

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
21. Februar 2008 (21.02.2008)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2008/019848 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 37/04 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2007/007235

(22) Internationales Anmeldedatum:
16. August 2007 (16.08.2007)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2006 038 193.9 16. August 2006 (16.08.2006) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): **DAIMLERCHRYSLER AG** [DE/DE]; Mer-
cedesstrasse 137, 70327 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **GITT, Carsten**
[DE/DE]; Margaretenstrasse 26, 70327 Stuttgart (DE).

(74) Anwälte: **BURCKHARDT, Klaus** usw.; Daimler-
Chrysler AG, Intellectual Property and Technology
Management, GR/VI- C106, 70546 Stuttgart (DE).

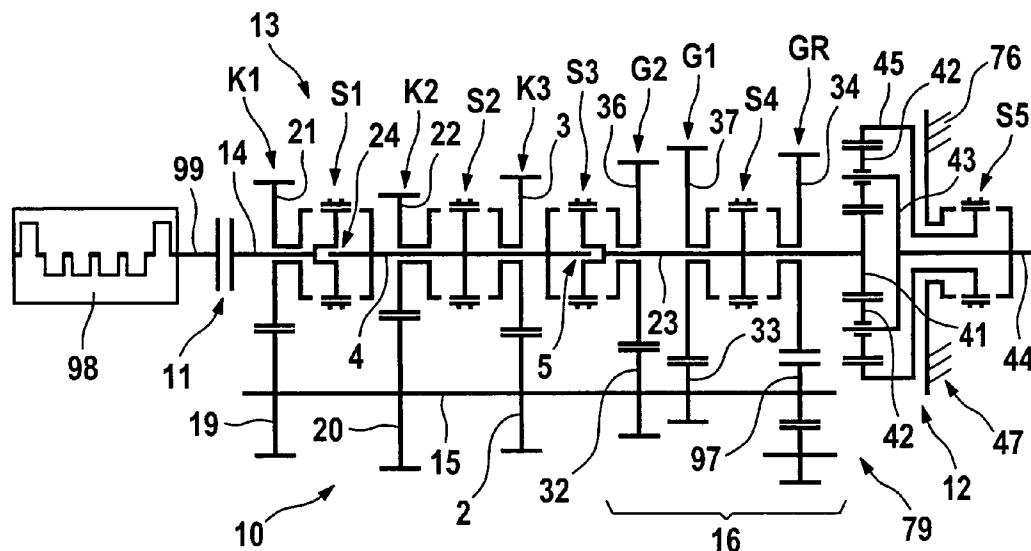
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA,
CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE,
EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID,
IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC,
LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN,
MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH,
PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV,
SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN,
ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG,
ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: GROUP GEARBOX FOR A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung: GRUPPENGETRIEBE FÜR EIN KRAFTFAHRZEUG



(57) Abstract: The invention relates to a group gearbox (79) with one or more intermediate shafts (15). Three input constants (K1, K2, K3) are provided such that the group gearbox (79) has a short construction. A particular countershaft (4) is provided. A decoupling of the intermediate shafts (15) in direct drive is possible to reduce the drag losses.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Gruppengetriebe (79) mit einer oder mehreren Vorgelegewellen (15). Es sind drei Eingangskonstanten (K1, K2, K3) vorgesehen, so dass das Gruppengetriebe (79) sehr kurz baut. Dazu ist eine besondere Zwischenwelle (4) vorgesehen. Eine Abschaltung der Vorgelegewelle (15) im Direktgang ist zur Verminderung von Schleppverlusten möglich.

WO 2008/019848 A2



TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

Gruppengetriebe für ein Kraftfahrzeug

Die Erfindung betrifft gemäß dem einteiligen Patentanspruch 1 ein Gruppengetriebe für ein Kraftfahrzeug.

Aus Lechner, G. „Fahrzeuggetriebe“, Springer-Verlag, 1994. Seiten 154 bis 158 sind bereits das Drei-Gruppengetriebe 16 S 109 der Firma ZF FRIEDRICHSHAFEN AG und das Twin-Splitter-Getriebe der Firma Eaton bekannt.

Das Drei-Gruppengetriebe 16 S 109 umfasst eine Eingangswelle, eine Zwischenwelle und eine Hauptwelle. Die ersten beiden Zahnstufen sind als Eingangskonstanten ausgelegt. Dabei ist das Antriebszahnrad der ersten Eingangskonstanten ein Losrad koaxial auf der Eingangswelle. Das Antriebszahnrad der zweiten Eingangskonstanten ist hingegen ein Festrad koaxial auf der Zwischenwelle. Die Zwischenwelle ist mittels zwei Gangwechselkupplungen drehfest mit der Eingangswelle und der Hauptwelle koppelbar, so dass ein Direktgang eingelegt ist. Exklusive der Zahnradstufe des Rückwärtsganges und der Rangegruppe benötigt dieses Drei-Gruppengetriebe fünf Zahnradstufen zur Verwirklichung von sechzehn Vorwärtsgängen.

Das Twin-Splitter-Getriebe weist zwei Vorgelegewellen auf.

Die DE 102 39 396 A1 betrifft bereits ein Vorgelegegetriebe mit direktem Gang, dessen Vorgelegewelle sich bei eingelegtem Direktgang nicht mitdreht.

Die US 5,381,703 betrifft ferner ein Vorgelegegetriebe mit einer Eingangswelle, einer Ausgangswelle und einer Vorgelegewelle, wobei der Antrieb der Vorgelegewelle verhindert wird, wenn sich das Vorgelegegetriebe im Direktgang befindet.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein kurzes Nutzfahrzeuggetriebe mit einer hohen Anzahl von Gängen zu schaffen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 gelöst.

Dabei weist das Gruppengetriebe eine oder mehrere Vorgelegewellen auf. Es sind zwei - insbesondere drei - Eingangskonstanten vorgesehen, so dass das Gruppengetriebe sehr kurz baut. Dazu ist eine besondere Zwischenwelle vorgesehen. Es ist ferner eine Abschaltung der Vorgelegewelle im Direktgang zur Verminderung der Schleppverluste möglich.

Die Erfindung ermöglicht in besonders vorteilhafter Weise eine hohe Anzahl von Getriebegängen, da zumindest zwei Eingangskonstanten die Anzahl der Gänge vervielfachen, welche sich aus den übrigen Zahnradstufen ergeben. Diese Eingangskonstanten werden zusätzlich genutzt, um gemeinsam einen Vorwärtsgang zu bilden.

In der besonders vorteilhaften Ausgestaltung mit drei Eingangskonstanten werden alleine über die Eingangskonstanten zwei Vorwärtsgänge gebildet. In einem dieser beiden Vorwärtsgänge kann der Kraftfluss von der einen Eingangskonstanten über die Vorgelegewelle auf eine der beiden anderen Eingangskonstante und im Anschluss auf eine Hauptwelle verlaufen.

Diese Hauptwelle kann über die Zwischenwelle mit der Eingangswelle gekoppelt werden, so dass sich ein Direktgang bildet. Diese Zwischenwelle kann in besonders vorteilhafter Weise die Losräder der beiden hinteren Eingangskonstanten lagernd aufnehmen, während die vorderste Eingangskonstante koaxial drehbar auf der Eingangswelle gelagert ist. Auf eine radiale Lagerung der beiden hinteren Losräder kann sogar verzichtet werden, wenn zwei Vorgelegewellen zumindest nahezu diametral zueinander angeordnet sind. In diesem Fall kompensieren sich nämlich die Kräfte, so dass die Zwischenwelle nicht durchgebogen wird. Demzufolge kann bei zwei diametral zueinander angeordneten Vorgelegewellen auch auf eine Radiallagerung der Zwischenwelle gegenüber der Eingangswelle und der Hauptwelle verzichtet werden. Anstelle von zwei diametral zueinander angeordneten Vorgelegewellen können auch drei zumindest nahezu gleichmäßig am Umfang - d.h. in Teilungen zu 120° - verteilte Vorgelegewellen vorgesehen sein. Durch eine solche Leistungsverteilung auf zwei oder drei Vorgelegewellen wird die Belastung der Zahnräder vermindert. Somit können die Zahnräder schmaler ausgeführt werden, so dass das Getriebe kürzer baut. Ferner werden die Vorgelegewellen aufgrund der reduzierten Belastung weniger durchgebogen. Die Eingangswelle, die Zwischenwelle und die Hauptwelle werden wegen der sich gegenseitig kompensierenden Radialkraftkomponenten aus den Zahneingriffen sogar praktisch überhaupt nicht durchgebogen. Es kann sogar auf eine Radiale Lagerung der Hauptwelle verzichtet werden, so dass diese nur geführt ist.

