

**(12) NACH DEM VERTRÄG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG**

**(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro**



**(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
6. März 2003 (06.03.2003)**

PCT

**(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 03/019041 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation⁷:

F16H 1/32

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): SEW-EURODRIVE GMBH & CO. [DE/DE]; Ernst-Blickle-Strasse 42, 76646 Bruchsal (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP02/0940

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): CHRIST, Michael [DE/DE]; Kettelerstrasse 3, 46646 Bruchsal (DE).

(25) Einreichungssprache:

Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache:

Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

Angaben zur Priorität:

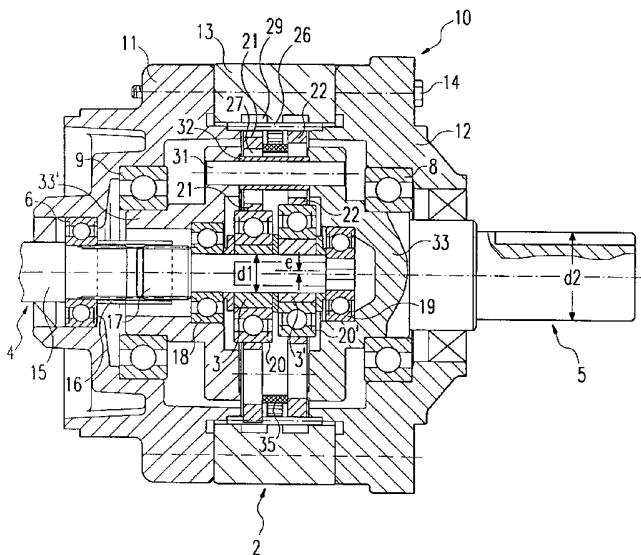
(74) **Anwalt: BOHNENBERGER, Johannes**; Meissner, Bolte & Partner, Postfach 86 06 24, 81633 München (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: SERIES OF GEARBOXES

(54) Bezeichnung: GETRIEBEBAUREIHE



WO 03/019041 A1

(57) Abstract: The invention relates to a series of single-stage or multi-stage gearboxes comprising at least one unit which respectively has at least one variant. Each variant comprises at least one gearbox stage in the form of a type of double-shaft, reversible planetary gearbox stage comprising a combination of an open positive gearbox having lantern gear teeth, at least one planetary gear and an output system. The lantern gear teeth can be associated with a number z_1 , especially a number z_1 of rolls (26). At least one planetary gear (21, 22) can be associated with a number of teeth z_2 . Inside a unit, the numbers z_1 of variants of said unit, characterised by index I , and the numbers of teeth z_2 of said variants of said unit, characterised by index j , form a matrix $M_{ij} = (z_{1j}, z_{2j})$ (especially a matrix which is indexed twice with i and j), said matrix comprising partial sequences S_k characterised by index k .

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Getriebebaureihe von ein- oder mehrstufigen Getrieben, umfassend mindestens eine Baugröße, die jeweils eine oder mehrere Varianten umfasst, wobei jede Variante mindestens eine Getriebestufe nach Art einer zweizwelligen rückkehrenden Umlaufgetriebestufe.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

SE, SK, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

- (84) Bestimmungsstaaten (regional):** ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT,

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung, mindestens ein Umlaufrad und ein Abtriebssystem, und wobei der Triebstockverzahnung eine Anzahl z_1 , insbesondere eine Anzahl z_1 von Rollen (26), zuordenbar ist, und wobei mindestens einem Umlaufrad (21, 22) eine Zähnezahl z_2 zuordenbar ist, und wobei innerhalb einer Baugröße die mit Index i kennzeichbaren Anzahlen z_1 ; der Varianten dieser Baugröße und die mit Index j kennzeichbaren Zähnezahlen z_2j dieser Varianten der Baugröße eine Matrix $M_{ij} = (z_{1j}, z_{2j})$ bilden, (insbesondere eine mit i und j zweifach indizierte Matrix,) und wobei die Matrix mit Index k kennzeichnbare Teilsequenzen S_k umfasst.

Getriebebaureihe

Die Erfindung betrifft eine Getriebebaureihe, bestehend aus einer Vielzahl von Getrieben, die jeweils mindestens eine Getriebestufe nach Art von zweiwelligen, rückkehrenden Umlaufgetrieben, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung und ein Abtriebssystem aufweisen.

Derartige Getriebe sind beispielsweise aus der Deutschen Druckschrift H. W. Müller (Springer Verlag 1998): „Die Umlaufgetriebe“ bekannt. Ihre prinzipielle Wirkungsweise wird anhand der beiliegenden Figur 1 auch zur Definition der nachfolgend verwendeten Begriffe erläutert.

Gemäß Figur 1 ist ein ortsfestes Gehäuse 10 vorgesehen, in welchem konzentrisch zueinander eine erste Welle 4 und eine zweite Welle 5 drehbar gelagert sind. Die erste Welle 4 trägt ein Exzenterelement, auf welchem ein Umlaufrad 21 drehbar gelagert ist. Das Umlaufrad 21 rollt auf einem Hohlrad 2 ab, das mit dem Gehäuse 10 fest verbunden ist und kämmt dabei mit seinen Zähnen 25 mit den Zähnen 26 des Hohlrades 2. Das Umlaufrad 21 steht über ein Abtriebssystem 30 in einer drehfesten Verbindung mit der zweiten Welle 5 derart, daß die durch das Abwälzen auf dem Hohlrad 2 erzeugte Drehung des Umlaufrades 21 unabhängig von der exzentrischen Umlaufbewegung des Umlaufrades 21 auf die zweite Welle 5 übertragen wird. Das Übersetzungsverhältnis ist zwischen dem Drehwinkel (bzw. der Drehzahl) der ersten Welle 4 und der zweiten Welle 5 wird durch die Anzahl z_1 der Zähne 26 des Hohlrades 2 und die Anzahl z_2 der Zähne 25 des Umlaufrades 21 bestimmt.

Derartige zweiwellige Umlaufgetriebe werden üblicherweise aus einer Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung und einem Antriebssystem aufgebaut, das eine Gelenkwelle oder ein Parallelzapfengetriebe oder ein Parallelkurbelgetriebe oder ein Abtriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip umfaßt. Die Zähne 26 des Hohlrades werden hierbei als Außenrollen der Triebstockverzahnung ausgebildet während die Zähne 25 des Umlaufrades 21 als „Zähne“ einer Epi-, Hypo- oder Perizykloidenkurvenscheibe oder als Verzahnung ausgebildet werden, die mit einer Zahnstange erzeugt wurde. Abstrakter ausgedrückt werden die Zähne mit einem Werkzeug mit unendlich großem Rollkreisdurchmesser erzeugt, der auf einem Grundkreis abwälzt. In diesem letztgenannten Fall ist die Verzahnung eine Evolvente.

Es sei aber an dieser Stelle unterstrichen, daß sich die vorliegende Erfindung auch auf Getriebe bezieht, bei denen die ein- und die abtriebende Welle nicht parallel sind, also auch Winkelgetriebe, gerad- oder sprioidverzahnte Kegelradgetriebe usw. Die Verzahnungen können auch derart modifiziert werden mit Flanken-, Fuß- und/oder Kopfkorrekturen, daß im praktischen, nicht-exakt-mathematischen Getriebe die Laufruhe, Geräuschbildung und/oder Ein- und Austrittsstöße optimiert bzw. minimiert werden.

Aus obigem ist ersichtlich, daß derartige Getriebe einen nicht unerheblichen Fertigungsaufwand mit sich bringen.

Bei allen Getrieben, so auch bei Getrieben der eingangs beschriebenen Art, tritt das Problem auf, daß - je nach Anwendungsfall - eine bestimmte Übersetzung (bzw. Untersetzung) gegeben sein muß, das Getriebe ein bestimmtes maximales Drehmoment übertragen können muß und bei der Übertragung des Drehmomentes eine bestimmte maximale Welligkeit des Drehmomentes entsprechend einer Laufunruhe sowie eine bestimmte maximale Geräuschbildung gefordert werden.

Es hat sich zwar gezeigt, daß eine „Gruppeneinteilung“ erfolgen kann, die trotz großer Forderungsbereiche zu einer endlichen Anzahl von Getrieben führen, welche hinsichtlich der geforderten Eigenschaften den Anwendern genügen. Dennoch ergibt sich ein erheblicher Bauaufwand dann, wenn man jedes der Getriebe individuell fertigt. Aus diesem Grund wird versucht, Getriebebaureihen zu entwickeln, bei welchen Einzelbauteile, zum Beispiel Gehäuse oder Gehäuseabschnitte, Räder, Wellen oder der gleichen mehrfach verwendet werden. Im einfachsten Fall werden beispielsweise in ein und dasselbe Gehäuse Zahnradpaare mit verschiedenen Zähnezahlen aber einer gleichbleibenden Summe der Zahnraddurchmesser zur Erzielung verschiedener Übersetzungsverhältnisse eingebaut.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Getriebebaureihe der eingangs genannten Art aufzuzeigen, bei welcher mit einer möglichst geringen Anzahl von Einzelbauteilen eine möglichst große Vielzahl von verschiedenen Eigenschaften, insbesondere hinsichtlich der Übersetzungsabstufung in einfacher Weise erzielbar ist bzw. ein Verfahren zum Herstellen einer derartigen Getriebebaureihe aufzuzeigen.

Diese Aufgabe wird vorrichtungsmäßig durch die im Anspruch 1 oder 6 aufgezeigten Alternativen und verfahrensmäßig durch das Verfahren nach Anspruch 46 gelöst.

Insbesondere wird die Aufgabe durch eine Getriebebaureihe von ein- oder mehrstufigen Getrieben gelöst, die mindestens eine Baugröße umfasst, welche wiederum eine oder mehrere Varianten umfasst. Jede Variante umfasst mindestens eine Getriebestufe nach Art einer zweiwelligen, rückkehrenden Umlaufgetriebestufe, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung, mindestens ein Umlaufrad und ein Abtriebsystem. Der Triebstockverzahnung ist eine Anzahl z_1 von

Rollen zuordenbar. Eine Zähnezahl z_2 ist mindestens einem Umlaufrad zuordenbar. Innerhalb der Baugröße umfasst die mit Index i kennzeichbaren Anzahlen z_1 Index i der Varianten dieser Baugröße und die mit Index j kennzeichbaren Zähnezahlen z_2 Index j dieser Varianten der Baugröße eine Matrix M Index $ij = (z_1$ Index i, z_2 Index $j)$ bilden, insbesondere eine mit ij zweifach indizierte Matrix. Die Matrix umfasst mit Index k kennzeichbare Teilsequenzen S Index k , wobei die Varianten innerhalb der jeweiligen Teilsequenz S Index k Nuten in ein Gehäuseteil zum Lagern der Außenrollen einen relativen Winkel $p \times 360^\circ/N$ aufweisen, wobei p eine natürliche Zahl, wie 1, 2, 3, 4 oder dergleichen ist, und N eine natürliche Zahl ist, durch eine bestimmte Anzahl z_1 kennzeichbar sind, $p = N/z_1$ ist und derart verschiedene Zähnezahlen z_2 aufweisen, dass die Differenzen $z_1 - z_2$ eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche und nicht triviale arithmetische Folge darstellen.

Die Matrix M Index ij umfasst vorzugsweise eine Anzahl von fünf bis zehn solcher Teilsequenzen und ist besonders bevorzugter Weise nur aus solchen Teilsequenzen zusammengesetzt.

Bei als 2- oder mehrstufiges Getriebe ausgeführten Varianten ist innerhalb einer Baugröße für zwei Getriebestufen jeweils eine Matrix M_{ij} mit Teilsequenzen derart ausgeführt, dass mindestens eine Teilsequenz vorgesehen ist. Alternativ oder zusätzlich ist bei beiden Getriebestufen die Anzahl z_1 gleich und die Kurvenscheiben mit Zähnezahl z_2 sind bei beiden Getriebestufen verwendbar bzw. gemeinsam fertigbar.

Innerhalb einer Baugröße ist jeweils eine Matrix M Index ij für zwei Getriebestufen mit Teilsequenzen derart ausgeführt, dass alle Teilsequenzen der beiden Getriebestufen gemeinsame Teilsequenzen sind.

Vorzugsweise weisen innerhalb einer Baugröße mindestens zwei Varianten verschiedene Zähnezahlen auf, die Anzahl N der Nuten zum Lagern der Außenrollen ist ein Primfaktor oder als Produkt von zwei oder mehr Primfaktoren darstellbar und mindestens zwei Varianten weisen verschiedene Anzahlen z_1 von Triebstöcken bzw. Außenrollen auf, wobei bei diesen Varianten die Anzahl z_1 von Triebstöcken der Anzahl N der Nuten gleich oder einem (kombinatorisch möglichen) Teilprodukt dieser Primfaktoren gleich.

