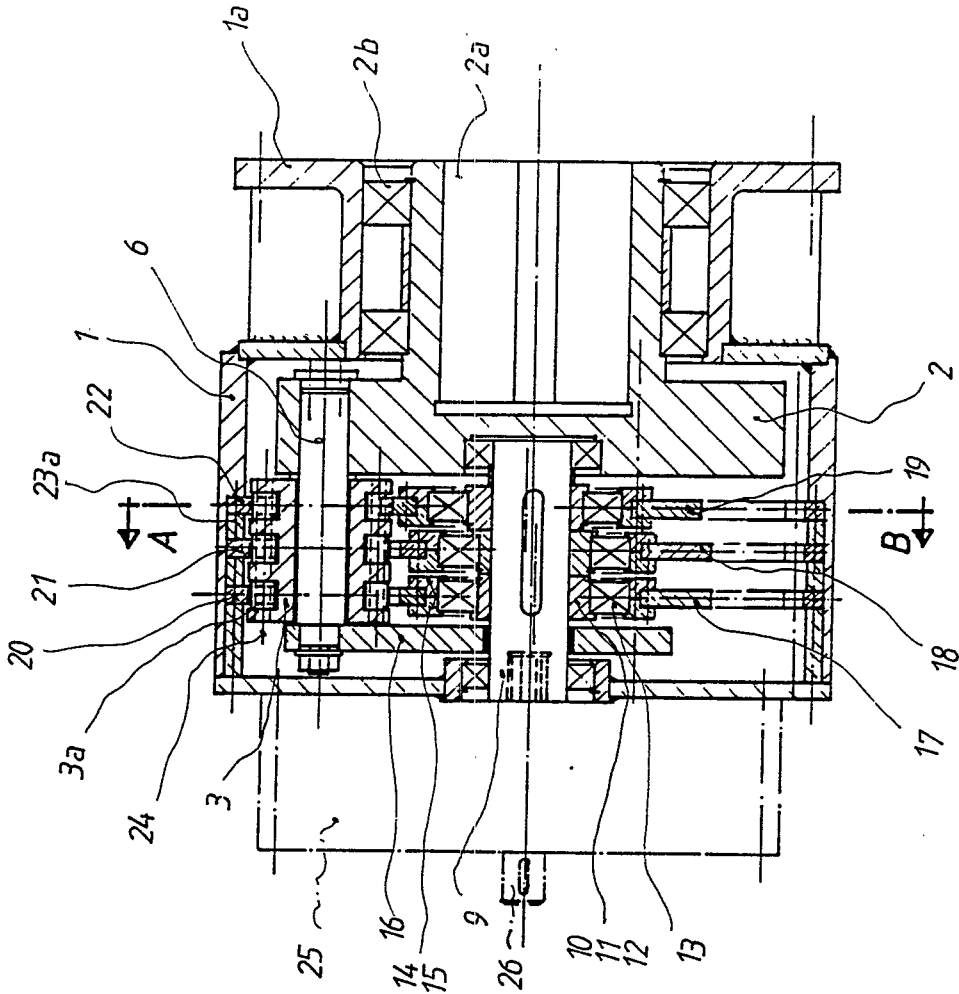


FIG. 2

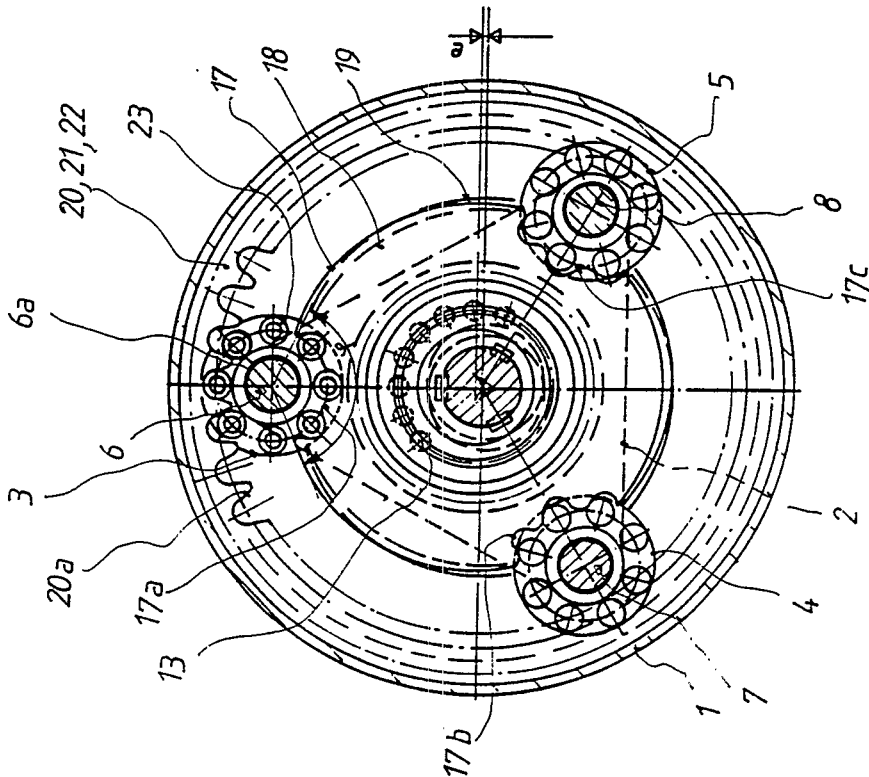