Dieser Hauptwelle kann sich in einer besonders vorteilhaften Ausführungsform eine Rangegruppe anschließen, die zwei Schaltzustände aufweisen kann, so dass

- sowohl die beiden Vorwärtsgänge über die beiden Eingangskonstanten,
- als auch der Direktgang,

- als auch drei mögliche Rückwärtsgänge,
- als auch Vorwärtsgänge, die über ausschließlich eine Eingangskonstante und eine weitere Übersetzungsstufe verlaufen,

jeweils zwei verschiedene Gänge bilden können, so dass sich die Gesamtzahl der Gänge verdoppelt. Dabei kann die Rangegruppe in besonders vorteilhafter Weise als Planetengetriebe ausgeführt sein, dass

- in dem einen Schaltstellung ins Langsame untersetzt und
- in dem anderen Schaltstellung als Block umläuft, so dass die Hauptwellendrehzahl unverändert an ein Achsgetriebe weitergegeben wird.

Diese Auslegung des Planetengetriebes in Verbindung mit einer entsprechenden Auslegung

- der Übersetzungsverhältnisse im Vorgelegegetriebe und
 - des Übersetzungsverhältnisses am Hinterachsantrieb
- ermöglicht es, den meistgenutzten Fahrbereich eines Nutzfahrzeuges bei circa achtzig Kilometer pro Stunde in einen direkten Durchtrieb zu legen. Bei diesem direkten Durchtrieb
- ist der direkte Gang eingelegt,
 - läuft das Planetengetriebe der Rangegruppe im Block um und
 - die Vorgelegewelle ist entkoppelt.

Damit wird der Wirkungsgrad des Getriebes für Nutzfahrzeuge im meistgenutzten Fahrbereich für Langstrecken sehr hoch gehalten. Das Übersetzungsverhältnis kann dabei derart ausgelegt sein, dass sich der Antriebsmotor im verbrauchsgünstigsten Bereich befindet. Dieser verbrauchsgünstigste Antriebsmotordrehzahlbereich liegt beispielsweise bei 6-Zylinder-Diesel-Antriebsmotoren zwischen 1100 bis 1500 U/min bzw. RPM. Dabei liegt der verbrauchsgünstigste Antriebsmotordrehzahlbereich bei hubraumstarken 6-Zylinder-Diesel-Antriebsmotoren

eher bei 1100 RPM und bei hubraumschwachen 6-Zylinder-Diesel-Antriebsmotoren eher bei 1500 U/min bzw. RPM.

Die besagte Ausgestaltung des Planetengetriebes mit einer Übersetzung ins Langsame bzw. einem direkten Durchtrieb - d.h. also ohne Übersetzung ins Schnelle - ermöglicht es, die Drehzahlen im Vorgelegegetriebe hoch und das Drehmoment niedrig auszulegen, so dass relativ geringe Kräfte im Vorgelegegetriebe auftreten. Damit ist es möglich,

- die Zahnräder schmal zu dimensionieren und
- das Getriebegehäuse dünnwandig zu dimensionieren.

Das Vorgelegegetriebe ist als koaxiales Getriebe ausgeführt, welches in besonders vorteilhafter Weise bei in Fahrzeuglängsrichtung längs eingebauten Antriebsmotoren Anwendung findet. Bei einem solchen koaxialen Vorgelegegetriebe fluchten Eingangswelle und Hauptwelle miteinander. Das sich in einer vorteilhaften Ausgestaltung dem Vorgelegegetriebe anschließende Planetengetriebe kann dabei ebenfalls koaxial angeordnet sein.

Die Erfindung ermöglicht trotz der Möglichkeit der Abkoppelung der Vorgelegewelle bei axialem geringem Bauraum eine hohe Anzahl von Gängen.

Die Patentansprüche 15 und 16 zeigen besonders vorteilhafte Ausgestaltungen, welche in Kombination eine zumindest teilweise progressive Stufung des Gruppengetriebes ermöglichen.

Weitere Vorteile der Erfindung gehen aus den weiteren Patentansprüchen, der Beschreibung und der Zeichnung vor.

Dabei zeigen:

- Fig. 1 einen Antriebsstrang mit einem als Einfach-Schnellgang-Getriebe ausgelegtem Gruppengetriebe, das ein Vorgelegegetriebe mit einer Zwischenwelle und einer sich dem Vorgelegegetriebe anschließenden Rangegruppe umfasst,
- Fig. 2 anhand der Vorwärtsgänge schematisch den Kraftfluss in dem Gruppengetriebe gemäß Fig. 1,
- Fig. 3 eine alternative Ausführungsform des Gruppengetriebes gemäß Fig. 1 und Fig. 2 mit zwei Vorgelegewellen,
- Fig. 4 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Einfach-Schnellgang-Getriebe mit zumindest einer Vorgelegewelle gemäß Fig. 1 bis Fig. 3,
- Fig. 5 ein Wälzlager, welches Einsatz im Bereich einer Zwischenwelle eines Gruppengetriebes mit zumindest zwei Vorgelegewellen findet, wie ein solches beispielsweise in Fig. 3 und Fig. 7 dargestellt ist,
- Fig. 6 eine Weiterbildung des Gruppengetriebes gemäß Fig. 1, wobei eine Vorgelegewellenbremse vorgesehen ist,
- Fig. 7 eine Weiterbildung des in Fig. 3 dargestellten Gruppengetriebes mit zwei Vorgelegewellen, wobei nur auf der einen Vorgelegewelle eine Vorgelegewellenbremse vorgesehen ist,
- Fig. 8 eine Auslegungsalternative des Gruppengetriebes gemäß Fig. 1 als Direktganggetriebe,
- Fig. 9 anhand der Vorwärtsgänge schematisch den Kraftfluss in dem Direktganggetriebe gemäß Fig. 8,
- Fig. 10 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Direktganggetriebe gemäß Fig. 8 und Fig. 9,
- Fig. 11 eine Auslegungsalternative des Gruppengetriebes gemäß Fig. 1 als Zweifach-Schnellgang-Getriebe,

- Fig. 12 anhand der Vorwärtsgänge schematisch den Kraftfluss in dem Zweifach-Schnellgang-Getriebe gemäß Fig. 11,
- Fig. 13 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Zweifach-Schnellgang-Getriebe gemäß Fig. 11 und Fig. 12,
- Fig. 14 eine Auslegungsalternative des Gruppengetriebes gemäß Fig. 8 ohne Rangegruppe,
- Fig. 15 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Gruppengetriebe gemäß Fig. 14, wenn dieses als geometrisch abgestuftes Direktganggetriebe ausgelegt ist,
- Fig. 16 in einer Tabelle eine mögliche Zähnezahl der Zahnräder des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 und Fig. 15, wobei die sich daraus an jeder Zahnradpaarung ergebende Übersetzung eingetragen ist,
- Fig. 17 zeigt in einer Tabelle die sich aus den Übersetzungen gemäß Fig. 16 für die einzelnen Vorwärtsgänge ergebenden Gesamtübersetzungen des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14, sowie die geometrische gestuften Stufensprünge zwischen den Vorwärtsgängen,
- Fig. 18 analog Fig. 15 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Gruppengetriebe gemäß Fig. 14, wenn dieses als progressiv abgestuftes Direktganggetriebe ausgelegt ist,
- Fig. 19 analog Fig. 16 in einer Tabelle eine mögliche Zähnezahl der Zahnräder des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14, wobei die sich daraus an jeder Zahnradpaarung ergebende Übersetzung eingetragen ist,
- Fig. 20 zeigt in einer Tabelle die sich aus den Übersetzungen gemäß Fig. 19 für die einzelnen Vorwärtsgänge ergebenden Gesamtübersetzungen des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14, sowie die progressiv gestuften Stufensprünge zwischen den Vorwärtsgängen,

- Fig. 21 für eine Weiterbildung des Gruppengetriebes eine Tabelle analog Fig. 19,
Fig. 22 analog Fig. 20 eine Tabelle die sich aus den Übersetzungen gemäß Fig. 21 ergeben,
Fig. 23 eine Tabelle analog Fig. 22, wobei ein Zwischengang vorgesehen ist,
Fig. 24 eine Tabelle analog Fig. 21 für eine Auslegung als Schnellganggetriebe,
Fig. 25 eine Tabelle analog Fig. 22 für die Auslegung gemäß Fig. 24,
Fig. 26 eine Tabelle analog Fig. 25 mit einem Zwischengang,
Fig. 27 ein Gruppengetriebe mit einer quasi-progressiven Getriebeabstufung,
Fig. 28 schematisch den Kraftfluss in dem Gruppengetriebe gemäß Fig. 28 und
Fig. 29 in einer Tabelle die Stellungen der Gangwechselkupplungen für das Gruppengetriebe gemäß Fig. 27.