Die Anzahl z_1 der Außenrollen entspricht N / p , so dass nur diejenigen Nuten im Gehäuseteil ausgeformt und bearbeitet sind, in denen Außenrollen vorgesehen sind.

Die zweiwellige, rückkehrende Umlaufgetriebestufe umfasst eintriebsseitig eine sich drehende Stegwelle bei einer ersten Ausführungsform der Erfindung. Sie kann auch als Excentergetriebestufe oder als Zyklogetriebestufe ausgebildet sein, wobei mit der Stegwelle ein Excenter verbunden ist, der mindestens eine Kurvenscheibe antreibt, bei der Triebstockverzahnung sind als Triebstücke die Anzahl z_1 von kreisförmig angeordneten Außenrollen vorgesehen, die mit einer Anzahl z_2 von Zähnen der mindestens einen Kurvenscheibe zusammenwirken und deren Drehbewegung auf die Abtriebswelle übertragen und in einen Gehäuseteil mit einer Anzahl von Nuten gelagert sind.

Vorzugsweise sind innerhalb einer Baugröße bei mindestens zwei Varianten das selbe Gehäuseteil mit Nuten zum Lagern der Außenrollen vorgesehen. Vorzugsweise werden die selben Außenrollen von den beiden Getriebestufen verwendet.

Vorzugsweise ist bei mindestens einer Variante die Abtriebswelle gleichzeitig als Zykloscheibenträger einer

weiteren Zyklogetriebestufe ausgebildet, um so eine spielfreie Verbindung der beiden Zyklogetriebestufen zu erreichen.

Vorzugsweise weisen die Varianten einer Teilsequenz mit abnehmender Anzahl z_1 eine zunehmende Exzentrizität der Zyklogetriebestufe auf und/oder abnehmende Durchmesser der Mitnehmerbolzen und/oder eine nicht-abnehmende Anzahl von Kurvenscheiben auf. Dadurch werden die Laufeigenschaften der Getriebe verbessert.

Vorzugsweise umfasst die gesamte, zur Verwendung vorgesehene Baureihe bei gleicher Umlaufübersetzung nur Varianten mit betragsmäßig möglichst kleiner Differenz $|z_1 - z_2|$.

Bei der Verwendung von Spezialhülsen bei der ersten Zähnezahl z_1 wird vorzugsweise ein Hohlrad mit Nuten zur Aufnahme von ersten, dicken Außenrollen mit Durchmesser d eingesetzt und bei den weiteren Zähnezahlen z_1 , die größer sind als die ersten Zähnezahlen z_1 , werden dünneren Außenrollen als die ersten dicken Außenrollen verwendet, wobei die dünneren Außenrollen in entsprechend dicken Hülsen mit Durchmessern d gelagert sind, so dass die dicken Hülsen passgenau in die aufnehmenden Nuten, insbesondere Bohrungen des Hohlrades eingefügt sind.

Insbesondere wird die vorgenannte Aufgabe auch durch eine Getriebebaureihe gelöst, die aus einer Vielzahl von Getrieben besteht, die jeweils mindestens eine Getriebestufe nach Art von zweiwelligen rückkehrenden Umlaufgetrieben, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung und ein Abtriebssystem aufweisen, umfassend eine oder mehrere Baugrößen, die jeweils Gehäuse mit darin angeordneten Hohlrädern, gebildet aus einer Anzahl z_0 von Nuten und eine erste Anzahl z_1 von darin gelagerten Außenrollen aufweisen, mehrere Varianten der Baugröße zur Bildung verschiedener Übersetzungsverhältnisse und/oder zur Übertragung

verschiedener Maximaldrehmomente zwischen einer ersten Welle und einer zu dieser zentrischen zweiten Welle umfassen, mit Umlaufrädern, insbesondere Kurvenscheiben, die jeweils eine zweite Anzahl z_2 von Zähnen aufweisen und über das Abtriebssystem mit der zweiten Welle drehfest verbunden sind, wobei bei einer ersten Alternative die mehreren Varianten jeweils Umlaufräder mit voneinander verschiedenen zweiten Anzahlen z_2 von Zähnen aufweisen und die Differenz z_1-z_2 der ersten Anzahl z_1 und der zweiten Anzahl z_2 der jeweiligen Umlaufräder der Varianten eine arithmetische Folge, insbesondere eine nichttriviale arithmetische Folge bilden und wobei bei einer zweiten Alternative die Anzahl z_0 der Nuten ein Produkt aus einer Anzahl $k>1$ von Primfaktoren ist und die mehreren Varianten jeweils Hohlräder umfassen, bei denen in den Nuten unter regelmäßigem Fortlassen von einzelnen Außenrollen oder von Gruppen von Außenrollen in jeweils voneinander verschiedenen equidistanten Abständen Außenrollen gelagert sind und/oder die mehreren Varianten wieder nach der ersten Alternative ausgebildet sind, also die mehreren Varianten jeweils Umlaufräder mit voneinander verschiedenen zweiten Anzahlen z_2 von Zähnen aufweisen und die Differenz z_1-z_2 der ersten Anzahl z_1 und der zweiten Anzahl z_2 der jeweiligen Umlaufräder der Varianten eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche nichttriviale arithmetische Folge, bilden.

Bei der ersten Alternative sind also in allen Nuten Außenrollen gelagert, auf welchen die Umlaufräder mit ihren Zähnen abrollen. Die Getriebebaureihe erhält dadurch ihre feine Abstufung, daß die Differenz der Zähnezahl eine arithmetische Folge bildet, so daß sich Standardübersetzungen durch geeignete Wahl der Zähnezahl so variieren lassen, daß sich gleiche Umlaufübersetzungen nach folgender Formel ergeben:

$$i_{s2} = n * z_2 / (n * (z_2 - z_1)), \text{ mit } n = 1, 2, 3, \dots$$

Die folgende Tabelle zeigt ein Beispiel hierfür:

i_{s2} (Umlaufübersetzung)	-8	-8	-8	-8
z_1 (Außenrollen)	9	18	36	72
z_2 (Zähnezahl Umlaufrad)	8	16	32	64

Bei der zweiten Alternative der erfindungsgemäßen Lösung, die zusätzlich zur ersten Alternative verwendbar ist, werden nicht alle Nuten des Hohlrades mit Außenrollen „gefüllt“ oder es werden auch nicht alle (regelmäßig angeordnete) Nuten vorgesehen, so dass die Anzahl der Zähne des Hohlrades vermindert wird. Hierzu wieder ein Beispiel:

z_1 (Anzahl der Außenrollen) = 36 = const.

i_{s2} (Umlaufübersetzung)	-8	-11	-17	-35	-71
z_1 (Außenrollen)	36	36	36	36	36
z_2 (Zähnezahl Umlaufrad)	32	33	34	35	71

Bei dieser Tabelle wurde beachtet, daß jede zweite Außenrolle der 72 Außenrollen ($i_{s2}=71$) am Umfang eingespart werden kann. Somit erhält man in diesem Fall wiederum 36 Außenrollen. Also kann das zugehörige Gehäuseteil mehrfach innerhalb einer Baugröße verwendet werden. Es ist dann auch für eine Kurvenscheibe mit 71 Zähnen verwendbar.

In Verallgemeinerung kann statt jeder zweiten Außenrolle beispielsweise nur jede n-te Außenrolle verwendet werden, falls die Anzahl von Außenrollen einen entsprechenden ganzzahligen Teiler aufweist. Also können beispielsweise 2 von 3 Außenrollen weggelassen werden oder 3 von 4 usw.

Umgekehrt ist auch ein Gehäuseteil einsetzbar, bei dem beispielsweise statt 36 Außenrollen nur 18 Außenrollen oder 12 Außenrollen eingesetzt sind. Die zugehörige Kurvenscheibe weist dann 12 oder 11 Zähne auf. In Verallgemeinerung kann man

also so viele Außenrollen weglassen, daß nur eine ganzzahlige Zahl z_1/n mit $n = 2, 3, 4, \dots$ übrigbleibt.

Aus obigem ist ersichtlich, daß die vorliegende Erfindung in ihrer ersten Alternative unabhängig davon ist, ob eine Triebstockverzahnung oder eine andere Verzahnungsart vorliegt, bei welcher keine Zähne einfach „fortgelassen“ werden können.

Bei einer ersten bevorzugten Ausführungsform ist das Antriebssystem entweder als ein Parallelzapfengetriebe mit einer Übersetzung von $m=1$ oder als ein Parallelkurbelgetriebe, das einem Parallelzapfengetriebe gleichwertig ist oder aber als Antriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip ausgebildet. In der nachfolgenden Beschreibung wird im allgemeinen von einem Parallelzapfengetriebe ausgegangen, wobei der hier tätige Fachmann schon aufgrund seines Lehrbuchwissens dazu in der Lage ist, hieraus auch ein Parallelkurbelgetriebe oder ein Antriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip zu bilden.

Vorzugsweise ist die Getriebestufe (die nach Art eines Umlaufgetriebes ausgebildet ist) ein Zyklogetriebe, wobei das Umlaufrad als Kurvenscheibe ausgebildet ist. Derartige Getriebe haben einen besonders hohen Wirkungsgrad und sind weit von einer Selbsthemmung entfernt, so daß sie in beiden Richtungen (Über- und Untersetzung) verwendbar sind. Darüber hinaus können derartige Getriebe extrem spielarm gefertigt werden.

Wenn man lediglich ein einziges Umlaufrad verwendet, so ergeben sich dadurch Unwuchten, die bei höheren Drehzahlen zu vermeiden sind. Vorzugsweise wird darum jedes Umlaufrad als Gruppe von n gleichen Umlaufrädern ausgebildet, die auf um $360^\circ/n$ gegenüber einander versetzten Stegwellen oder Exzentern zur Verringerung von Unwuchten angeordnet sind. Je höher die Anzahl von „Teil-Umlaufrädern“, die zur Bildung des Umlaufrades vorgesehen sind, desto höher wird die Laufruhe.

Die Getriebebaureihe umfaßt vorzugsweise eine Vielzahl von Umlaufrädern, die im wesentlichen identische Umfangsabmessungen, insbesondere gleiche Zähnezahlen z_2 und Durchmesser, jedoch verschiedene Dicken (bzw. Breiten) zur Aufnahme verschieden hoher Drehmomente aufweisen. Alternativ oder auch zusätzlich können die Umlaufräder (bei im wesentlichen identischen Umfangsabmessungen) jeweils aus mehreren, gestapelt angeordneten Umlaufrädern zusammengesetzt sein. Beide Möglichkeiten können auch kummulativ verwendet werden, so daß zur Bildung einer Vielzahl von verschiedenen dicken (breiten) Umlaufrädern nur wenige, voneinander verschiedene Einzelräder hergestellt bzw. bei Hersteller vorgehalten werden müssen, um eine in Hinblick auf die Belastbarkeit des Umlaufrades beliebige Anzahl von Umlaufrädern steigender Belastbarkeit herstellen zu können.

Vorzugsweise umfaßt die Getriebebaureihe eine Vielzahl von Hohlrädern mit im wesentlichen identischen Innenumfangsabmessungen, insbesondere mit einer gleichen Anzahl von Nuten und gleichem Innendurchmesser aber mit verschiedenen Dicken zur Aufnahme verschieden hoher Drehmomente, wobei wieder - wie bei den Umlaufrädern - die Hohlräder aus mehreren gestapelt angeordneten Hohlrädern zusammensetzbare sind. Die hierbei erzielbaren Vorteile entsprechen den oben im Zusammenhang mit den Umlaufrädern geschilderten Vorteilen.

Vorzugsweise sind die Gehäuse der Getriebebaureihe zum Ein- oder Anbau weiterer Getriebestufen ausgebildet. Diese weiteren Getriebestufen können vor-, zwischen- oder nachgeschaltet sein und beispielsweise Stirnradstufen oder Winkelgetriebestufen umfassen, insbesondere gerad- oder sprioidverzahnte Winkelgetriebestufen.

Bei einer bevorzugten Alternative ist das Gehäuseteil für zwei (Umlaufgetriebe-) Stufen verwendbar. Das Gehäuseteil bildet

dabei einen Gehäuseabschnitt im Bereich der Umlaufräder der ersten und zweiten Stufe. Die Zähnezahlen der Kurvenscheibe können in der ersten und der zweiten Stufe jeweils unterschiedlich sein. Zusätzlich können wiederum - wie oben bereits ausgeführt - Außenrollen eingespart werden, also nur jede zweite, dritte oder vierte ... Außenrolle in die Nuten eingesetzt werden. Vorzugsweise wird hierbei ein einziges (aber gegebenenfalls aus mehreren Abschnitten zusammengesetztes) Hohlrad mit gleicher Nutenzahl für mehrere Getriebestufen vorgesehen.