FIG. 1

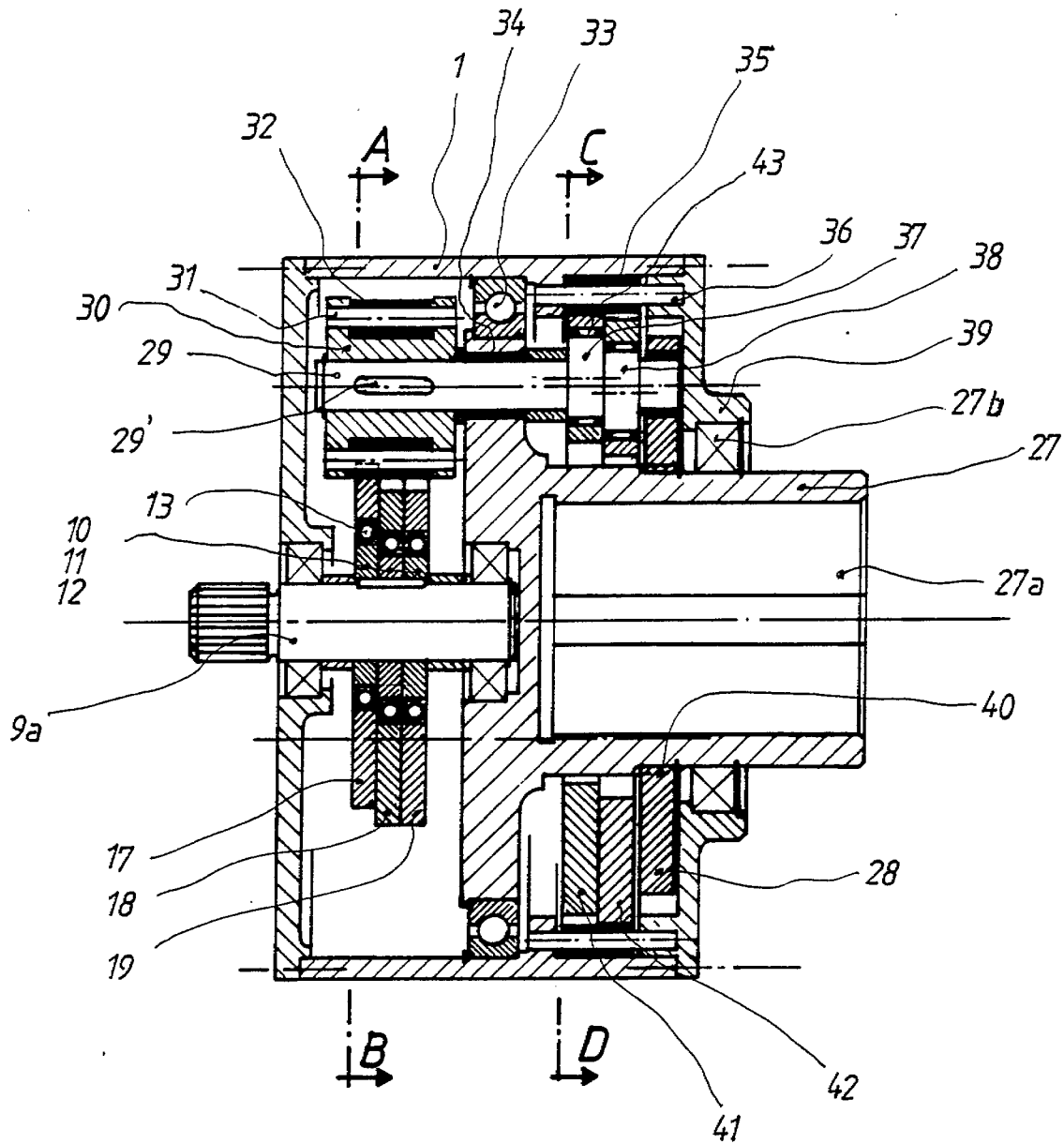


FIG. 3