Fig. 1 zeigt ein Gruppengetriebe 79 für Nutzfahrzeuge, das ein Vorgelegegetriebe 10 mit einer sich diesem geometrisch und im Leistungsfluss anschließenden Rangegruppe 12 umfasst. Eine Rangegruppe 12 ist dabei als Planetengetriebe ausgebildet.

Einer Kurbelwelle 99 des Antriebsmotors 98 schließt sich im Kraftfluss eine Anfahrkupplung 11 an, der das besagte Vorgelegegetriebe 10 folgt. Dieses Vorgelegegetriebe 10 weist eine Vorschaltgruppe 13 auf, so dass insgesamt ein 3-Gruppengetriebe vorliegt. In der Vorschaltgruppe 13 erfolgt die Übergabe der Antriebsleistung von einer Eingangswelle 14 oder einer mit dieser gekoppelten Zwischenwelle 4 auf eine Vorgelegewelle 15, wobei der Kraftfluss je nach Stellung von vier Gangwechselkupplung S1 bis S4 über

- eine erste Eingangskonstante K1 und einer von drei Zahnradstufen G2, G1, GR einer Hauptgruppe 16 oder
- eine zweite Eingangskonstante K2 und einer von drei Zahnradstufen G2, G1, GR der Hauptgruppe 16 oder
- eine dritte Eingangskonstante K3 und einer von drei Zahnradstufen G2, G1, GR der Hauptgruppe 16 oder
- die erste Eingangskonstante K1, die zweite Eingangskonstante K2 und einen Direktgang,
- die erste Eingangskonstante K1, die dritte Eingangskonstante K3 und einen Direktgang oder
- die zweite Eingangskonstante K2, die dritte Eingangskonstante K3 und einen Direktgang

erfolgen kann. Die Stellungen der Gangwechselkupplungen S1 bis S4 und auch einer Gangwechselkupplung S5 der Rangegruppe 12 sind dabei in der Tabelle Fig. 4 dargestellt.

Damit wird eine relativ hohe Anzahl von Gängen, erreicht, da sowohl die zweite Eingangskonstante K2 als auch die dritte Eingangskonstante K3 wahlweise als Übersetzung der Hauptgruppe 16 oder als Eingangskonstante verwendet werden kann.

Festräder 19, 20, 2 der Eingangskonstanten K1, K2, K3 sind drehfest mit der Vorgelegewelle 15 verbunden, während die Antriebszahnräder 21, 22, 3 der Eingangskonstanten K1, K2, K3 jeweils einzeln über die ersten beiden Gangwechselkupplungen S1, S2 drehfest mit der Eingangswelle 14 verbindbar sind. Die erste Gangwechselkupplung S1 ist dabei axial zwischen den vordersten beiden Antriebszahnrädern 21, 22 der Eingangskonstanten K1, K2 angeordnet. Hingegen ist die zweite Gangwechselkupplung S2 axial zwischen den beiden Antriebszahnrädern 22, 3 der zweiten und der dritten Eingangskonstanten K2, K3 angeordnet.

Der Eingangswelle 14 folgt eine Zwischenwelle 4 und im Anschluss eine Hauptwelle 23 der Hauptgruppe 16. Dabei sind die Eingangswelle 14 die Zwischenwelle 4 und die Hauptwelle 23

fluchtend zueinander und parallel versetzt zu der Vorgelegewelle 15 angeordnet. Die Zwischenwelle 4 ist vorne mittels eines Wälzlagers 24 drehbar gegenüber der Eingangswelle 14 und hinten mittels eines Wälzlagers 5 drehbar gegenüber der Hauptwelle 23 gelagert. Diese beiden Wälzlager 24, 5 nehmen dabei radiale Kräfte und axiale Kräfte auf. Die axialen Kräfte resultieren aus der Schrägverzahnung der Zahnräder des Gruppengetriebes 79. Die radialen Kräfte resultieren aus dem Verzahnungseingriff, welcher bestrebt ist, die Zwischenwelle 4 gegen die Vorgelegewelle 15 durchzubiegen. Bei Verwendung ausschließlich einer Vorgelegewelle 14 ist die radiale Kraftkomponente wesentlich größer als die axiale Kraftkomponente. Als Wälzlager 24, 5 können somit beispielsweise Rillenkugellager, oder Zylinderrollenlager verwendet werden.

Von den Zahnradstufen G2, G1 der Vorwärtsgänge bzw. der Zahnradstufe GR des Rückwärtsgangs werden somit drei Zahnradebenen gebildet, die jeweils den drei Getriebekonstanten K1, K2, K3 zugeordnet sind. Dabei ist die dritte Gangwechselkupplung S3 im Bereich der hinteren Wälzlagerung 5 angeordnet, wohingegen die vierte Gangwechselkupplung S4 axial zwischen den hintersten Zahnradstufen G1, GR der Hauptgruppe 16 angeordnet ist.

Antriebszahnräder der Zahnradstufe G2, G1 und der Rückwärtsgangstufe GR sind als Festräder 32, 33, 97 ausgeführt und somit drehfest mit der Vorgelegewelle 15 verbunden. Ein als Losrad 36 ausgeführtes Abtriebszahnrad der vordersten Zahnradstufe G2 der Hauptgruppe 16 ist über die dritte Gangwechselkupplung S3 mit der Hauptwelle 23 verbindbar. Alternativ ist mittels dieser dritten Gangwechselkupplung S3 eine drehfeste Verbindung zwischen der Zwischenwelle 4 und der Hauptwelle 23 herstellbar.

Die erste Gangwechselkupplung S1 verbindet in einer ersten Stellung S1l das Antriebszahnrad 21 mit der Eingangswelle 14. In dem in Fig. 1 dargestellten Neutralzustand ist die Gangwechselkupplung S1 ausgekuppelt, so dass das Antriebszahnrad 21 und die Zwischenwelle 4 jeweils frei gegeneinander und gegenüber der Eingangswelle 14 drehbar sind. In einer zweiten Stellung S1r verbindet die Gangwechselkupplung S1 die Zwischenwelle 4 mit der Eingangswelle 14. Stellt gleichzeitig die dritte Gangwechselkupplung S3 eine drehfeste Verbindung zwischen der Zwischenwelle 4 und der Hauptwelle 23 her, so ist der Direktgang im Vorgelegegetriebe 10 eingelegt, wobei die Vorgelegewelle 15 nicht über eine Zahnradpaarung angetrieben wird. Allenfalls infolge der Lagerreibung der Losräder 36, 37 bzw. der als Losräder ausgeführten Antriebsräder 21, 22, 3 erfolgt ein geringer, für den Gesamtwirkungsgrad des Nutzfahrzeuggetriebes zu vernachlässigender, Antrieb der Vorgelegewelle 15 im Direktgang. Dieser Antrieb der teilweise im Öl rotierenden Vorgelegewelle 15 wird auch als Planschverlust bezeichnet.

Die zweite Gangwechselkupplung S2 verbindet in einer ersten Stellung S2l das Antriebszahnrad 22 mit der Zwischenwelle 4. In dem in Fig. 1 skizzierten Neutralzustand N2 der zweiten Gangwechselkupplung S2 sind die Antriebszahnräder 22, 3 frei gegeneinander und gegenüber der Zwischenwelle 4 verdrehbar. In einer zweiten Stellung S2r ist die Zwischenwelle 4 über die zweite Gangwechselkupplung S2 drehfest mit dem Antriebszahnrad 3 verbunden.

In einer ersten Stellung S3l verbindet die dritte Gangwechselkupplung S3 die Zwischenwelle 4 drehfest mit der Hauptwelle 23. In dem in Fig. 1 dargestellten Neutralzustand N3 der dritten Gangwechselkupplung S3 sind das Antriebszahnrad 3 und das Losrad 36 gegeneinander, gegenüber der Zwischenwelle 4

und gegenüber der Hauptwelle 23 drehbar. In einer zweiten Stellung S3r verbindet diese dritte Gangwechselkupplung S3 das Losrad 36 drehfest mit der Hauptwelle 23.