Die zu übertragenden Drehmomente sind in der ersten Stufe unterschiedlich zu denen in der zweiten Stufe. Vorzugsweise wird darum die Breite der Umlaufräder in der ersten Stufe geringer als in der zweiten Stufe ausgeführt. Dementsprechend werden die Gehäuseteile mit den Außenrollen zur Bildung der Hohlräder schmäler bzw. breiter ausgeführt. Dabei ergibt sich unter anderem der wesentliche Vorteil, daß in der ersten und in der zweiten Stufe eingesetzte Kurvenscheiben gleicher Zähnezahl auf der gleichen Maschine und in einem einzigen Bearbeitungsgang fertigbar sind, wobei die Breiten der einzelnen Umlaufräder dabei unterschiedlich sei können. Alternativ kann - wie oben bereits ausgeführt - jedes Umlaufrad aus mehreren schmaleren Umlaufrädern zusammengesetzt sein, wobei sich die genannten weiteren zusätzlichen Vorteile bezüglich Reduzierung der Teilevielfalt ergeben.

Die arithmetische Folge der Differenzen der Zähnezahlen ist vorzugsweise eine Folge erster Ordnung (1, 2, 3 ...). Dadurch ergibt sich eine besonders feine Abstufung der möglichen Übersetzungen. Es sei jedoch an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, daß in der Praxis nicht jede fertigungstechnisch mögliche Übersetzung gefordert wird, die Anwender vielmehr in bestimmten Bereichen feinere Abstufungen voraussetzen, in anderen (Leistungs-)Bereichen durchaus mit größeren Abstufungen zufrieden sind. Vom Erfindungsgedanken umfaßt sind darum auch

solche Getriebebaureihen, bei denen die einzelnen Übersetzungen sich aus der genannten arithmetischen Reihe der Abstufungen ergeben, einzelne Zwischenwerte oder Gruppen von Zwischenwerten jedoch als „theoretisch mögliche Werte“ fertigbar sind, in der angebotenen Getriebebaureihe jedoch nicht aufgeführt werden.

Vorzugsweise sind die Nuten derart ausgebildet, daß beim Fortlassen von Außenrollen als verbleibende Außenrollen solche mit vergrößertem Durchmesser einsetzbar sind. Es wird also beim Weglassen von Außenrollen Platz derart frei, daß die verbleibenden Außenrollen größer dimensioniert werden können, was den Wirkungsgrad des Getriebes sowie das maximal übertragbare Drehmoment erhöht, wobei dennoch ein und dieselben Gehäuseteile bzw. Hohlräder mit den darin angebrachten Nuten verwendbar sind.

Bei der Fertigung der Gehäuseabschnitte, in welchen die Nuten angebracht sind, wird vorzugsweise der gleiche Durchmesser von Nuten hergestellt, jedoch werden die Nuten auf verschiedenem Durchmesser derart angeordnet, daß verschiedene Exzentrizitäten realisierbar sind. Mit ein und demselben Werkzeug können also verschiedene Hohlräder hergestellt werden. Durch die identische Nutenbreite wiederum ergibt sich die Verwendbarkeit derselben Außenrollen.

Vorzugsweise umfaßt die Getriebebaureihe eine Vielzahl von Exzenterelementen, die drehfest mit der ersten Welle verbindbar oder auf dieser ausgebildet sind, so daß Umlaufräder mit gleichen Lagerabmessungen auf den Exzenterelementen mit verschiedenen Exzentrizitäten zur ersten Welle gelagert werden können. Die erste Welle bleibt also erhalten, so daß dieses recht aufwendig zu fertigende Bauteil in großen Stückzahlen herstellbar ist.

Vorzugsweise ist die erste Welle in zwei Abschnitte aufgeteilt, die über eine Verbindungseinrichtung miteinander drehfest verbunden sind. Hierbei ist eine aus dem Gehäuse herausführende Motorwelle und ein im Gehäuse gelagerter Umlaufradträger vorgesehen, auf welchem die Exzenterelemente sitzen. Die beiden Wellenabschnitte sind durch die Verbindungseinrichtung miteinander drehfest verbunden, wobei diese Verbindungseinrichtung insbesondere als Einstechverbindung unter Verwendung von Verzahnung, Rändelung, Kerbverzahnung, Preßsitz (zylindrisch oder konisch) oder auch durch Kleben ausgeführt sein kann, was eine besonders schnelle und einfache Fertigung ermöglicht. Darüber hinaus können zum Ankoppeln verschiedener Motoren bzw. anderer, mit dem Getriebe zu verbindender Vorrichtungen jeweils adäquat dimensionierte Motorwellen mit ansonsten gleichbleibenden Umlaufradträgern verbunden werden. Hierdurch ergibt sich eine weitere Reduktion notwendiger Teile.

Die zweite Welle ist vorzugsweise als Umlaufradträger für eine weitere Umlaufgetriebestufe ausgebildet, wenn ein mehrstufiges Getriebe gefordert wird. Es entfällt somit die bisher übliche Paßfederverbindung zwischen den beiden Getriebestufen.

Wenn das Umlaufgetriebe als Zyklogetriebe ausgebildet ist, so wird vorzugsweise eine Vielzahl von Antriebssystemen in der Getriebebaureihe vorgesehen, die zur Übertragung verschieden hoher Maximaldrehmomente ausgebildet sind. Gleichzeitig sinkt hierbei üblicherweise (bei steigendem Maximaldrehmoment) die Laufruhe. Es kann also je nach Kundenwunsch bzw. Anwendungszweck dasjenige Antriebssystem herausgesucht werden, welches am besten geeignet ist.

Das Antriebssystem umfaßt vorzugsweise Mitnehmerbolzen, die bei einem Parallelzapfengetriebe als Zapfen, bei einem Parallelkurbelgetriebe als Kurbeln und bei einem Antriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip als Abtriebsbolzen ausgebildet sind.

Derartige Mitnehmerbolzen sind sehr einfach in großen Stückzahlen zu fertigen. Hierbei ist vorzugsweise in der Getriebebaureihe eine Vielzahl von Mitnehmerbolzen unterschiedlicher Durchmesser und Exzentrizitäten an ihrer Achsen vorgesehen, so daß eine große Vielfalt von Getrieben mit verschiedenen maximalen Drehmomenten bzw. mit verschiedenen Laufräumen herstellbar sind. Insbesondere ist es von Vorteil, wenn die Mitnehmerbolzen in einer durch 4 teilbaren Anzahl vorgesehen sind, was die Laufruhe vergrößert. Bei steigendem Fortlassen von Außenrollen werden vorzugsweise die Mitnehmerbolzen mit verringertem Durchmesser ausgebildet, was die Laufruhe vergrößert. Zusätzlich oder auch alternativ wird eine erhöhte Anzahl n von Umlaufrädern oder Kurvenscheiben vorgesehen, die auf um $360^\circ/n$ gegenübereinander versetzten Exzentern angeordnet sind. Dadurch wird die Laufruhe ebenfalls erhöht. Zusätzlich oder auch alternativ wird eine kleine Differenz $z_2 - z_1$ der Anzahlen z_1 , z_2 von Zähnen vorgesehen, um die Laufruhe weiterhin zu vergrößern.

Dieser Gedanke ist insofern überraschend, als üblicherweise die Laufruhe eines derartigen Getriebes ausschließlich durch Korrekturen an der Kurvenscheibe nach dem Stand der Technik erreicht wird.

Vorzugsweise ist weiterhin eine Vielzahl von Mitnehmerbolzen und/oder Kurvenscheiben und/oder Außenrollen aus Werkstoffen unterschiedlicher Festigkeiten und/oder mit Oberflächen unterschiedlicher Härte vorgesehen, so daß ansonsten identisch ausgebildete Getriebe durch Einsatz von Werkstoffen / Oberflächen erhöhte Qualität zur Übertragung erhöhter Drehmomente ausgebildet werden können, ohne die gesamte Getriebebaureihe in ihrem Preis zu erhöhen.

Vorzugsweise ist eine Vielzahl von Außenrollen verschiedenen Durchmessers vorgesehen, die zum Beispiel mittels Hülsen angepaßter Innendurchmesser aber gleichen Außendurchmessers in

dieselben Nuten einsetzbar sind. Es können also – wie oben angedeutet – trotz einer vereinfachten Herstellung der Nuten mit einem einzigen Werkzeug verschieden große Außenrollen zur Aufnahme verschieden großer Drehmomente (bei verschiedenen großen Drehmoment-Welligkeiten) verwendet werden, was einen erheblichen Vorteil bei der Fertigung der Getriebebaureihe bringt.

Insgesamt richtet sich also das erfindungsgemäße Verfahren darauf, daß die Fertigung mit einer möglichst geringen Anzahl von (Spezial-)Werkzeugen geschieht. Darüber hinaus wird die Fertigung auch vorzugsweise gleichzeitig an mehreren Teilen gleichzeitig vorgenommen. So zum Beispiel werden mehrere Umlaufräder gestapelt (durch Fräsen, Stoßen, Räumen oder dergleichen Fertigungsschritte) bearbeitet, was erhebliche Vereinfachungen bei der Fertigung mit sich bringt. Gleiches gilt natürlich auch für die Hohlräder.

Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand von Abbildungen näher erläutert. Hierbei zeigen:

Fig. 1 eine schematisierte Darstellung eines zweiwelligen rückkehrenden Umlaufgetriebes;

Fig. 2 einen Längsschnitt durch eine erste Ausführungsform eines solchen Umlaufgetriebes mit Triebstockverzahnung;

Fig. 3 eine Draufsicht auf ein Umlaufrad mit angedeuteten Außenrollen und Mitnehmern;

Fig. 4 eine zweite Ausführungsform in einer Ansicht ähnlich der nach Fig. 2;

Fig. 5 eine Ansicht auf das Umlaufrad in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 3;

- Fig. 6 eine dritte Ausführungsform eines Getriebes in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 2;
- Fig. 7 eine Draufsicht auf ein Umlaufrad in einer Ansicht ähnlich der nach Fig. 3;
- Fig. 8 eine weitere Ausführungsform eines Umlaufgetriebes in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 2;
- Fig. 9 eine Draufsicht auf das Umlaufrad des Getriebes nach Fig. 8 in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 3;
- Fig. 10 eine Ausführungsform eines zweistufigen Umlaufgetriebes in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 2;
- Fig. 11, 12 und 13 Draufsichten auf Umlaufräder in einer Darstellung ähnlich der nach Fig. 3 mit unterschiedlichen Zähnezahlen bei jeweils gleicher Anzahl der Außenrolle, gleichem Durchmesser und damit gleichem Hohlrad und
- Fig. 14, 15 und 16 Draufsichten auf Umlaufräder in einer Ansicht ähnlich der nach Fig. 3 mit unterschiedlichen Durchmessern der Mitnehmerbolzen und unterschiedlichen Exzentrizitäten e der Achsen der Mitnehmerbolzen bei jeweils gleicher Anzahl der Außenrollen und gleichen Zähnezahlen.

In der nachfolgenden Beschreibung werden für gleiche und gleichwirkende Teile dieselben Bezugsziffern verwendet.

Wie in den Figuren 2 und 3 dargestellt umfaßt ein Getriebe der erfindungsgemäßen Getriebebaureihe ein Gehäuse 10, das aus einem ersten Gehäusedeckel 11 und einem zweiten Gehäusedeckel 12 unter Zwischenlage eines Hohlradmantels 13 mittels Schraubbolzen 14 zusammengebaut ist. Eine erste Welle 4 umfaßt eine, aus dem Gehäuse 10 herausragende Motorwelle 15, welche in einem ersten Außenlager 6 gelagert und nach außen in der üblichen Weise abgedichtet ist. Die Motorwelle 15 ist über eine Verbindungseinrichtung 16, die insbesondere als Einsteckverbindung ausgebildet ist, mit einem als Welle ausgebildeten Umlaufradträger 17 drehfest verbunden. Diese Verbindungseinrichtung ist als Verzahnung, Rändelung, Kerbverbindung, also als leicht herstellbare und lösbare Verbindung oder aber als (zylindrischer oder konischer) Preßsitz oder Klebverbindung ausgeführt. Auch diese Verbindungsarten sind sehr leicht herstellbar.