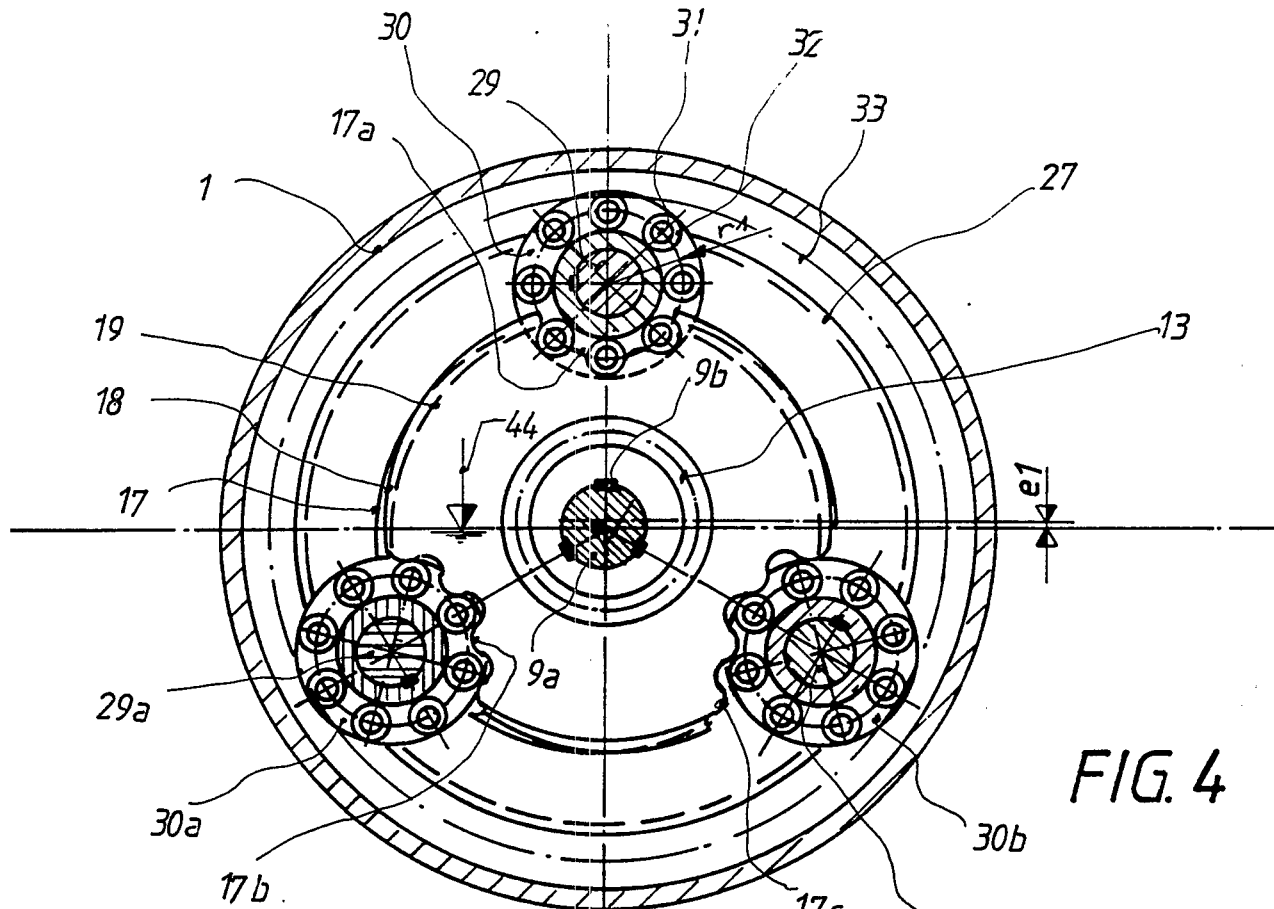


FIG. 4

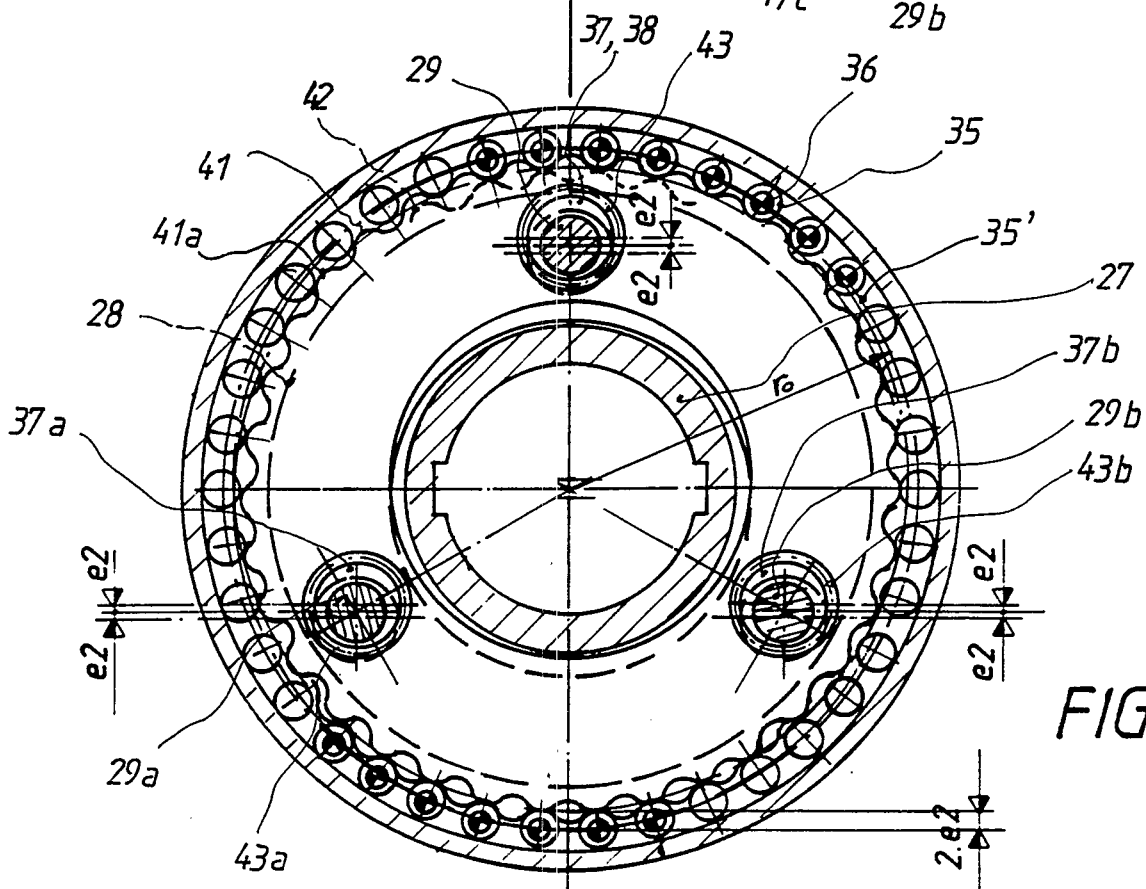