Die vierte Gangwechselkupplung S4 ist ebenfalls in drei Stellungen verschieblich, von denen eine der Neutralzustand N4 ist. In einer vordersten Stellung wird von dieser eine drehfeste Verbindung zwischen dem Losrad 37 und der Hauptwelle 23 hergestellt. In einer hinteren Stellung S4r wird eine drehfeste Verbindung zwischen dem Losrad 34 und der Hauptwelle 23 hergestellt.

Die Rangegruppe 12 weist ein Sonnenrad 41 auf, welches drehfest mit der Hauptwelle 23 verbunden ist. Ferner weist die Rangegruppe 12 mehrere Planeten 42 auf, welche gegenüber einem Steg 43 drehbar gelagert sind, der drehfest mit der Getriebeausgangswelle 44 verbunden ist. Zusätzlich weist die Rangegruppe 12 ein Hohlrad 45 auf.

Über die fünfte Gangwechselkupplung S5 ist in einer ersten Stellung S5l die Hauptwelle 23 drehfest mit dem Hohlrad 45 verbunden. D.h. die Rangegruppe 12 läuft im Block um, so dass die Drehzahl der Hauptwelle 23 unverändert auf die Getriebeausgangswelle 44 übertragen wird. In einem mittigen Neutralzustand sind die Hauptwelle 23 und das Hohlrad 45 über die fünfte Gangwechselkupplung S5 nicht miteinander gekoppelt. D.h. die Rangegruppe 12 ist in den Neutralzustand geschaltet und überträgt keine Leistung auf die Getriebeausgangswelle 44. In einer zweiten Stellung S5r verbindet die Gangwechselkupplung S5 das Hohlrad 45 mit einem Getriebegehäuse 47, so dass die Drehzahl der Hauptwelle 23 bei einer Erhöhung des Drehmomentes ins Langsame untersetzt wird.

Der Getriebeausgangswelle 44 schließt sich ein Achsgetriebe 78 an, dass eine Übersetzungsstufe aufweist. Diese Übersetzungsstufe ist derart ausgelegt, dass der beispielsweise als 6-Zylinder-Dieselmotor ausgeführte Antriebsmotor bei

- eingelegtem Direktgang
- im Block umlaufenden Planetengetriebe und
- einer Fahrzeuggeschwindigkeit von achtzig Kilometer pro Stunde

eine Drehzahl aufweist, die zwischen 1100 und 1500 U/min bzw. RPM liegt.

Das Nutzfahrzeuggetriebe weist achtzehn Vorwärtsgänge V1 bis V18 und sechs Rückwärtsgänge R1 bis R6 auf. Zur Verwirklichung von sechs Vorwärtsgängen kann jeder der drei Eingangskonstanten K1, K2, K3 im Kraftfluss eine der Zahnradstufen G2, G1, GR der Hauptgruppe 16 folgen. Zur Verwirklichung eines weiteren Vorwärtsganges kann der ersten Eingangskonstante K1 die zweite Eingangskonstante K2 als Übersetzungsstufe folgen. Zur Verwirklichung noch eines weiteren Vorwärtsganges kann der ersten Eingangskonstante K1 die dritte Eingangskonstante K3 als Übersetzungsstufe folgen. Diese dritte Eingangskonstante K3 kann ferner zur Verwirklichung eines weiteren Vorwärtsganges der zweiten Eingangskonstanten K2 folgen. Einen weiteren Vorwärtsgang bildet der Direktgang. Den insgesamt neun Vorwärtsgängen schließt sich die Rangegruppe 12 an, die zum einen den direkten Durchtrieb auf die Getriebeausgangswelle 44 und zum anderen eine Untersetzung ins Langsame ermöglicht, so dass sich insgesamt die besagten achtzehn Vorwärtsgänge V1 bis V18 bilden. Die sechs Rückwärtsgänge ergeben sich dadurch, dass die eine Rückwärtsgangstufe GR mit den drei Eingangskonstanten K1, K2, K3 zu drei Rückwärtsgängen kombiniert werden kann, die über die Rangegruppe 12 direkt auf die Getriebeausgangswelle 44 oder alternativ über die Un-

tersetzung ins Langsame auf die Getriebeausgangswelle 44 geleitet werden können.

Wenn die Rang-Gruppe 12 als Zahnradebene mitgezählt wird, so kommt dieses Nutzfahrzeuggetriebe mit insgesamt sieben Zahnradebenen zur Verwirklichung der oben genannten Anzahl von Gängen aus, obwohl als Zusatzfunktion auch noch die Vorgelegewelle in den beiden Direktgängen V8 und V17 abkuppelbar ist. Dazu sind im Direktgang die Losräder gegenüber der Eingangswelle 14 bzw. der Zwischenwelle 4 bzw. der Hauptwelle 23 drehbar, so dass die Vorgelegewelle 15 abgesehen von Planschverlusten frei drehen kann.

Eine getriebegehäusefeste Trennwand 76 befindet sich zwischen dem Planetengetriebe der Rangegruppe 12 und der Gangwechselkupplung S5 der Rangegruppe 12. Dabei befindet sich das Planetengetriebe auf der dem Vorgelegegetriebe 10 zugewandten Seite der Trennwand 76, wohingegen die Gangwechselkupplung S5 auf der entgegengesetzten Seite - d.h. hinten - liegt.

Fig. 2 zeigt anhand der Vorwärtsgänge V1 bis V18 schematisch den Kraftfluss in dem Gruppengetriebe 79, wenn die Gangwechselkupplungen S1 bis S5 entsprechend der Tabelle Fig. 4 eingelegt sind. Dabei ist auch ersichtlich, dass das Gruppengetriebe als Einfach-Schnellgang-Getriebe ausgelegt ist.

Im ersten Vorwärtsgang V1 verläuft der Kraftfluss von der zweiten Eingangskonstanten K2 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im zweiten Vorwärtsgang V2 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im dritten Vorwärtsgang V3 verläuft der Kraftfluss von der dritten Eingangskonstanten K3 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im vierten Vorwärtsgang V4 verläuft der Kraftfluss von der zweiten Eingangskonstanten K2 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im fünften Vorwärtsgang V5 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im sechsten Vorwärtsgang V6 verläuft der Kraftfluss von der dritten Eingangskonstanten K3 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im siebten Vorwärtsgang V7 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die dritte Eingangskonstante K3, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im achten Vorwärtsgang V8 verläuft der Kraftfluss als Direktgang, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Im neunten Vorwärtsgang V9 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die zweite Eingangskonstante K2, wobei die Rangegruppe 12 ins Langsame untersetzt.

Die folgenden neun Vorwärtsgängen V10 bis V18 sind analog den ersten neun Vorwärtsgängen ausgeführt, wobei sich jedoch die fünfte Gangwechselkupplung S5 nicht in der vorderen Stellung S5l, sondern in der hinteren Stellung S5r befindet. Im Einzelnen bedeutet das:

Im zehnten Vorwärtsgang V10 verläuft der Kraftfluss von der zweiten Eingangskonstanten K2 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im elften Vorwärtsgang V11 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im zwölften Vorwärtsgang V12 verläuft der Kraftfluss von der dritten Eingangskonstanten K3 über die Zahnradstufe G1, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im dreizehnten Vorwärtsgang V13 verläuft der Kraftfluss von der zweiten Eingangskonstanten K2 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im vierzehnten Vorwärtsgang V14 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im fünfzehnten Vorwärtsgang V15 verläuft der Kraftfluss von der dritten Eingangskonstanten K3 über die Zahnradstufe G2, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im sechzehnten Vorwärtsgang V16 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die dritte Eingangskonstante K3, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im siebzehnten Vorwärtsgang V17 verläuft der Kraftfluss als Direktgang, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Im achtzehnten Vorwärtsgang V18 verläuft der Kraftfluss von der ersten Eingangskonstanten K1 über die zweite Eingangskonstante K2, wobei die Rangegruppe 12 1:1 durchleitet.

Das Gruppengetriebe 79 weist dabei eine relativ geringe Anzahl von Gangwechselkupplungen S1 bis S4 auf, da sämtliche Gangwechselkupplungen beidseitig wirken. Der in Fig. 1 dargestellte Neutralzustand der hintersten Gangwechselkupplung S5 ist dabei für die Schaltungen nicht notwendig, weshalb auch gemäß der Tabelle Fig. 4 auf eine solche Neutralstellung verzichtet werden kann.