Der Umlaufradträger 17 ist über ein erstes Trägerlager 18 und ein endseitiges zweites Trägerlager 19 in einem äußeren Mitnehmerteil 33 bzw. in einem inneren Mitnehmerteil 33' gelagert. Das Festsetzen der ersten Welle 4 in axialer Richtung geschieht dadurch, daß das erste Außenlager 6 an einer außenseitigen Schulter der Motorwelle 15 und einer innenseitigen Schulter des ersten Gehäusedeckels 11 anliegt. Das erste Trägerlager 18 liegt an seiner, der Motorwelle 15 zugewandten Seite an einer Schulter des Umlaufradträgers 17 sowie (außenseitig) an einer Schulter des inneren Mitnehmerteils 33' an. Das zweite Trägerlager 19 liegt an seiner, der Motorwelle 15 zugewandten Seite an einer Schulter des Umlaufradträgers 17 und an der gegenüberliegenden Seite am äußeren Mitnehmerteil 33 an. Somit ist der Umlaufradträger 17 in axialer Richtung fest mit dem Mitnehmerteil 33, 33' verbunden.

Auf dem Umlaufradträger 17 sitzen zwei durch eine Distanzscheibe voneinander in Abstand gehaltene Exzenterelemente 3,

3', die über weitere Distanzscheiben am ersten Trägerlager 18 bzw. zweiten Trägerlager 19 in axialer Richtung fixiert sind.

Auf den Exzenterelementen 3 sitzen Umlaufradlager 20 bzw. 20', auf denen ein erstes Umlaufrad 21 bzw. ein zweites Umlaufrad 22 drehbar angeordnet sind. Die Exzenterelemente 3 weisen hierbei eine Exzentrizität e gegenüber der Achse der ersten Welle 4 auf, so daß sie sich bei einer Drehung der ersten Welle 4 in einer exzentrischen Umlaufbewegung um diese bewegen.

Die Umlaufräder 21, 22 weisen gemäß Fig. 3 an ihrem Außenumfang Zähne 25 auf, welche mit Außenrollen 26 kämmen, die in Nuten 29 drehbar gelagert sind, welche teils im Hohlradmantel 13, teils in den Gehäusedeckeln 11, 12 angebracht sind. Aus der Dimensionierung gemäß Fig. 2 ist herbei bereits ersichtlich, daß auch solche Außenrollen einbaubar sind, die einen größeren Durchmesser haben, als die in Fig. 2 gezeigten, soweit dies den Bereich betrifft, in welchem die Umlaufräder auf den Außenrollen 26 laufen.

Die Umlaufräder 26, deren Zähne bei diesem Ausführungsbeispiel durch eine Epi-, Hypo- oder Perizykloidenkurve gebildet sind, weisen einerseits Mitnehmerbohrungen 28 und andererseits, zu diesen alternierend, Durchgangsbohrungen 27 auf. Die Durchgangsbohrungen 27 sind derart großzügig dimensioniert, daß Zapfen 31 mit darauf sitzenden Distanzhülsen 32 berührungsfrei hindurchgehen. Die Zapfen 31 sind an ihren Enden mit dem äußeren Mitnehmerteil 33 bzw. dem inneren Mitnehmerteil 33' fest verbunden während die Distanzhülsen 32 zwischen den Mitnehmerteilen 33, 33' sitzen. Auf diese Weise sind die Mitnehmerteile 33, 33' miteinander verbunden.

In den Mitnehmerbohrungen 28 sitzen Mitnehmerbolzen 34 (siehe Fig. 3), die ebenfalls an ihren Enden mit dem äußeren Mitnehmerteil 33 und dem inneren Mitnehmerteil 33' fest verbunden

sind. Die Achsen der Mitnehmerbolzen 34 sind zu den Mittelachsen der Mitnehmerbohrungen 28 um den Betrag e der Exzentrizität der Exzenterelemente 3 versetzt. Die Durchmesser der Mitnehmerbohrungen 28 sind um $2 \times e$ größer als die (Außen-) Durchmesser der Mitnehmerbolzen 34, so daß bei einer Umlaufbewegung der Umlaufräder 21, 22 die Mitnehmerbolzen 34 auf den Innenwänden der Mitnehmerbohrungen 28 abrollen, so daß die Drehung der Umlaufräder 21, 22 auf eine zweite Welle 5 übertragen wird, welche drehfest, vorzugsweise einstückig mit dem äußeren Mitnehmerteil 33 verbunden ist. Die Mitnehmerteile 33, 33' und Mitnehmerbolzen 34 bilden zusammen mit den Mitnehmerbohrungen 28 somit ein Abtriebssystem 30.

Zur Erhöhung der Stabilität der Anordnung ist zwischen den Umlaufrädern 21, 22 in der Nähe deren Außenumfänge konzentrisch zur Achse der ersten Welle 4 eine Distanzscheibe 35 eingesetzt, so daß die beiden Umlaufräder 21, 22 eine kompakte, rotierende Einheit bilden.

Die in den Fig. 4 und 5 gezeigte Ausführungsform unterscheidet sich von der nach den Fig. 2 und 3 durch ein in seinem Durchmesser vergrößertes Gehäuse 10, in welchem ein gegenüber der Ausführungsform nach den Fig. 2 und 3 größeres Hohlrad 2 angeordnet ist. Dieses Getriebe stellt somit eine größere Baugröße dar als die in den Fig. 2 und 3 gezeigte Ausführungsform. Die Exzentrizität e ist dieselbe wie bei der Ausführungsform nach den Fig. 2 und 3, so daß demzufolge der Durchmesser der Umlaufräder 21, 22 in Anpassung auf das größere Hohlrad 22 ebenfalls vergrößert ist. Es können bei dieser Ausführungsform somit der selbe Umlaufradträger 17 mit denselben Exzenterelementen 3, 3' Verwendung finden wie bei der Ausführungsform nach den Fig. 2 und 3. Die Wellen 4 und 5 werden entsprechend dem höheren Maximaldrehmoment, das von diesem Getriebe übertragbar ist, größer dimensioniert werden, was aber zunächst keine konstruktions-

technische Notwendigkeit ist sondern von den Bedürfnissen der anzubauenden Teile (Motor, angetriebene Maschine) abhängt.

Die nächste Baugröße ist in den Fig. 6 und 7 gezeigt. Gegenüber den vorigen Ausführungsformen sind wieder das Gehäuse 10 mit dem Hohlrad 2 und die Umlaufräder 21, 22 größer dimensioniert. Die Exzentrizität e ist wieder dieselbe, so daß sich dieselben Effekte wie zuvor beschrieben ergeben.

Bei der in den Fig. 8 und 9 gezeigten Variante sind das Hohlrad 2 und der Umlaufradträger 17 derart gegenüber den zuvor gezeigten Ausführungsformen verlängert, daß insgesamt vier Umlaufräder 21, 21'; 22, 22' Platz finden. Diese Umlaufräder sind bei der gezeigten Ausführungsform in zwei Paaren angeordnet, die um 180° zur Unwuchtreduzierung versetzt angeordnet sind. Selbstverständlich ist es möglich, einen Versatz um jeweils 90° vorzusehen, so daß nicht nur eine Dipol- sondern eine Quadrupol-Kompensation des Trägheitsmoments bzw. der Unwucht möglich wird. Aus diesem Ausführungsbeispiel ist ersichtlich, daß Variationen der Länge (in axialer Richtung) des Hohlrades 2 und des Umlaufradträgers 17 sowie der Mitnehmerbolzen 34 mit den Distanzhülsen 32 zur Verwendung von mehr oder weniger Umlaufrädern 21, 22 möglich ist, ohne daß dadurch konstruktionsnotwendigerweise die übrigen Teile ebenfalls verändert werden müßten.

Bei der in Fig. 10 gezeigten Ausführungsform handelt es sich um ein zweistufiges Zyklogetriebe, bei welchem die Verbindungeinrichtung 16 zur Verbindung der Motorwelle 15 mit dem Umlaufradträger 17 der ersten Getriebestufe als Einsteckverbindung ausgebildet ist. Diese erste Getriebestufe kann nun in ihren Bauelementen bis auf den zweiten Gehäusedeckel 12 und die zweite Welle 5 mit dem daran befindlichen äußeren Mitnehmerteil 33 aus einer ersten Baugröße stammen, die zweite Getriebestufe (in Fig. 10 die rechte Getriebestufe) kann aus einer größeren Baugröße stammen, bei welcher lediglich die erste Welle 4' und

der erste Gehäusedeckel 11' gegenüber einem einstufigen Getriebe dieser Baugröße abgeändert sind.

Bei den Ausführungsformen der Umlaufräder gemäß den Fig. 11, 12 und 13 sind Zykloscheiben mit unterschiedlichen Zähnezahlen gezeigt, die jeweils im selben Hohlräder mit derselben Anzahl von Außenrollen laufen. Dadurch ergeben sich bei ansonsten identischen Bauteilen verschiedene Übersetzungen.

Bei den in den Fig. 14, 15 und 16 gezeigten Ausführungsformen von Umlaufrädern, die in Hohlrädern laufen, sind die Hohlräder mit den Außenrollen und die Anzahlen der Zähne der Umlaufräder gleich. Die Durchmesser der Mitnehmerbolzen 34 steigen bei gleichbleibenden Durchmessern der Mitnehmerbohrungen 28 und sinkender Exzentrizität e (der nicht gezeigten Exzenterelemente 3) von Fig. 14 zu Fig. 16, wodurch das maximal übertragbare Drehmoment abnimmt, die Laufruhe jedoch zunimmt bzw. die Drehmomentwelligkeiten abnehmen.

Aus der bisherigen Beschreibung ergibt sich bereits, daß die hier gezeigte Getriebebaureihe eine Vielzahl von Einzelbauteilen aufweist, die innerhalb einer Baugröße zur Bildung verschiedener Varianten aber auch zwischen verschiedenen Baugrößen beibehalten bleiben können, um bestimmte Parameter „einstellen“ zu können, zu denen insbesondere natürlich die Übersetzung und das übertragbare Drehmoment, aber auch Lauf-eigenschaften (Laufunruhe) zählen.

Ein Beispiel einer Getriebebaureihe wird anhand der nachfolgenden Tabelle erläutert, die eine Reihe von Übersetzungszahlen zeigt, die mit einem Gehäuseteil mit $N = 72$ Nuten realisierbar ist. Dabei werden entweder alle Nuten mit Außenrollen besetzt (Teilsequenz S Index 1 mit $z1 = 72$) oder nur jede zweite (Teilsequenz S Index 2 mit $z2 = 36$) oder nur jede dritte (Teilsequenz S Index 3 mit $z1 = 24$). Auch hier wird

wieder darauf hingewiesen, dass in denjenigen Getrieben, in welchen nicht alle Nuten mit Außenrollen besetzt sind, auch die Nuten bei der Fertigung entweder vollständig fortgelassen oder nur bis zu einem niedrigeren Fertigungsgrad (z. B. im Guss) ausgeführt sein können.

In der gesamten, zur Verwendung vorgesehenen Baureihe wird dann je nach Optimierung bezüglich einer oder mehrerer physikalischer Größen, wie Laufruhe, Geräusche oder Schwingungen, maximal übertragbares Drehmoment oder dergleichen die am besten geeignete Realisierung gewählt.

In der nachfolgenden Tabelle B wird als Beispiel die Optimierung bezüglich des maximal übertragbaren Drehmomentes ausgeführt, die sich durch Auswahl der geringsten Zähnezahldifferenzen ergibt:

Bezugszeichenliste

- 2 Hohlrad
- 3 Exzenterelement
- 4 erste Welle
- 5 zweite Welle
- 6 erstes Außenlager
- 8 zweites Außenlager
- 9 zweites Innenlager
- 10 Gehäuse
- 11 erster Gehäusedeckel
- 12 zweiter Gehäusedeckel
- 13 Hohlradmantel
- 14 Schraubbolzen
- 15 Motorwelle
- 16 Verbindungseinrichtung
- 17 Umlaufradträger
- 18 erstes Trägerlager
- 19 zweites Trägerlager
- 20 Umlaufradlager
- 21 Umlaufrad
- 22 Umlaufrad
- 25 Umlaufradzahn
- 26 Außenrolle
- 27 Durchgangsbohrung
- 28 Mitnehmerbohrung
- 29 Nut
- 30 Abtriebssystem
- 31 Zapfen
- 32 Distanzhülse
- 33 äußeres Mitnehmerteil
- 33 inneres Mitnehmerteil
- 34 Mitnehmerbolzen
- 35 Distanzscheibe

Patentansprüche

1. Getriebebaureihe von ein- oder mehrstufigen Getrieben, umfassend mindestens eine Baugröße, die jeweils eine oder mehrere Varianten umfasst, wobei jede Variante mindestens eine Getriebestufe nach Art einer zweiwelligen rückkehrenden Umlaufgetriebestufe, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung, mindestens ein Umlaufrad und ein Abtriebssystem, und wobei der Triebstockverzahnung eine Anzahl z_1 , insbesondere eine Anzahl z_1 von Rollen (26), zuordenbar ist, und wobei mindestens einem Umlaufrad (21, 22) eine Zähnezahl z_2 zuordenbar ist, und wobei innerhalb einer Baugröße die mit Index i kennzeichbaren Anzahlen z_1 ; der Varianten dieser Baugröße und die mit Index j kennzeichbaren Zähnezahlen z_2j dieser Varianten der Baugröße eine Matrix $M_{ij} = (z_{1j}, z_{2j})$ bilden, (insbesondere eine mit i und j zweifach indizierte Matrix,) und wobei die Matrix mit Index k kennzeichbare Teilsequenzen S_k umfasst, und wobei die Varianten innerhalb der jeweiligen Teilsequenz S_k
 - Nuten in einem Gehäuseteil (11, 12) zum Lagern der Außenrollen (26) einen relativen Winkel von $p \times 360^\circ/N$ aufweisen, wobei p eine natürliche Zahl, wie 1, 2, 3, 4, oder dergleichen, ist und N eine natürliche Zahl ist,
 - durch eine bestimmte Anzahl z_1 kennzeichbar sind,
 - $p = N/z_1$ ist und
 - derart verschiedene Zähnezahlen z_2 aufweisen, dass die Differenzen $z_1 - z_2$ eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche und nichttriviale, darstellen.
2. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Matrix M_{ij} eine Anzahl von 5 bis 10 solcher Teilsequenzen umfasst.

3. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Matrix M_{ij} nur aus solchen Teilsequenzen zusammengesetzt ist.
4. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bei als zwei- oder mehrstufiges Getriebe ausgeführten Varianten innerhalb einer Baugröße für zwei Getriebestufen jeweils eine Matrix M_{ij} mit Teilsequenzen derart ausgeführt ist, dass mindestens eine gemeinsame Teilsequenz vorgesehen ist, und/oder bei beiden Getriebestufen die Anzahl z_1 gleich ist und die Kurvenscheiben mit Zähnezahl z_2 bei beiden Getriebestufen verwendbar und/oder die verwendeten Kurvenscheiben gemeinsam fertigbar sind.
5. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb einer Baugröße für zwei Getriebestufen jeweils eine Matrix M_{ij} mit Teilsequenzen derart ausgeführt ist, dass alle Teilsequenzen der beiden Getriebestufen gemeinsame Teilsequenzen sind.
6. Getriebebaureihe bestehend aus einer Vielzahl von Getrieben, die jeweils mindestens eine Getriebestufe nach Art von zweiwelligen rückkehrenden Umlaufgetrieben, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung und ein Abtriebssystem aufweisen, umfassend eine oder mehrere Baugrößen, die jeweils Gehäuse (10) mit darin angeordneten Hohlrädern (2), gebildet aus einer Anzahl z_0 von Nuten (29) und eine erste Anzahl z_1 von darin gelagerten Außenrollen (26) aufweisen, mehrere Varianten der Baugrößen zur Bildung verschiedener Übersetzungsverhältnisse und/oder zur Übertragung verschieden großer Maximaldrehmomente zwischen einer ersten Welle (4) und einer zu dieser zentralischen zweiten Welle (5) und/oder zur Sicherstellung verschiedener

Laufruheigenschaften, mit Umlaufrädern (21, 22), insbesondere Kurvenscheiben, die jeweils eine zweite Anzahl z_2 von Zähnen (25) aufweisen und über das Abtriebssystem (30) mit der zweiten Welle (5) drehfest verbunden sind, wobei entweder die Anzahl z_0 der Nuten (29) ein Produkt aus einer Anzahl $k > 1$ von Primfaktoren ist und die mehreren Varianten jeweils Hohlräder (2) umfassen, bei denen in den Nuten unter regelmäßigm Fortlassen von einzelnen Außenrollen (26) in jeweils voneinander verschiedenen equidistanten Abständen Außenrollen (26) gelagert sind, oder

die Anzahl z_0 der Nuten (29) ein Produkt aus einer Anzahl $k > 1$ von Primfaktoren ist und die mehreren Varianten jeweils Hohlräder (2) umfassen, bei denen in den Nuten unter regelmäßigm Fortlassen von einzelnen Außenrollen (26) in jeweils voneinander verschiedenen equidistanten Abständen Außenrollen (26) gelagert sind, und die mehreren Varianten jeweils Umlaufräder (21, 22) mit voneinander verschiedenen zweiten Anzahlen z_2 von Zähnen (25) aufweisen und die Differenz $(z_1 - z_2)$ der ersten Anzahl z_1 und der zweiten Anzahl z_2 der Varianten eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche, nichttriviale arithmetische Folge bilden.

7. Getriebebaureihe nach Anspruch 1 oder 6, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass innerhalb einer Baugröße
 - mindestens zwei Varianten verschiedene Zahnezahlen z_2 aufweisen,
 - die Anzahl N der Nuten zum Lagern der Außenrollen (26) ein Primfaktor ist oder als Produkt von zwei oder mehreren Primfaktoren ist.
 - mindestens zwei Varianten verschiedene Anzahlen z_1 von Triebstöcken (26) aufweisen, wobei bei diesen Varianten die Anzahl z_1 von Triebstöcken (26) der Anzahl N der Nuten gleich oder einem (kombinatorisch möglichen) Teilprodukt dieser Primfaktoren gleich.

8. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass N / p der Anzahl z_1 der Außenrollen (26)gleicht, so dass nur diejenigen Nuten im Gehäuseteil (21, 22) ausgeformt und bearbeitet sind, in denen Außenrollen (26) vorgesehen sind.
9. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zweiwellige rückkehrende Umlaufgetriebestufe eintriebsseitig eine sich drehende Stegwelle umfasst.
10. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zweiwellige rückkehrende Umlaufgetriebestufe als Excentergetriebestufe ausgebildet ist.
11. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zweiwellige rückkehrende Umlaufgetriebestufe als Zyklogetriebestufe ausgebildet ist, wobei mit der Stegwelle ein Excenter verbunden ist, der mindestens eine Kurvenscheibe antreibt und dass die Triebstockverzahnung als Triebstöcke eine Anzahl z_1 von kreisförmig angeordneten Außenrollen vorgesehen sind, die mit einer Anzahl z_2 von Zähnen der mindestens einen Kurvenscheibe zusammenwirken und deren Drehbewegung auf die Abtriebswelle übertragen und in einem Gehäuseteil mit einer Anzahl von Nuten gelagert sind.
12. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb einer Baugröße bei mindestens zwei Varianten dasselbe Gehäuseteil mit Nuten zum Lagern der Außenrollen vorgesehen ist.
13. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass dieselben Außenrollen von den beiden Getriebestufen

verwendet werden.

14. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bei mindestens einer Variante die Abtriebswelle gleichzeitig als Zykloscheibenträger einer weiteren Zyklogetriebestufe ausgeführt ist zur spielfreien Verbindung der beiden Zyklogetriebestufen.
15. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Varianten einer Teilsequenz mit abnehmender Anzahl z_1 eine zunehmende Exzentrizität der Zyklogetriebestufe aufweisen.
16. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Varianten einer Teilsequenz mit abnehmender Anzahl z_1 abnehmende Durchmesser der Mitnehmerbolzen aufweisen.
17. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Varianten einer Teilsequenz mit abnehmender Anzahl z_1 eine nicht-abnehmende Anzahl von Kurvenscheiben aufweisen.
18. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die gesamte, zur Verwendung vorgesehene Baureihe bei gleicher Umlaufübersetzung nur Varianten mit betragsmäßig möglichst kleiner Differenz $|z_1 - z_2|$ umfasst.
19. Getriebebaureihe, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bei der Verwendung von Spezialhülsen bei ersten Zähnezahlen z_1 ein Holrad mit Nuten zur Aufnahme von ersten dicken Außenrollen mit Durchmesser d eingesetzt wird und bei weiteren Zähnezahlen z_1 , die größer sind als die ersten Zähnezahlen z_1 , dünnere Außenrollen als die ersten dicken

Außenrollen verwendet werden, wobei die dünneren Außenrollen in entsprechend dicke Hülsen mit Durchmesser d gelagert sind, so dass die dicken Hülsen passgenau in die aufnehmenden Nuten, insbesondere Bohrungen, des Hohlrades eingefügt sind.

20. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebssystem (30) ausgebildet ist als entweder ein Parallelzapfengetriebe mit einer Übersetzung von $m = 1$ oder ein Parallelkurbelgetriebe, das einem Parallelzapfengetriebe kinematisch gleichwertig ist, oder ein Antriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip.
21. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Getriebestufe nach Art eines Umlaufgetriebes ein Zyklogetriebe umfasst und das Umlaufrad als Kurvenscheibe (21, 22) ausgebildet ist.
22. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Umlaufrad (21, 22) als Gruppe von n gleichen Umlaufrädern ausgebildet ist, die auf um $360^\circ/n$ gegeneinander versetzten Stegwellen oder Exzentern (3, 3¹) zur Verringerung von Unwuchten angeordnet sind.
23. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Getriebebaureihe eine Vielzahl von Umlaufrädern (21, 22) umfasst, die im wesentlichen identische Umfangsabmessungen, insbesondere gleiche Anzahlen z_2 von zweiten Zähnen (25) und Durchmesser aber verschiedene Dicken zur Aufnahme verschieden hoher Drehmomente aufweisen, und/oder dass die Umlaufräder (21, 22) aus mehreren gestapelt angeordneten Umlaufrädern (21, 22)

zusammengesetzt sind.

24. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Getriebebaureihe eine Vielzahl von Hohlrädern (2) mit im wesentlichen identischen Innenumfangsabmessungen, insbesondere gleicher Anzahl von Nuten (29) und Innendurchmesser aber verschiedene Dicken zur Aufnahme verschieden hoher Drehmomente aufweisen, und/oder dass die Hohlräder (2) aus mehreren gestapelt angeordneten Hohlrädern zusammengesetzt sind.
25. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Gehäuse (2) zum Ein- oder Anbau weiterer Getriebestufen, insbesondere vor-, zwischen- und/oder nachgeordneten Getriebestufen, ausgebildet sind, die insbesondere Winkelgetriebe-, Planetengetriebe-, Stirnradgetriebe- oder sprioid-verzahnte Getriebestufen umfassen.
26. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Getriebestufen in einem Gehäuseteil mit einem Hohlrad (2) mit gleicher Nutenzahl für mindestens zwei Getriebestufen vorgesehen sind.
27. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die arithmetische Folge m-ter Ordnung, insbesondere (1, 2, 3 ...) ist.
28. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten (29) derart ausgebildet sind, dass beim Fortlassen von Außenrollen (26) als verbleibende Außenrolle (26) solche mit vergrößertem Durchmesser einsetzbar sind.

29. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von Exzenterelementen (3, 3') vorgesehen ist, die drehfest mit der ersten Welle (4) verbindbar oder auf dieser ausgebildet sind, so dass Umlaufräder (21, 22) mit gleichen Lagerabmessungen mit verschiedenen Exzentrizitäten zur ersten Welle (4) lagerbar sind.
30. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Welle (4) eine drehfeste Verbindungseinrichtung (16) zwischen einer aus dem Gehäuse (10) herausgeführten Motorwelle (15) und einem im Gehäuse (10) gelagerten Umlaufradträger (17) umfasst.
31. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Welle (5) als Umlaufradträger für eine weitere Umlaufgetriebestufe ausgebildet ist.
32. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Umlaufgetriebe als Zyklogetriebe ausgebildet ist, und dass eine Vielzahl von Abtriebssystemen (30) vorgesehen ist, die zur Übertragung verschiedener Maximaldrehmomente mit bei steigendem Maximaldrehmoment sinkender Laufruhe ausgebildet sind.
33. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebssystem Mitnehmerbolzen (34) umfasst, die bei einem Parallelzapfengetriebe als Zapfen, bei einem Parallelkurbelgetriebe als Kurbeln und bei einem Antriebssystem nach dem Doppelkreuzprinzip als Abtriebsbolzen ausgebildet sind.
34. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere nach Anspruch 33,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass
eine Vielzahl von Mitnehmerbolzen (34) unterschiedlicher
Durchmesser und Exzentrizitäten e i h r e r Achsen vorgesehen
ist.

35. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere einem der nach Ansprüche 33 oder 34, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass die Mitnehmerbolzen (34) in einer durch vier teilbaren Anzahl vorgesehen sind.
36. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere nach einem der Ansprüche 33 bis 35, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass bei steigendem Fortlassen von Außenrollen (25) die Mitnehmerbolzen (34) mit verringertem Durchmesser ausgebildet sind und/oder eine erhöhte Anzahl n von Kurvenscheiben (21, 22) vorgesehen ist, die auf um $360^\circ/n$ gegeneinander versetzten Exzentern (3, 3') angeordnet sind, und/oder dass eine kleine Differenz $z_2 - z_1$ der anzahlten z_1 , z_2 von Zähnen (25, 26) im Hohlrad (2) bzw. auf den Umlaufrädern (21, 22) vorgesehen ist.
37. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere nach einem der Ansprüche 33 bis 36, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass eine Vielzahl von Mitnehmerbolzen (34) und/oder Kurvenscheiben (21, 22) und/oder Außenrollen (26) aus Werkstoffen verschiedener Festigkeit und/oder mit Oberflächen unterschiedlicher Härte vorgesehen ist.
38. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass eine Vielzahl von Außenrollen (26) verschiedenen Durchmessers in dem Bereich vorgesehen ist, in welchem sie mit den Zähnen (25) der Umlaufräder (21, 22) kämmen und die in dieselben Nuten (29) einsetzbar sind.

39. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Gehäuse (10) erste Gehäusedeckel (11), zweite Gehäusedeckel (12) und zwischen diesen gehaltene Hohlräder (2) umfassen.
40. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von ersten Gehäusedeckeln (11) zum Einbau verschiedener erster Wellen (4) vorgesehen ist.
41. Getriebebaureihe nach einem der Ansprüche 39 oder 40, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von ersten Gehäusedeckeln (11) zum Anbau weiterer Getriebestufen vorgesehen ist.
42. Getriebebaureihe nach einem der Ansprüche 39 bis 41, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von zweiten Gehäusedeckeln (12) zum Einbau verschiedener zweiter Wellen (5) vorgesehen ist.
43. Getriebebaureihe nach einem der Ansprüche 39 bis 42, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von zweiten Gehäusedeckeln (12) zum Anbau verschiedener weiterer Getriebestufen vorgesehen ist.
44. Getriebebaureihe nach einem der Ansprüche 39 bis 43, dadurch gekennzeichnet, dass eine Vielzahl von ersten Gehäusedeckeln (11) und zweiten Gehäusedeckeln (12) zum Einbau derselben ersten Wellen (4) bzw. zweiten Wellen (5) und zum Halten verschiedener Hohlräder (2) vorgesehen ist.

45. Getriebebaureihe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten bei den verschiedenen Varianten auf einem verschiedenen großen Kreis zur Erzeugung verschieden großer Exzentrizität und zur Verbesserung der Laufruhe sitzen.
46. Verfahren zum Herstellen einer Getriebebaureihe bestehend aus einer Vielzahl von Getrieben, die jeweils mindestens eine Getriebestufe nach Art von zweiwelligen rückkehrenden Umlaufgetrieben, umfassend eine Kombination eines offenen Plusgetriebes mit Triebstockverzahnung und ein Abtriebssystem aufweisen, umfassend eine oder mehrere Baugrößen, die jeweils Gehäuse (10) mit darin angeordneten Hohlrädern (2), gebildet aus einer Anzahl z_0 von Nuten (29) und eine erste Anzahl z_1 von darin gelagerten Außenrollen (26) aufweisen, mehrere Varianten der Baugrößen zur Bildung verschiedener Übersetzungsverhältnisse und/oder zur Übertragung verschieden großer Maximaldrehmomente zwischen einer ersten Welle (4) und einer zu dieser zentrischen zweiten Welle (5) und/oder zur Sicherstellung verschiedener Laufruheeigenschaften, mit Umlaufrädern (21, 22), insbesondere Kurvenscheiben, die jeweils eine zweite Anzahl z_2 von Zähnen (25) aufweisen und über das Abtriebssystem (30) mit der zweiten Welle (5) drehfest verbunden sind, wobei entweder die mehreren Varianten jeweils Umlaufräder (21, 22) mit voneinander verschiedenen zweiten Anzahlen z_2 von Zähnen (25) aufweisen und die Differenz (z_1-z_2) der ersten Anzahl z_1 und der zweiten Anzahl z_2 der Varianten eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche, nicht-triviale arithmetische Folge bilden, oder die Anzahl z_0 der Nuten (29) ein Produkt aus einer Anzahl $k>1$ von Primfaktoren ist und die mehreren Varianten jeweils Hohlräder (2) umfassen, bei denen in den Nuten unter

regelmäßigem Fortlassen von einzelnen Außenrollen (26) in jeweils voneinander verschiedenen equidistanten Abständen Außenrollen (26) gelagert sind,

oder

die Anzahl z_0 der Nuten (29) ein Produkt aus einer Anzahl $k > 1$ von Primfaktoren ist und die mehreren Varianten jeweils Hohlräder (2) umfassen, bei denen in den Nuten unter regelmäßigem Fortlassen von einzelnen Außenrollen (26) in jeweils voneinander verschiedenen equidistanten Abständen Außenrollen (26) gelagert sind, und die mehreren Varianten jeweils Umlaufräder (21, 22) mit voneinander verschiedenen zweiten Anzahlen z_2 von Zähnen (25) aufweisen und die Differenz ($z_1 - z_2$) der ersten Anzahl z_1 und der zweiten Anzahl z_2 der Varianten eine arithmetische Folge, insbesondere eine endliche, nichttriviale arithmetische Folge bilden, wobei

eine Vielzahl von Hohlrädern verschiedener Innendurchmesser mit gleich großen Nuten und/oder eine Vielzahl von Umlaufrädern verschiedenen Durchmessers mit gleichen Zahnformen mittels desselben Werkzeugs gefertigt wird.

47. Verfahren nach Anspruch 46,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass beim Fertigen von Hohlrädern und/oder Umlaufrädern mehrere Hohlräder in gestapelter Weise bzw. mehrere Umlaufräder in gestapelter Weise gleichzeitig, in einem einzigen Arbeitsgang gefertigt werden.

48. Verfahren nach Anspruch 47,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, dass die gleichzeitig gefertigten Hohlräder und/oder Umlaufräder verschiedene Dickenabmessungen aufweisen.

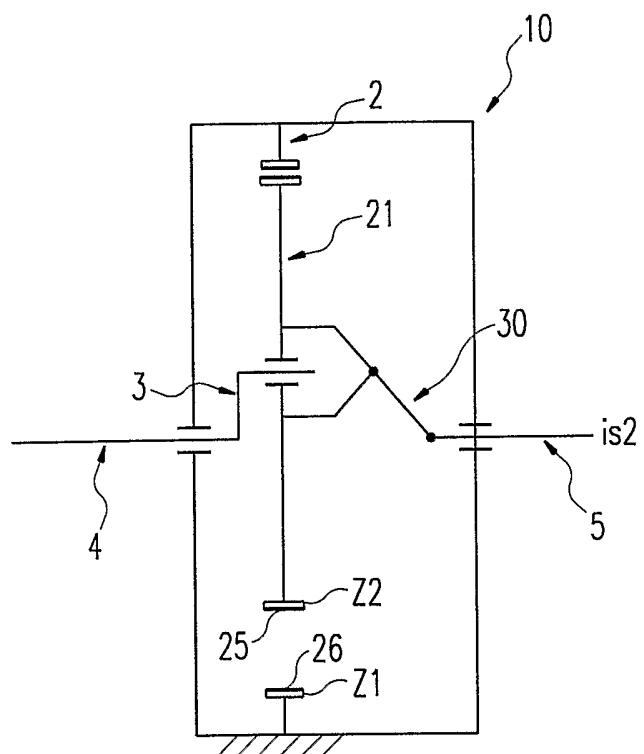
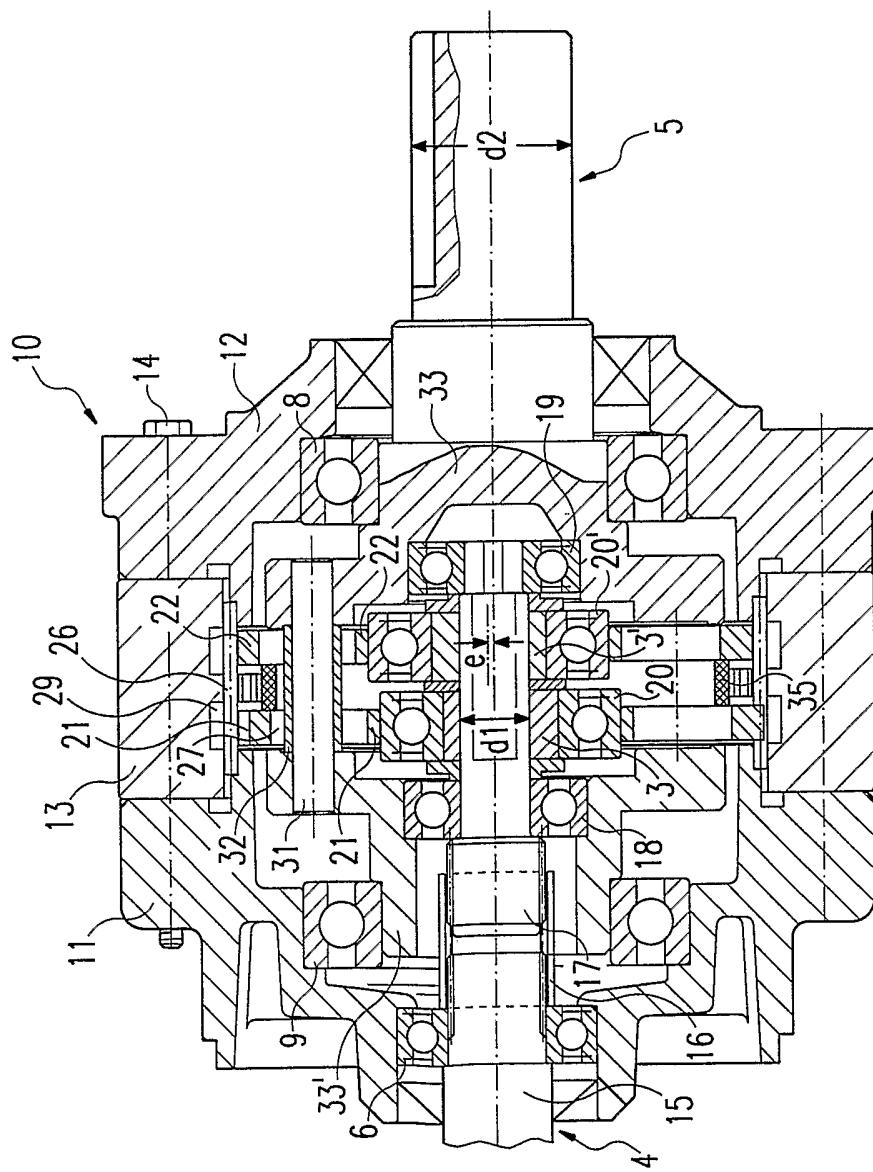
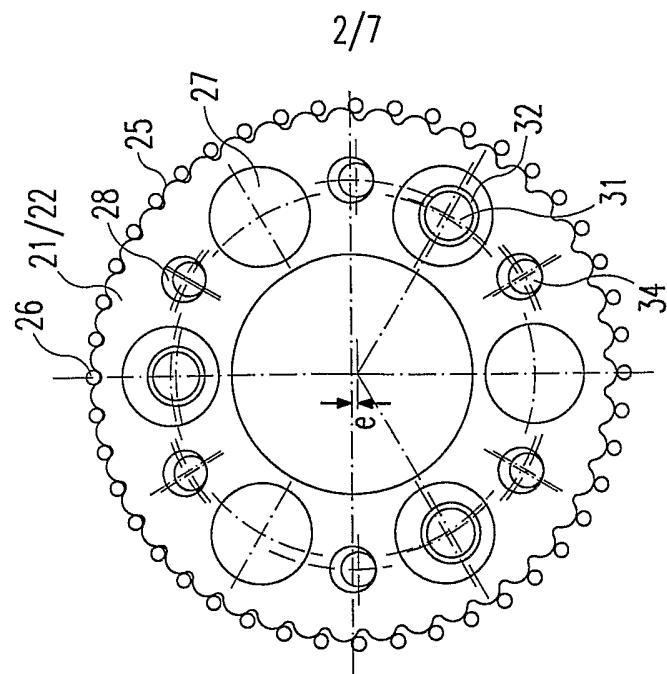