FIG. 5

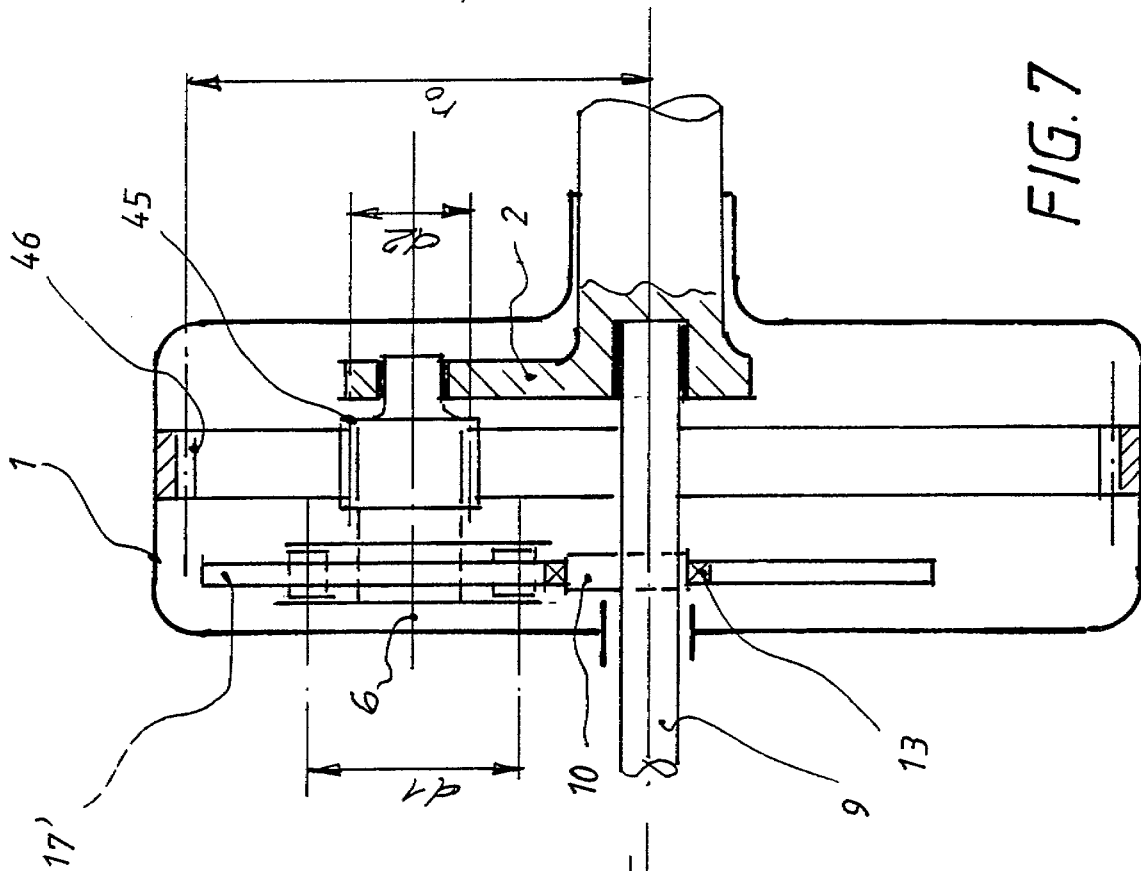