Die Vorgelegewelle 15 kann im Direktgang von der Eingangswelle 14, der Zwischenwelle 4 und der Hauptwelle 23 entkoppelt werden. Zum Entkoppeln wird die Gangwechselkupplung S2 in den Neutralzustand N2 gebracht. Zum Einlegen des Direktganges befindet sich die erste Gangwechselkupplung S1 in der hinteren Stellung S1r und die dritte Gangwechselkupplung S3 in der vorderen Stellung S3l, wobei sich die vierte Gangwechselkupplung S4 in der hinteren Stellung S4r befindet.

Die vorderste Gangwechselkupplung S1 muss in keinem Gang in der Neutralstellung gehalten werden, so dass sie - ebenso wie die Gangwechselkupplung S5 der Rangegruppe 12 - mit einem Zweistellungszyylinder betätigt werden kann. Die übrigen Gangwechselkupplungen benötigen eine Betätigung über einen Dreistellungszyylinder.

Aus Fig. 1, Fig. 2 und Fig. 4 ergibt sich, dass eine übliche manuelle Schaltvorrichtung mit Handschalthebel ein untypisches Schaltbild bilden würde, weshalb das Gruppengetriebe 79 vollautomatisiert oder teilautomatisiert ausgeführt ist, wobei somit die Signalübertragung bzw. die Schalkraftübertragung elektrisch, hydraulisch, pneumatisch oder optisch bzw. optoelektronisch erfolgt, was üblicherweise auch als „shift by wire“ bezeichnet wird.

Fig. 3 zeigt eine Weiterbildung des in Fig. 1 gezeigten Gruppengetriebes, wobei gemäß Fig. 3 zwei Vorgelegewellen 15a und 15b vorgesehen sind. Dabei sind alle Gangwechselkupplungen S1

bis S5 coaxial zur Eingangswelle 14, zur Zwischenwelle 4 und zur Hauptwelle 23 angeordnet. Dabei eignet sich das Getriebekonzept gut für Ausführungen mit mehreren Vorgelegewellen, da die Anzahl der Gangwechselkupplungen S1 bis S5 unabhängig von der Anzahl der Vorgelegewellen ist. D.h., es sind keine Gangwechselkupplungen coaxial zur Vorgelegewelle 15 bzw. zu den Vorgelegewellen 15a, 15b vorgesehen. Die Verwendung mehrerer - insbesondere von zwei oder drei - Vorgelegewellen 15a und 15b ist dabei besonders vorteilhaft. So ist bei nur einer Vorgelegewelle 15 die Radiallagerung der Wellen - insbesondere der zwischen Eingangswelle 14 und Hauptwelle 23 angeordneten Zwischenwelle 4 - relativ aufwändig. So kann es unter Umständen notwendig sein, bei einem Gruppengetriebe 79 gemäß Fig. 1 eine Gehäusezwischenwand vorzusehen, die mit einer zusätzlichen Lagerstelle die Zwischenwelle 4 abstützt. Da sich die radialen Kräfte an den Verzahnungseingriffen kompensieren, wenn zwei Vorgelegewellen entsprechend Fig. 3 diametral zueinander angeordnet sind, kann in diesem Fall auf eine Radiallagerung der Zwischenwelle 4 verzichtet werden. Da die Verzahnungen aber zur Verbesserung der Laufruhe als Schrägverzahnung ausgeführt sein können, wird an den Verzahnungseingriffen eine Axialkraft in die Zwischenwelle 4 eingeleitet. Demzufolge sind insbesondere bei Verwendung schrägverzahnter Zahnräder Axiallager zur Lagerung der Zwischenwelle 4 notwendig. Jedoch können auch bei einer Geradverzahnung Axiallager zur Lagerung der Wellen gegeneinander vorgesehen sein, so dass die Wellen in ihren jeweiligen Stellungen gehalten werden.

Infolge von Erschütterungen des Fahrzeuges insbesondere im Gelände oder beim starken Abbremsen oder Beschleunigen oder in extremen Kurvenfahrten wird die Zwischenwelle 4 ebenfalls mit Radialkräften beaufschlagt. Aus diesem Grund kann zur Lagerung der Zwischenwelle 4 zumindest ein Wälzlager vorgesehen

sein, dass bis zu einer definierten radialen Auslenkung keine Radialkräfte abstützt und erst ab dieser definierten Auslenkung abstützende Funktion hat. Fig. 5 zeigt ein solches Wälzlager schematisch, welches beispielsweise als eines der Wälzlager 24a oder 25a zur beidseitigen Lagerung der Zwischenwelle 4 gemäß Fig. 3 ausgeführt sein kann. Zusätzlich oder alternativ können die drehbar und koaxial zur Zwischenwelle 4 angeordneten Antriebszahnrad 22, 3 gemäß Fig. 3 mit diesem Wälzlager ausgeführt sein. Das Wälzlager gemäß Fig. 5 ist als Rillenkugellager ausgeführt. Ebenso könnte es jedoch auch als Zylinderrollenlager oder als Kegelrollenlager ausgeführt sein. Dabei ist der Lagerinnenring 100 axial gegenüber der jeweiligen Welle 101 abgestützt, welche insbesondere die Zwischenwelle 4 gemäß Fig. 3 sein kann. Ebenso ist der Lageraußenring 102 axial gegenüber Außenkörper 103 abgestützt, der als Losrad, als Gehäuse oder als andere Welle ausgeführt sein kann. Der Lagerinnenring 100 ist mittels einer Passung radial innen an der Welle 101 abgestützt. Hingegen weist der Lageraußenring 102 radial nach außen ein Spiel 104 auf. Unter normalen Fahrbedingungen zentriert sich die Welle 101 mit dem Wälzlager. Handelt es sich bei dem Außenkörper 103 um eine andere Welle, so ist diese mittels weiterer Wälzlager gegenüber dem Getriebegehäuse abgestützt. Handelt es sich bei dem Außenkörper 103 hingegen um ein Losrad, so ist dieses radial an den Verzahnungen der Vorgelegewellen abgestützt. Bei zwei Vorgelegewellen müssen diese diametral zueinander angeordnet sein. Bei drei Vorgelegewellen sollten diese einigermaßen gleichmäßig am Umfang verteilt sein. Kommt es nun zu den eingangs genannten Erschütterungen, so wird das Spiel 104 aufgehoben und der Lageraußenring 102 schlägt an dem Außenkörper 103 an. Im Anschluss zentriert sich die Welle 101 wieder. Alternativ kann anstelle des radial äußeren Spiels 104 der Lagerinnenring 100 ein radial inneres Spiel ausweisen. Auch ist eine Kombination aus radial äußerem und innerem Spiel mög-

lich. Ferner kann anstelle des Spiels 104 auch ein radiales Spiel im Wälzlager selbst - d.h. an den Wälzkörpern - vorgesehen sein.

Alternativ zur Ausgestaltung gemäß Fig. 5 kann auch ein Wälzlager Anwendung finden, das sehr große Axialkräfte und nur relativ kleine oder praktisch gar keine Radialkräfte aufnehmen kann. Ein solches Wälzlager kann beispielsweise ein Rillenkugellager oder ein Axialnadellager sein. Dabei kann das Wälzlager derart ausgelegt sein, dass es zumindest doppelt so hohe Axialkräfte aufnehmen kann, wie Radialkräfte. Es sind auch noch extremere Auslegungen möglich. So kann das Wälzlager derart ausgelegt sein, dass es zumindest neunmal so hohe Axialkräfte aufnehmen kann, wie Radialkräfte.