Fig. 1



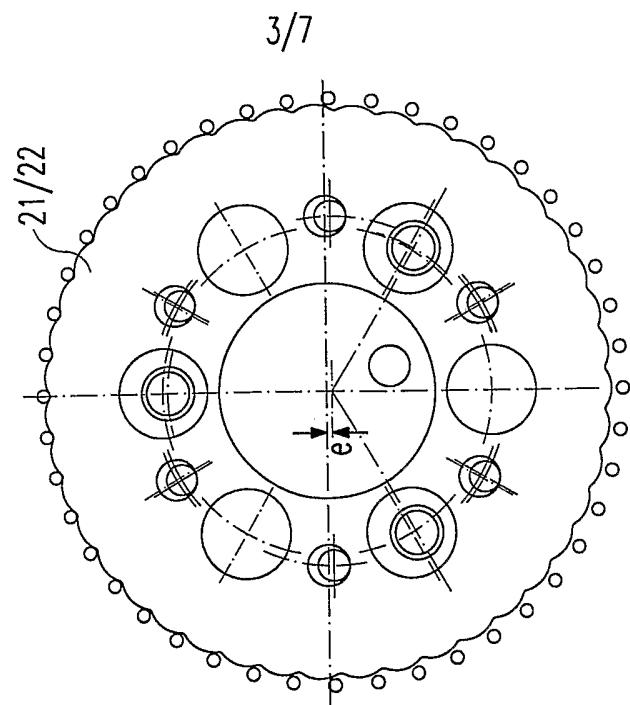


Fig. 5

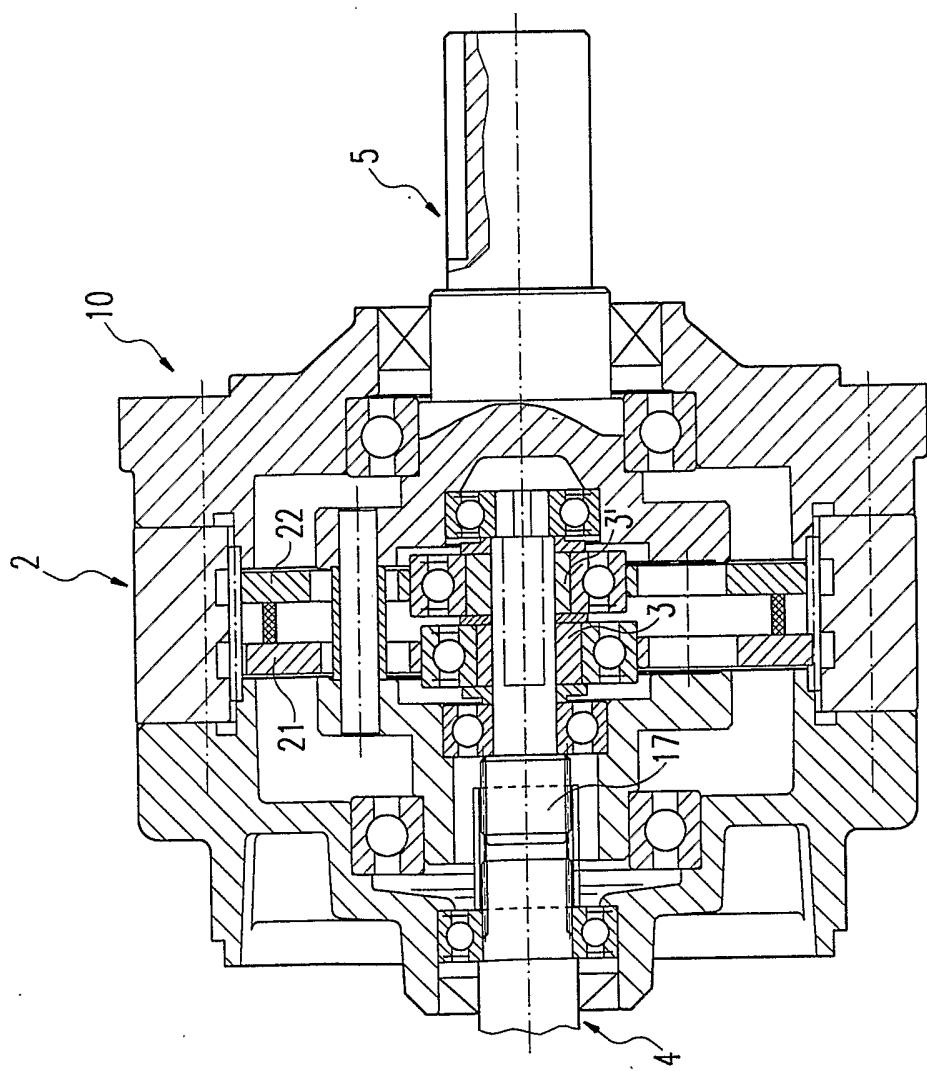


Fig. 4

4/7

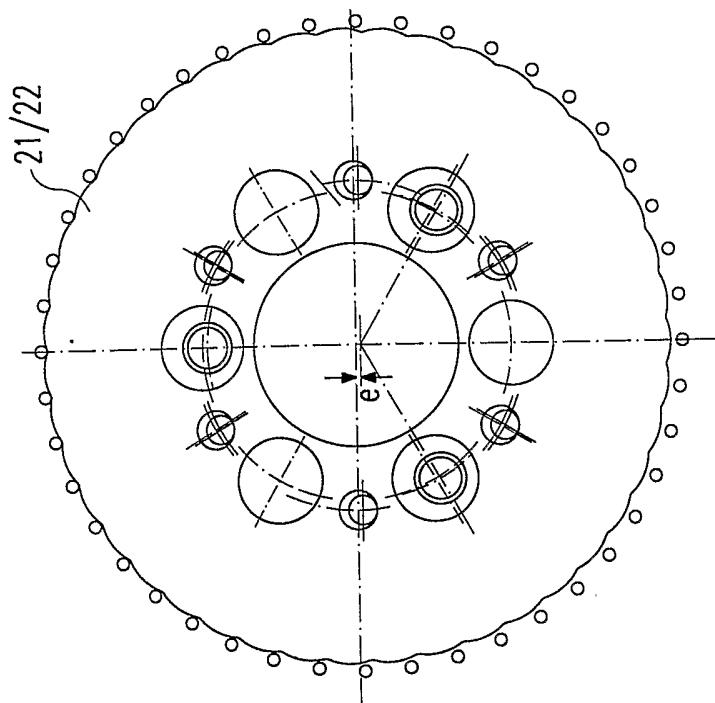


Fig. 7

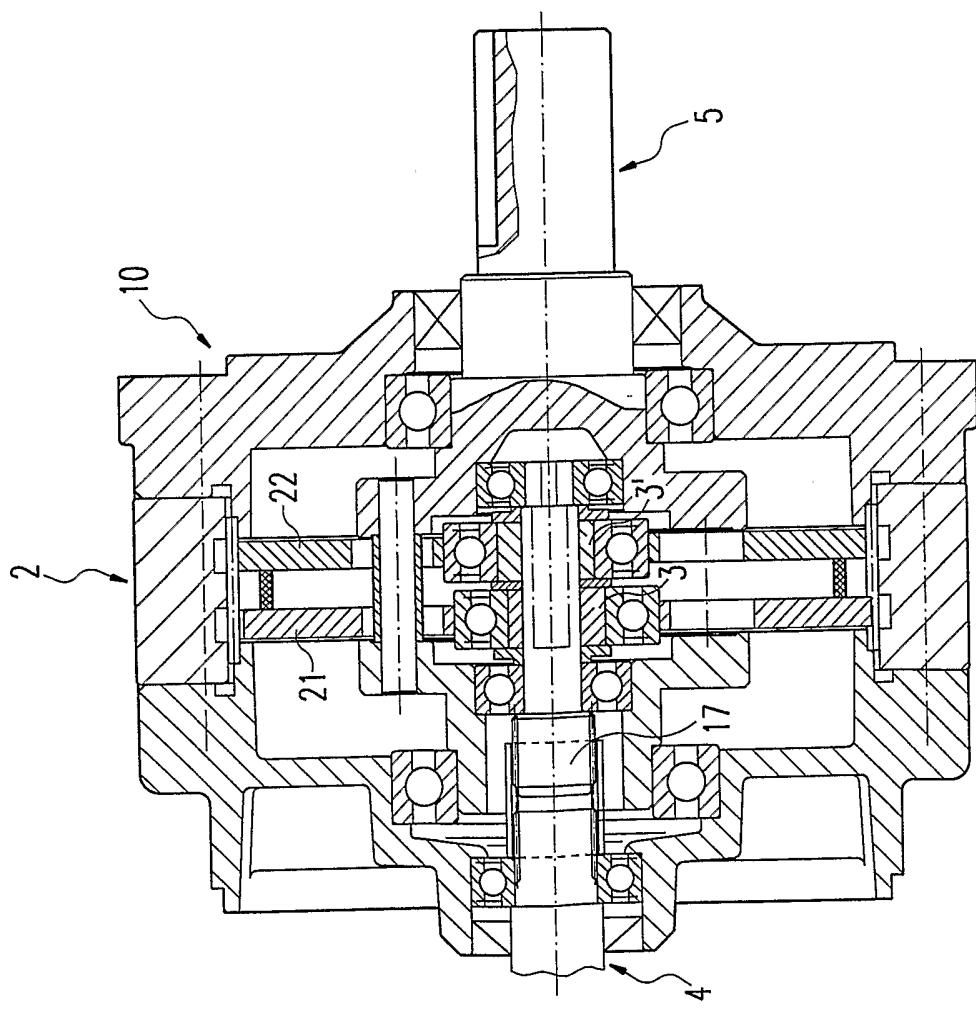


Fig. 6

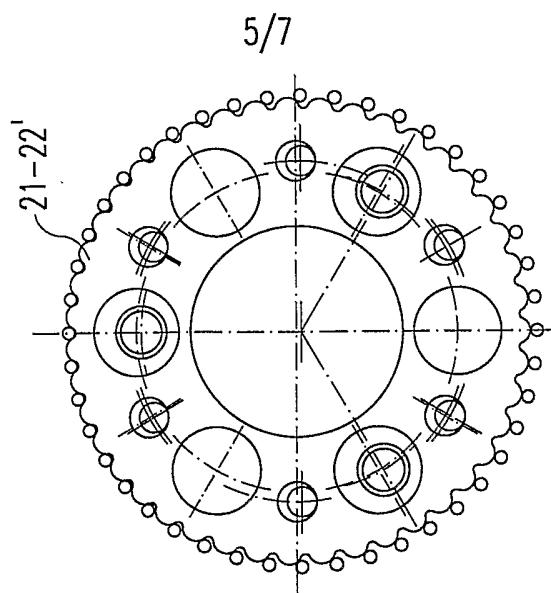


Fig. 9

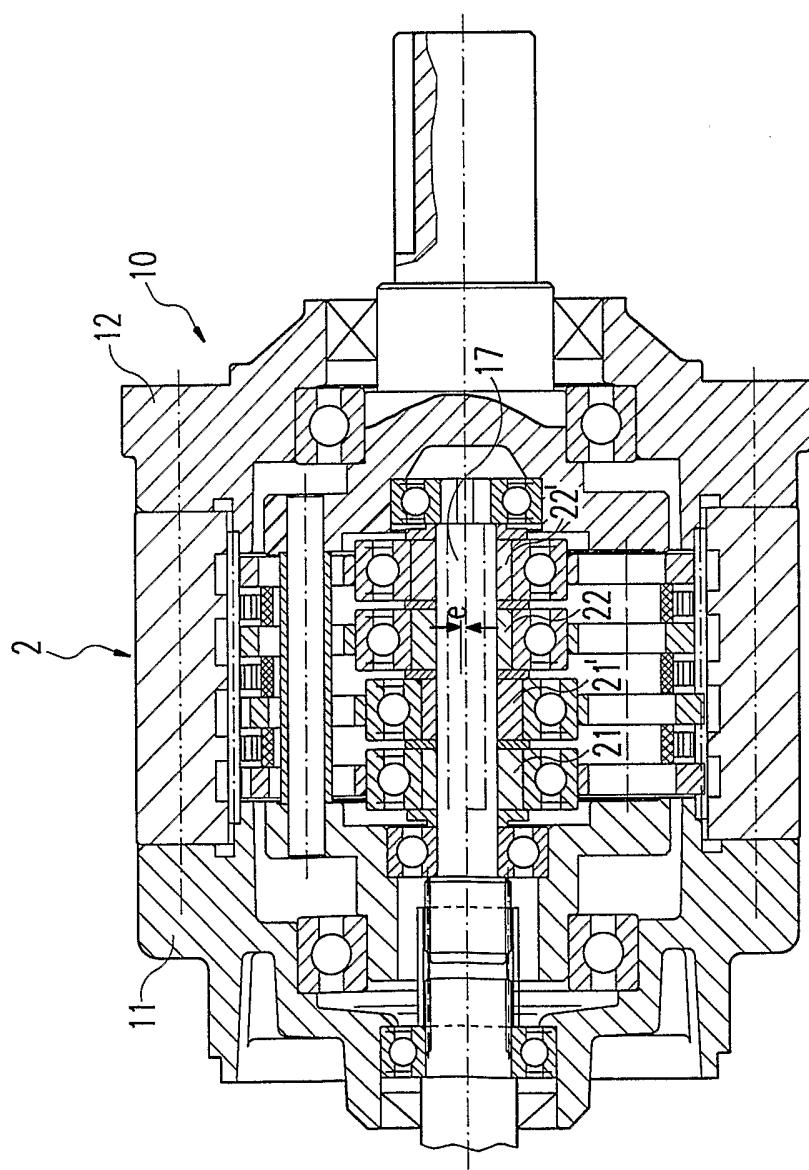
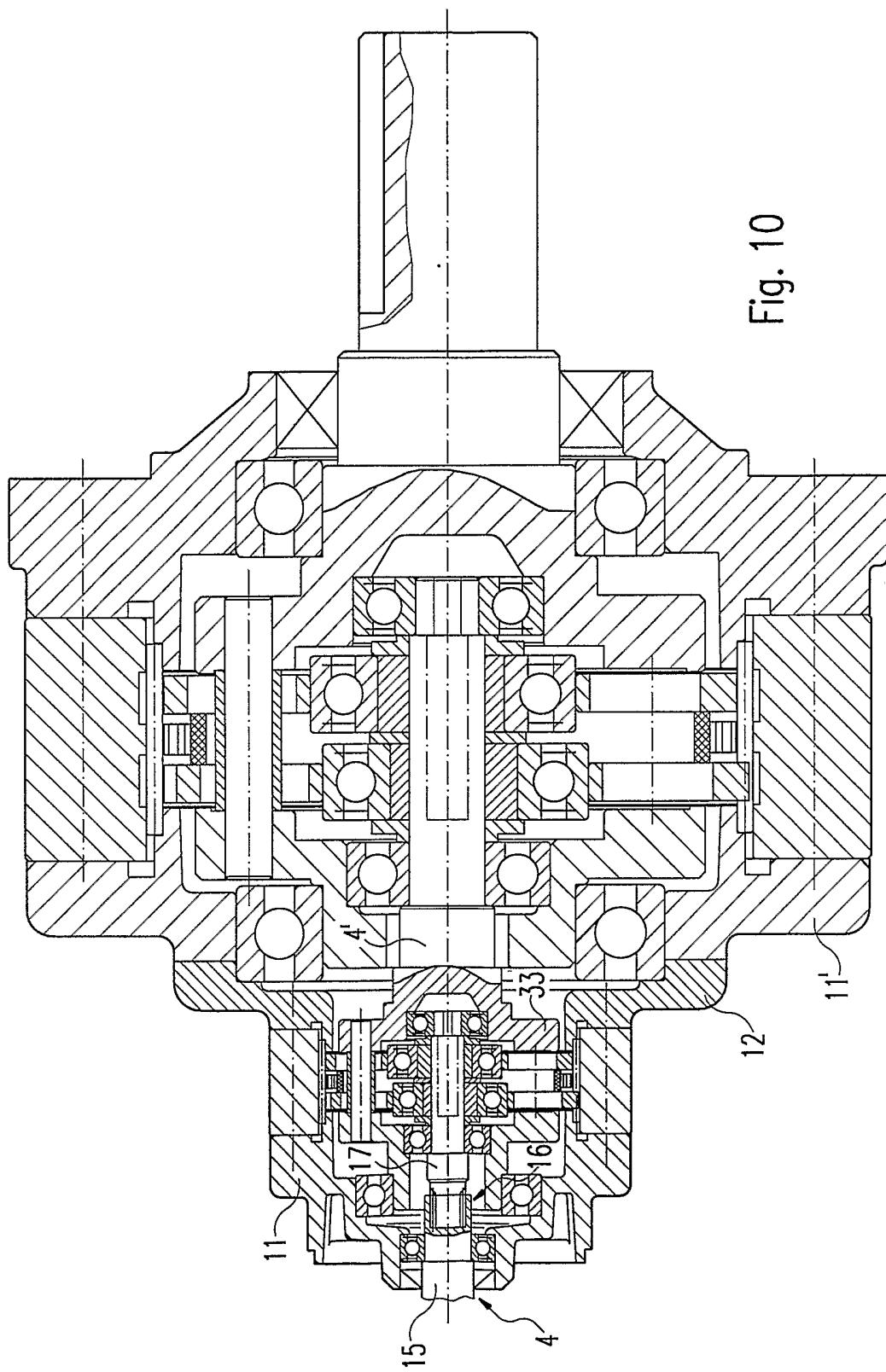


Fig. 8

6/7

Fig. 10



7/7

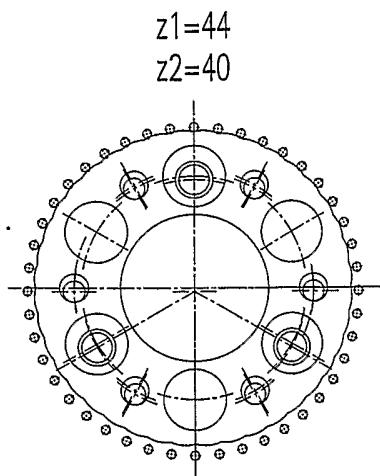


Fig. 11

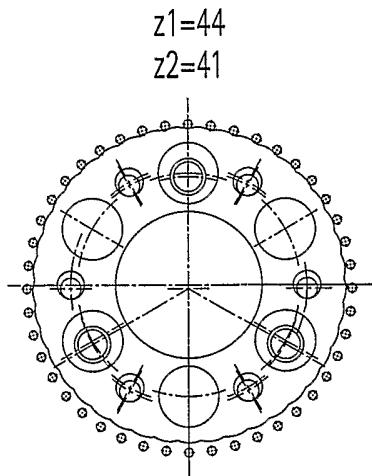


Fig. 12

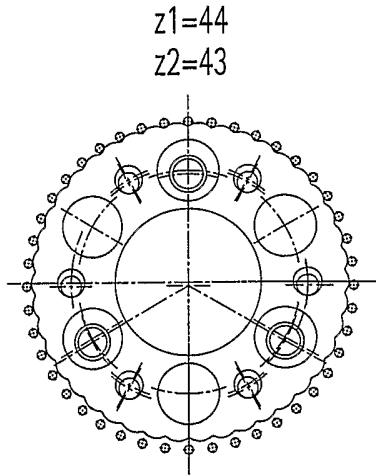


Fig. 13

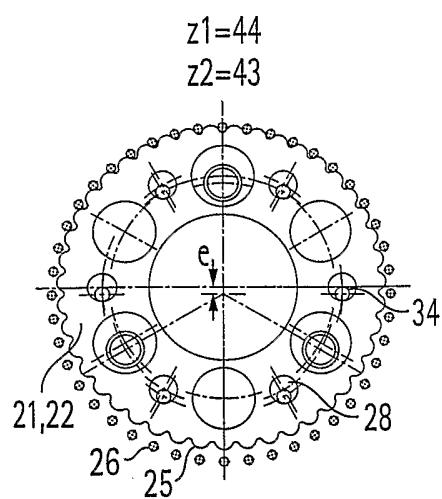


Fig. 14

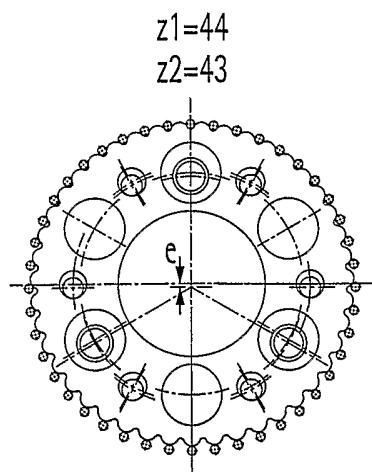


Fig. 15

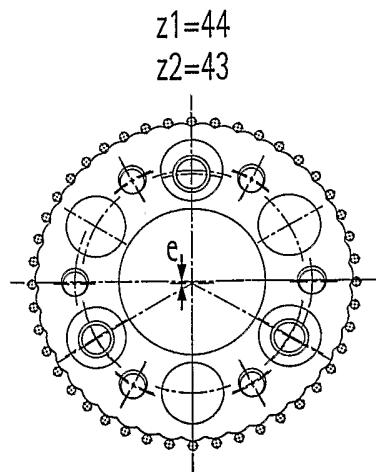


Fig. 16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP 02/09403

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F16H1/32

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

PAJ, EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category ^o	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5 292 289 A (OGATA SEISHIRO ET AL) 8 March 1994 (1994-03-08) column 6, line 66 -column 7, line 43 -----	1-48
X	EP 0 687 837 A (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES) 20 December 1995 (1995-12-20) column 20, line 19 -column 24, line 55; figures 8-13,15,16 -----	1-48
X	EP 0 556 587 A (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES) 25 August 1993 (1993-08-25) the whole document -----	1-48
A	EP 0 286 760 A (PEIJI SHEN) 19 October 1988 (1988-10-19) the whole document -----	46-48

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

^o Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

29 November 2002

Date of mailing of the international search report

11/12/2002

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

de Beurs, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No
PCT/EP 02/09403

Patent document cited in search report	Publication date		Patent family member(s)	Publication date
US 5292289	A 08-03-1994	WO JP JP DE DE EP KR	9212360 A1 2639847 B2 3181641 A 69112819 D1 69112819 T2 0520072 A1 157217 B1	23-07-1992 13-08-1997 07-08-1991 12-10-1995 15-02-1996 30-12-1992 15-10-1998
EP 0687837	A 20-12-1995	JP JP JP JP CN DE DE EP US	3100286 B2 8004844 A 3034766 B2 8074942 A 1120634 A , B 69513231 D1 69513231 T2 0687837 A2 5651747 A	16-10-2000 12-01-1996 17-04-2000 19-03-1996 17-04-1996 16-12-1999 20-04-2000 20-12-1995 29-07-1997