FIG. 7

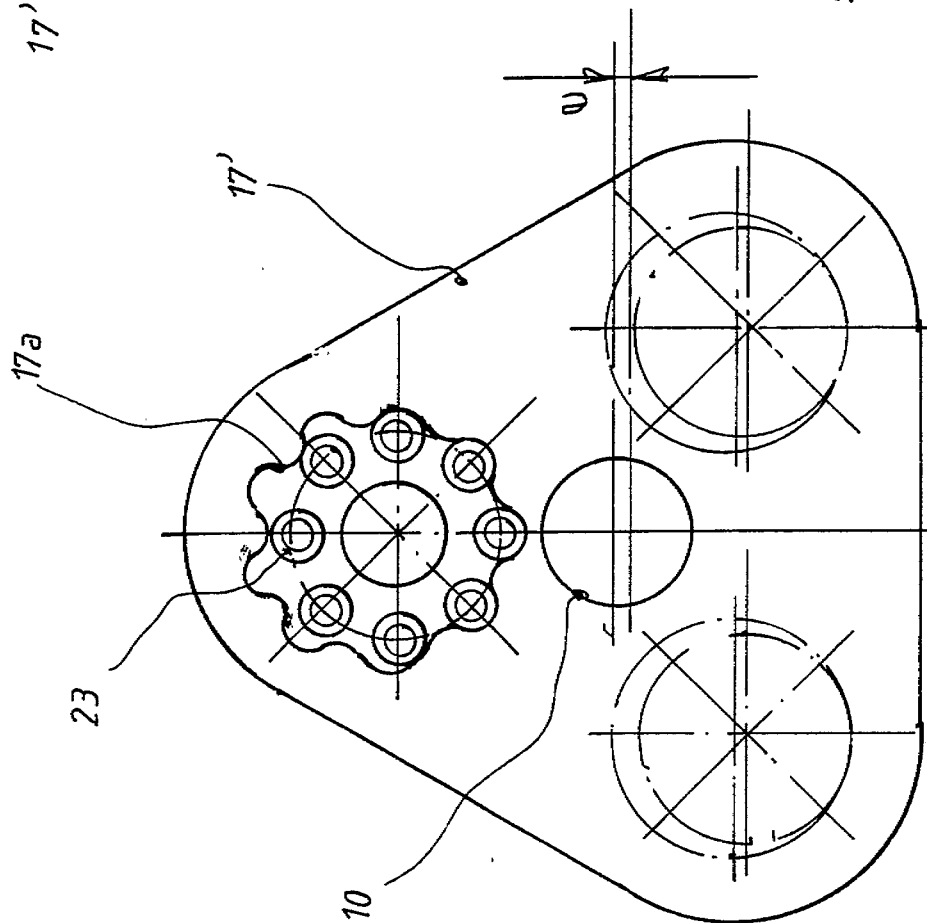
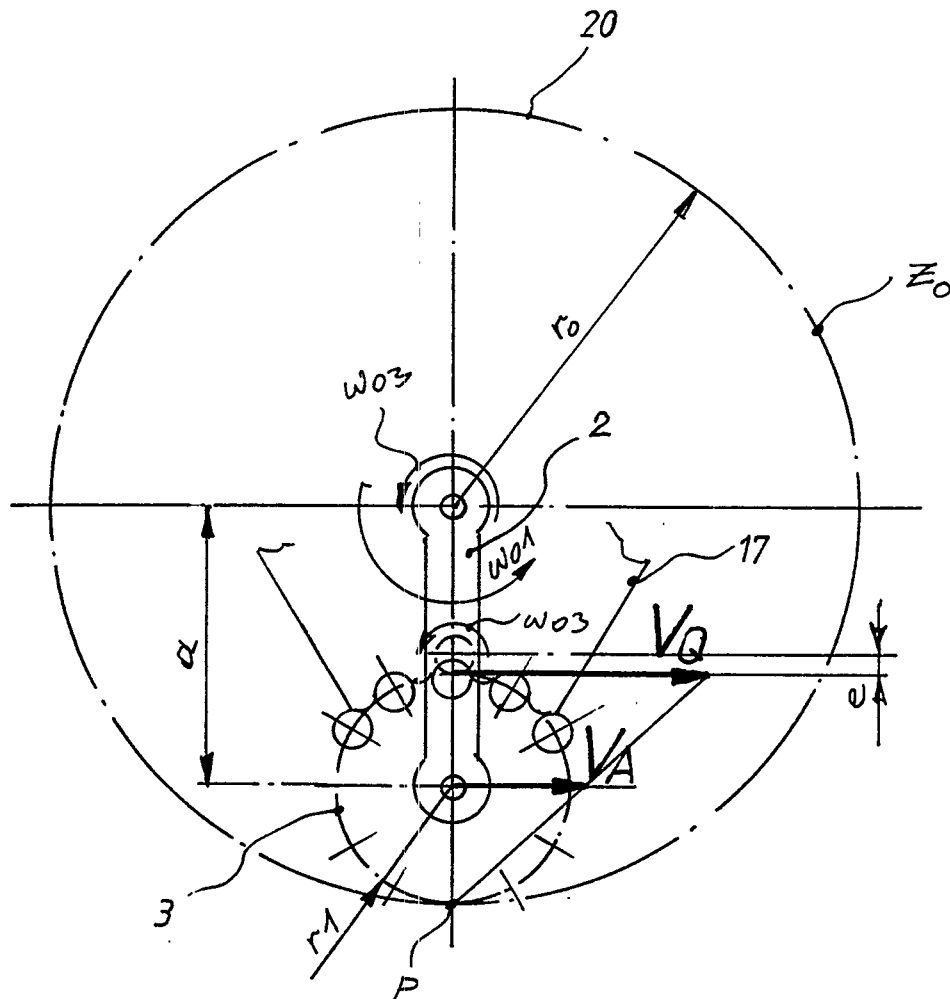