Das Gruppengetriebe kann alternativ als Synchrongetriebe oder Klauengetriebe ausgeführt werden. Als Klauengetriebe werden dabei auch solche Getriebe verstanden, bei denen nur ein Teil der Gangwechselkupplungen über reine Klauenkupplungen ausgeführt sind, während andere Gangwechselkupplungen durchaus synchronisiert ausgeführt sein können. Bei einer beispielhaften Ausführung als Klauengetriebe sind nur die beiden Gangwechselkupplungen S3 und S4 als reine Klauenschaltungen ausgeführt. Hingegen sind die ersten beiden Gangwechselkupplungen S1 und S2 mit Synchrongliedern ausgeführt, da sie die Vorschaltgruppe darstellen. Wenn die dritte Gangwechselkupplung S3 sich in der vorderen Stellung S31 befindet, gehört sie prinzipiell auch zur Vorschaltgruppe. Diese Stellung S31 muss - eine sequentielle Schaltweise vorausgesetzt - jedoch nur beim Übergang vom sechsten Vorwärtsgang V6 in den siebten Vorwärtsgang V7 und analog vom fünfzehnten Vorwärtsgang V15 in den sechzehnten Vorwärtsgang V16 eingerückt werden. Für die Vorwärtsgänge V8 und V9 bzw. V17 und V18 bleibt die dritte Gangwechselkupplung S3 in der vorderen Stellung S31. Vor diesem Einrücken der dritten Gangwechselkupplung S3 nach vorne liegt diese also bei sequentieller Schaltung in der hintere-

ren Stellung S3r. Um von dieser Stellung S3r in die vordere Stellung S3l zu gelangen, wird die dritte Gangwechselkupplung S3 durch den Neutralzustand N3 geführt. In diesem Neutralzustand N3 ist die Hauptgruppe 16 ebenfalls neutral geschaltet, so dass beim Durchschreiten des Neutralzustands N3 keine Wirkverbindung zwischen der Zwischenwelle 4 und der Getriebeausgangswelle 44 besteht. Dabei erfolgt beim Durchschreiten des Neutralzustands eine Drehzahlanpassung mittels Beschleunigen des Antriebsmotors. Alternativ oder zusätzlich ist es auch möglich, die Vorgelegewelle gemäß Fig. 6 oder Fig. 7 mittels einer Vorgelegewellenbremse 200 bzw. 300 abzubremesen.

Alternativ zu dieser Beschleunigung mittels Antriebsmotor bzw. zum Abbremsen mittels Vorgelegewellenbremse 200 bzw. 300 kann die dritte Gangwechselkupplung S3 auch als „gemischte“ Gangwechselkupplung ausgeführt sein. Diese „gemischte“ Gangwechselkupplung weist vorne konische Synchronglieder auf, wohingegen die andere Seite keine Synchronglieder aufweist.

Bei einer Ausführungsform mit mehreren Vorgelegewellen erfolgt die Drehzahlanpassung beim Hochschaltvorgang entsprechend Fig. 7 über eine einzige Vorgelegewellenbremse, die entsprechend nur einer der Vorgelegewellen zugeordnet ist. In einer zeichnerisch nicht dargestellten alternativen Ausführungsform kann auch jede Vorgelegewelle mit einer eigenen Vorgelegewellenbremse ausgeführt sein.

Fig. 8 bis Fig. 10 zeigen eine weitere Auslegung des Gruppengetriebes mit drei Eingangskonstanten K1 bis K3 und einer zusätzlichen Rangegruppe 112.

Bei dieser Auslegung kann grundsätzlich mit durchgehend ungefähr gleich großen Stufensprüngen gearbeitet werden, so dass sich die weiter unten näher erläuterte geometrische Stufung ergibt. Bei der dargestellten Anordnung ergeben sich dann

achtzehn Vorwärtsgänge V1 bis V18 und sechs Rückwärtsgänge R1 bis R6.

Alternativ kann dieses Gruppengetriebe auch mit fünfzehn Vorwärtsgängen verwirklicht werden. Diese alternative Variante ist in der Tabelle Fig. 10 mittel der eingeklammerten Vorwärtsgänge V10 bis V12 dargestellt. Damit entfallen gegenüber der Variante mit achtzehn Vorwärtsgängen in einer oberen Gruppe 111 die ersten drei Vorwärtsgänge V10, V11 und V12, so dass aus einer unteren Gruppe 110 neun Vorwärtsgänge V1 bis V9 und der oberen Gruppe 111 sechs Vorwärtsgänge V13 bis V18 zur Verfügung stehen. Die mittlere Zahnradstufe G1 wird dann nur in den drei untersten Vorwärtsgängen V1, V2, V3 der unteren Gruppe 110 verwendet, so dass das die Zahnradstufe G1 aufgrund des geringen zeitlichen Nutzungsanteils schmaler ausgeführt werden kann als in der Variante mit achtzehn Vorwärtsgängen. Die ersten drei Vorwärtsgänge V1 bis V3 sind somit Kriechgänge. Die jeweiligen Übersetzungen bzw. Zähnezahlen der Eingangskonstanten K1, K2, K3 und der Zahnradstufen G1, G2, GR können prinzipiell in der Variante mit achtzehn Vorwärtsgängen gleich der Variante mit fünfzehn Vorwärtsgängen ausgeführt sein. Über eine längere Übersetzung der Rangegruppe 112 kann dafür gesorgt werden, dass in der Variante mit fünfzehn Vorwärtsgängen zwischen dem neunten Vorwärtsgang V9 - d.h. den obersten Vorwärtsgang der unteren Gruppe 110 - und dem zehnten Vorwärtsgang V10 - d.h. dem niedrigsten Vorwärtsgang der oberen Gruppe 111 - ein Stufensprung entsteht, der genauso groß ist, wie ein Stufensprung zwischen zwei benachbarten Vorwärtsgängen innerhalb derselben Gruppe 110 bzw. 111.

Alternativ können die beiden Varianten mit fünfzehn und achtzehn Vorwärtsgängen auch als Schnellganggetriebe ausgelegt sein. Bei einem solchen - näher unter Fig. 11 bis Fig. 13 sowie Fig. 18 bis Fig. 23 erläuterten - Schnellganggetriebe

weist der oberste Vorwärtsgang ein Übersetzungsverhältnis $i < 1$ auf.

Fig. 11 bis Fig. 13 zeigen analog Fig. 8 bis Fig. 10 ein Gruppengetriebe, dass jedoch als zweifach-Schnellganggetriebe ausgeführt ist. Dabei weisen die beiden höchsten Vorwärtsgänge V17 und V18 ein Übersetzungsverhältnis $i < 1$ auf. Um diese zwei Vorwärtsgänge V17 und V18 oberhalb des Direktganges anzuordnen, sind die übrigen auch teilweise gegenüber den vorangegangenen Ausführungsbeispielen geändert, wie dies den Kraftflüssen gemäß Fig. 12 und der Tabelle gemäß Fig. 13 zu entnehmen ist.

Fig. 14 zeigt eine Auslegungsalternative eines als Direktganggetriebes ausgeführten Gruppengetriebes gemäß Fig. 8, wobei jedoch keine Rangegruppe vorgesehen ist. Demzufolge sind gleiche Bauteile mit den gleichen Bezugszeichen, wie in Fig. 8 versehen.

Fig. 15 zeigt dazu in einer Tabelle die Stellungen S1l bis S4r der Gangwechselkupplungen S1 bis S4 für das Gruppengetriebe gemäß Fig. 14. Aus einem Vergleich der Tabelle Fig. 15 mit der Tabelle Fig. 10 ergibt sich, dass die Gänge V1 bis V9 und R1 bis R3 des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 den Gängen V1 bis V19 und R1 bis R3 des Gruppengetriebes gemäß Fig. 8 entsprechen, wenn die Funktionalität der Ranggruppe und damit der Gangwechselkupplung S5 fortgelassen wird.

Fig. 16 zeigt in einer Tabelle eine mögliche Zähnezahl der Losräder und der Festräder des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 wobei in der untersten Zeile die sich daraus an jeder Zahnradpaarung ergebende Einzelübersetzung i_{einzel} eingetragen ist.

Im Fall der ersten Eingangskonstanten K_1 ist das Losrad das Antriebszahnrad 21 und das Festrad das Festrad 19.

Im Fall der zweiten Eingangskonstanten K_2 ist das Losrad das Antriebszahnrad 22 und das Festrad das Festrad 20.

Im Fall der dritten Eingangskonstanten K_3 ist das Losrad das Antriebszahnrad 3 und das Festrad das Festrad 2.

Im Fall der vordersten Zahnradstufe G_2 ist das Losrad das Losrad 36 und das Festrad das Festrad 32.

Im Fall der mittleren Zahnradstufe G_1 ist das Losrad das Losrad 37 und das Festrad das Festrad 33.

Im Fall der dem Rückwärtsgang zugeordneten Zahnradstufe GR ist das Losrad das Losrad 34 und das Festrad das Festrad 97.