EP 0556587	A 25-08-1993	JP JP AT DE DE EP US	2866246 B2 5231482 A 144310 T 69305380 D1 69305380 T2 0556587 A1 5290208 A	08-03-1999 07-09-1993 15-11-1996 21-11-1996 20-02-1997 25-08-1993 01-03-1994
EP 0286760	A 19-10-1988	CN EP US	85106551 A 0286760 A1 4922781 A	15-04-1987 19-10-1988 08-05-1990

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP 02/09403

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F16H1/32

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 7 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

PAJ, EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 5 292 289 A (OGATA SEISHIRO ET AL) 8. März 1994 (1994-03-08) Spalte 6, Zeile 66 -Spalte 7, Zeile 43 ---	1-48
X	EP 0 687 837 A (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES) 20. Dezember 1995 (1995-12-20) Spalte 20, Zeile 19 -Spalte 24, Zeile 55; Abbildungen 8-13,15,16 ---	1-48
X	EP 0 556 587 A (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES) 25. August 1993 (1993-08-25) das ganze Dokument ---	1-48
A	EP 0 286 760 A (PEIJI SHEN) 19. Oktober 1988 (1988-10-19) das ganze Dokument -----	46-48

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldeatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldeatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldeatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahelegend ist

& Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

29. November 2002

11/12/2002

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

de Beurs, M

INTERNATIONALES RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP 02/09403

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 5292289	A	08-03-1994	WO JP JP DE DE EP KR	9212360 A1 2639847 B2 3181641 A 69112819 D1 69112819 T2 0520072 A1 157217 B1	23-07-1992 13-08-1997 07-08-1991 12-10-1995 15-02-1996 30-12-1992 15-10-1998
EP 0687837	A	20-12-1995	JP JP JP JP CN DE DE EP US	3100286 B2 8004844 A 3034766 B2 8074942 A 1120634 A , B 69513231 D1 69513231 T2 0687837 A2 5651747 A	16-10-2000 12-01-1996 17-04-2000 19-03-1996 17-04-1996 16-12-1999 20-04-2000 20-12-1995 29-07-1997
EP 0556587	A	25-08-1993	JP JP AT DE DE EP US	2866246 B2 5231482 A 144310 T 69305380 D1 69305380 T2 0556587 A1 5290208 A	08-03-1999 07-09-1993 15-11-1996 21-11-1996 20-02-1997 25-08-1993 01-03-1994
EP 0286760	A	19-10-1988	CN EP US	85106551 A 0286760 A1 4922781 A	15-04-1987 19-10-1988 08-05-1990