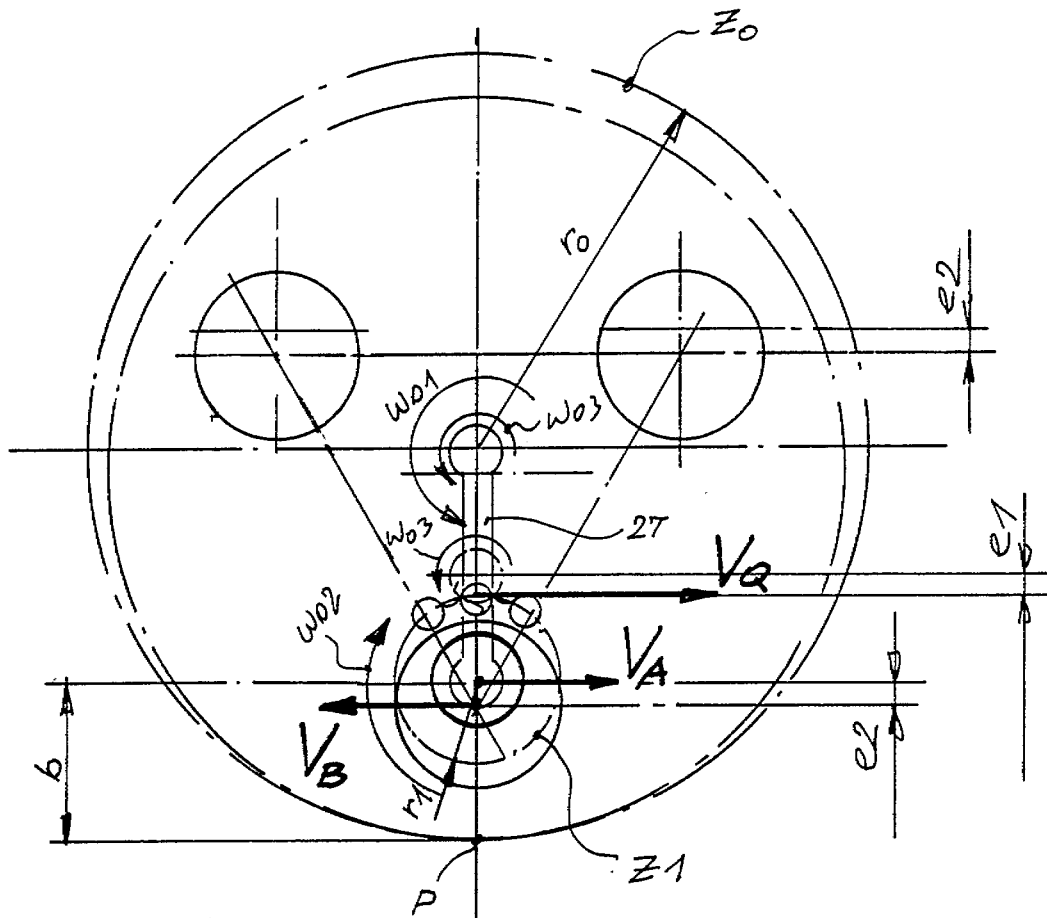


FIG. 6



$$i = 1 + b/e$$

FIG. 8



$$i' = 1 + \frac{r_1 \cdot r_0}{e_1 \cdot e_2}$$

FIG. 9