Fig. 17 zeigt in einer Tabelle die sich aus den Übersetzungen i gemäß Fig. 16 für die einzelnen Vorwärtsgänge V_1 bis V_9 ergebenden Gesamtübersetzungen i_{ges} des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14. In der untersten Zeile ist der Stufensprung ϕ zwischen zwei Vorwärtsgängen V_1 - V_2 bzw. V_2 - V_3 bzw. V_3 - V_4 bzw. V_4 - V_5 bzw. V_5 - V_6 bzw. V_6 - V_7 bzw. V_7 - V_8 bzw. V_8 - V_9 aufgetragen. Dabei ist die geometrische Gangabstufung der Stufensprünge ϕ ersichtlich. Diese geometrische Gangabstufung steht bekanntermaßen im Gegensatz zur progressiven Gangabstufung. Kennzeichnend für diese geometrische Auslegung des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 ist, dass alle Vorwärtsgänge V_4 bis V_6 , die mit der vorderen Zahnradstufe G_2 gebildet werden, ebenso direkt aufeinander abfolgen, wie diejenigen Vorwärtsgänge V_1 bis V_3 , die mit der mittleren Zahnradpaar G_1 gebildet werden. Folglich gilt für die Stufensprünge ϕ :

$$\varphi_{V1-V2} = \varphi_{V4-V5} \quad \text{und} \quad \varphi_{V2-V3} = \varphi_{V5-V6}.$$

Der Stufensprung φ_{V3-V4} zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 ist frei wählbar. Der Stufensprung φ_{V7-V8} wird bestimmt durch das Verhältnis der Übersetzungen der zweiten und der dritten Eingangskonstanten K2 und K3. Somit gilt außerdem:

$$\varphi_{V2-V3} = \varphi_{V5-V6} = \varphi_{V7-V8}.$$

Der Stufensprung φ zwischen dem als Direktgang ausgeführten Vorwärtsgang V9 und dem achten Vorwärtsgang V8 hängt wiederum vom Verhältnis der Übersetzungen der beiden ersten Eingangskonstanten K1 und K2 ab, so dass sich eine weitere Abhängigkeit ergibt:

$$\varphi_{V1-V2} = \varphi_{V4-V5} = \varphi_{V8-V9}.$$

Werden die Vorwärtsgänge in der zuvor beschriebenen Weise gebildet, besteht der Nachteil, dass die Stufensprünge φ zwischen höheren Vorwärtsgängen kleiner sind als die Stufensprünge φ zwischen niedrigeren Vorwärtsgängen, so dass die meisten wünschenswerten progressive Gangabstufung nicht erreicht wird.

Dieses Problem lässt sich jedoch umgehen, indem die Vorwärtsgänge nach einem anderen Grundprinzip gebildet werden. Kern dieses Prinzips ist, dass die Vorwärtsgänge, die mit der vorersten Zahnradstufe G2 gebildet werden, nicht alle direkt aufeinander abfolgen. Wie in Fig. 18 ersichtlich ist, ist dazu die Abfolge der geschalteten Gangwechselkupplungen S1 bis S4 verändert. Ferner sind für dieses andere Prinzip andere Zähnezahlen ideal, die sich aus Fig. 19 ergeben.

Dazu zeigt Fig. 18 in einer Tabelle die Stellungen S1l bis S4r der Gangwechselkupplungen S1 bis S4 für das mit einer quasi-progressiven Gangabstufung ausgelegte Gruppengetriebe gemäß Fig. 14. Im Folgenden werden nur die Unterschiede zur Tabelle gemäß Fig. 15 erläutert. Der fünfte Vorwärtsgang V5 ist identisch zum achten Vorwärtsgang V8 aus Fig. 15 geschaltet. Der sechste Vorwärtsgang V6 ist identisch zum fünften Vorwärtsgang V5 aus Fig. 15 geschaltet. Der achte Vorwärtsgang V8 ist identisch zum sechsten Vorwärtsgang V6 aus Fig. 15 geschaltet.

Fig. 19 entspricht Fig. 16, wobei jedoch andere Zähnezahlen und demzufolge andere Einzelübersetzungen i_{einzel} vorgesehen sind. Aus diesen Einzelübersetzungen i_{einzel} ergeben sich analog Fig. 16 die in Fig. 20 dargestellten Stufensprünge ϕ . Im Gegensatz zu der Auslegung gemäß Fig. 15 bis Fig. 17 gelten nun folgende Randbedingungen:

$$\phi_{V1-V2} = \phi_{V4-V6} \quad \text{und} \quad \phi_{V2-V3} = \phi_{V6-V8}.$$

Wie man aus der Tabelle Fig. 20 sieht, gelten ferner die Bedingungen:

$$\phi_{V4-V5} = \phi_{V8-V9} \quad \text{und} \quad \phi_{V5-V6} = \phi_{V7-V8}.$$

Eine sehr sinnvolle Gangabstufung ergibt sich bei dieser Auslegung dann, wenn drei Gruppen von jeweils etwa gleich großen Stufensprüngen ϕ gebildet werden:

- $\phi_{V4-V5} \approx \phi_{V5-V6} \approx \phi_{V6-V7} \approx \phi_{V7-V8} \approx \phi_{V8-V9} = x$
- $x \leq \phi_{V3-V4} \leq x^2$; vorzugsweise: $\phi_{V3-V4} \approx x^{3/2}$
- $\phi_{V1-V2} \approx \phi_{V2-V3} \approx x^2$.

Die sich so ergebende Gangabstufung stellt eine Mischung aus geometrischer und progressiver Stufung dar und wird somit als quasi-progressiv bezeichnet werden.

Eine Weiterbildung dieser quasi-progressiven Gangabstufung lässt sich erzielen, indem bei Verwendung der in Fig. 18 dargestellten Schaltungsabfolge auf den fünften Vorwärtsgang V5 verzichtet wird. Bei einer Wahl der einzelnen Zähnezahlen entsprechend der Tabelle Fig. 21 liegt dann entsprechend der Tabelle Fig. 22 eine fast ideal progressive Gangabstufung vor. In diesem Fall sind dann allerdings nur noch acht Vorwärtsgänge vorgesehen.

Zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem achten Vorwärtsgang V8 weist diese Gruppengetriebeauslegung gemäß Fig. 21 und Fig. 22 einen streng monoton fallenden Verlauf der Stufensprünge ϕ und somit eine tatsächlich progressive Gangabstufung auf. Einzig der Stufensprung ϕ zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 ist zwar im Sinne einer rein progressiven Stufung etwas zu klein, aber immer noch gut nutzbar. Prinzipbedingt ist dieser Stufensprung ϕ_{V1-V2} gleich dem Stufensprung ϕ_{V4-V5} zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5.

$$\phi_{V1-V2} = \phi_{V4-V5} \quad .$$

Theoretisch ist noch ein weiterer Vorwärtsgang als Zwischengang V4b zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 nutzbar. Dieser Zwischengang V4b passt zwar nicht in die geometrische Gangabstufung. Der Zwischengang kann im praktischen Fahrbetrieb aber dann genutzt werden, wenn beispielsweise in einer bestimmten Fahrsituation eine Rückschaltung wünschenswert bzw. erforderlich ist, aber eine Rückschaltung vom fünften Vorwärtsgang V5 in den vierten Vor-

wärtsgang V4 in der konkreten Fahrsituation einen zu großen Drehzahlsprung bewirken würde.

In der gleichen Weise kann der Zwischengang V4b beim Hochschalten genutzt werden, wenn eine Schaltung vom vierten Vorwärtsgang V4 in den fünften Vorwärtsgang V5 einen in der jeweiligen Fahrsituation zu großen Drehzahlsprung zur Folge hätte. Dies kann beispielsweise bei einem hohen Fahrzeugbelastungszustand und gleichzeitiger Fahrt in einer Steigung der Fall sein. Ein zu großer Drehzahlsprung könnte hier zur Folge haben, dass - bedingt durch das sich zu tief einstellende Motordrehzahlniveau - die Motorleistung im fünften Vorwärtsgang unter der Motorleistung im vierten Vorwärtsgang liegt, so dass ein erneuter Rückschaltvorgang erforderlich wäre, damit das Fahrzeug nicht an Geschwindigkeit verliert.

Die entsprechenden Übersetzungen mit dem Zwischengang 4b auf Basis der vorangegangenen Getriebeauslegung sind in der Tabelle Fig. 23 dargestellt.

Die in Fig. 15 bis Fig. 17 dargestellte Ausführungsform des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 als geometrisch abgestuftes Gruppengetriebe mit neun Gängen kann auch als Schnellganggetriebe ausgelegt werden. Bei einem solchen Schnellganggetriebe weisen ein Vorwärtsgang oder mehrere Vorwärtsgänge eine Gesamtübersetzung i_{ges} auf, die kleiner ist, als die Gesamtübersetzung $i_{ges}=1$ des Direktganges. Auf eine detaillierte Beschreibung wird an dieser Stelle aufgrund der ansonsten grundsätzlichen Ähnlichkeit verzichtet.

Im Folgenden wird die Auslegung der vorgenannten Ausführungsformen als Schnellganggetriebe erläutert. Ein solches Schnellganggetriebe weist im Gegensatz zu den zuvor genannten Getrieben zumindest einen Vorwärtsgang auf, der in Schnelle

übersetzt bzw. ein kleineres Übersetzungsverhältnis aufweist, als der Direktgang. Dem gegenüber stehen die Direktganggetriebe, deren höchster Gang der Direktgang ist.

Die beiden in Fig. 18 bis. Fig. 23 dargestellten quasi-progressiv bzw. ideal progressiv gestuften Ausführungsformen des Gruppengetriebes gemäß Fig. 14 können ebenfalls als Schnellganggetriebe ausgelegt werden. Hier ändern sich einige grundsätzliche Eigenschaften, so dass die jeweiligen Ausführungsformen im Folgenden gesondert beschrieben werden.

Bei der progressiv gestuften Auslegung als Schnellganggetriebe mit acht Vorwärtsgängen entsteht eine Gangabstufung, die sich in noch stärkerem Maße als bei der progressiv gestuften Auslegung als Schnellganggetriebes mit acht Vorwärtsgängen einer ideal progressiven Gangabstufung annähert. Im Unterschied zur Auslegung als Direktganggetriebe wird bei der Auslegung als Schnellganggetriebe ein - normalerweise nicht genutzter - Zwischengang über die vordere Zahnradstufe G2 gebildet. Waren bei der Auslegung als Direktganggetriebe noch die Stufensprünge ϕ_{V1-V2} und ϕ_{V4-V5} identisch, so sind es hier prinzipbedingt die Stufensprünge ϕ_{V2-V3} und ϕ_{V4-V5} .

$$\phi_{V2-V3} = \phi_{V4-V5}$$

Die identischen Stufensprünge ϕ liegen also näher bei einander, was im Hinblick auf den Verlauf der Stufensprünge von Vorteil ist. Es ist in diesem Zusammenhang vorteilhaft, auch den dazwischen liegenden Stufensprung ϕ_{V3-V4} ähnlich groß zu wählen. Es gilt dann:

$$\phi_{V3-V4} \approx \phi_{V2-V3} = \phi_{V4-V5},$$

oder anders formuliert:

Die Stufensprünge ϕ_{v2-v3} , ϕ_{v3-v4} und ϕ_{v4-v5} werden zumindest annähernd gleich groß gewählt.

Außerdem ist bei der Auslegung als Schnellganggetriebe mit ausschließlich einem Schnellgang der Stufensprung ϕ_{v1-v2} frei wählbar, so dass sich insgesamt ein monoton fallender Verlauf für die Stufensprünge ϕ über sämtliche Gänge ergibt, was bei der Ausführung als Direktganggetriebe nicht möglich ist. Die Tabellen Fig. 24 und Fig. 25 stellen eine solche Auslegung als Schnellganggetriebe mit ausschließlich einem Schnellgang dar.

In der Tabelle Fig. 26 ist die vorausgegangene Auslegung dargestellt, wobei jedoch zusätzlich ein Zwischengang 4b vorgesehen ist. Die Nutzung dieses Zwischenganges 4b braucht aus den zu Fig. 23 bereits genannten Gründen im Normalfall jedoch nicht erfolgen.

Fig. 27 bis Fig. 29 zeigen ein weiteres Gruppengetriebe mit einer quasi-progressiven Stufung. Die Auswahl der Übersetzung ist dabei so vorgenommen, dass die beiden untersten Stufensprünge größer sind als die oberen Stufensprünge derselben Gruppe 210 bzw. 211.

Für die untere Gruppe 210 ergeben sich dann beispielsweise für die einzelnen Stufensprünge ϕ folgende Zusammenhänge:

- $\phi_{v3-v4} \approx \phi_{v4-v5} \approx \phi_{v5-v6} \approx \phi_{v6-v7} \approx \phi_{v7-v8} \approx \phi_{v8-v9} = x$
- $\phi_{v1-v2} \approx \phi_{v2-v3} \approx x^2$.

Alternativ dazu kann der Stufensprung ϕ_{V3-V4} auch anders ausgelegt werden. Analog zu dem oben beschriebenen Splitgetriebe kann der Stufensprung ϕ von x im Bereich

$$x \leq \phi_{V3-V4} \leq x^2$$

gewählt werden. Ein Wert größer als x stellt insbesondere für eine Variante mit fünfzehn Vorwärtsgängen analog zu Fig. 10 eine vorteilhafte Ausgestaltung dar, da durch das Auslassen der unteren drei Vorwärtsgänge in der oberen Gruppe 211 entsprechend die drei großen Stufensprünge nicht wieder auftreten.

Die beiden großen Stufensprünge treten dann prinzipiell auch in der oberen Gruppe 211 auf. Da bei den oberen Vorwärtsgängen im Hinblick auf die Fahrbarkeit jedoch kleine Stufensprünge realisiert werden sollten, ist es sinnvoll, die beiden untersten Vorwärtsgänge in der oberen Gruppe 211 nicht zu nutzen. Auf diese Weise erhält man dann ein Gruppengetriebe mit sechzehn Vorwärtsgängen und mit zwei weit gestuften Kriechgängen. Die mittlere Zahnradstufe G1 wird in der oberen Gruppe 211 in nur einem - nämlich den zehnten - Vorwärtsgang V10 genutzt. Verzichtet man auf die Nutzung dieses zehnten Vorwärtsganges V10, so kann die mittlere Zahnradstufe G1 analog zur oben beschriebenen Vorgehensweise als echte Kriechgangzahnradstufe mit einer sehr schmalen Verzahnung ausgeführt werden. Die Übersetzung der Rangegruppe 312 ist dabei jeweils so zu wählen, dass sich beim Wechsel der Rangegruppe 312 ein sinnvoller - d.h. nicht zu großer - Stufensprung ergibt.

Einige der in den Tabellen Fig. 4, Fig. 10, Fig. 13, Fig. 15 und Fig. 29 dargestellten Neutralzustände N sind nicht zwingend erforderlich, um den jeweils gewünschten Gang einzule-

gen. Diese Neutralzustände N sind in den Tabellen eingeklammert dargestellt. Beispielsweise muss bei der für das Gruppengetriebe 79 gemäß Fig. 1 in Tabelle Fig. 4 dargestellten Schaltung in den zweiten Vorwärtsgang V2 nicht zwingend die zweite Gangwechselkupplung S2 in den Neutralzustand N2 gebracht werden. Stattdessen kann diese zweite Gangwechselkupplung S2 nach dem Schalten aus dem ersten Vorwärtsgang V1 in den zweiten Vorwärtsgang V2 auch in der vorderen Stellung S21 verbleiben. Dies hat zum einen den Vorteil, dass eine Schaltbewegung ausgelassen werden kann, zum anderen verliert die Zwischenwelle 4 nicht an Drehzahl, so dass für die nächstfolgende Schaltung in den dritten Vorwärtsgang V3 oder darüber hinaus eine geringere Synchronleistung erforderlich ist. Jedoch muss in diesem Fall die Zwischenwelle mitsamt einer Verzahnung mitgeschleppt wird, so dass etwas höhere Schleppverluste die Folge sind. Diese etwas höheren Schleppverluste sind in den betreffenden Gängen jedoch nicht verbrauchsrelevant.

Bei dem Gruppengetriebe gemäß Fig. 1 bis Fig. 4 ist der Direktgang ohne Untersetzung in der Rangegruppe 12 der vorletzte Vorwärtsgang V17. Demzufolge ist dieses Gruppengetriebe ein Einfach-Schnellgang-Getriebe. Neben dieser Ausführung als Einfach-Schnellgang-Getriebe kann das Gruppengetriebe auch als Direktganggetriebe gemäß Fig. 8 bis Fig. 10 ausgeführt sein. Bei einem solchen Direktganggetriebe ist der Direktgang der letzte Vorwärtsgang V18. Ferner kann das Gruppengetriebe auch als Zweifach-Schnellgang-Getriebe gemäß Fig. 11 bis Fig. 13 ausgeführt sein. Eine zeichnerisch nicht dargestellte Ausführungsform als Dreifach-Schnellgang-Getriebe ist ebenfalls möglich. Bei der Ausführungsform als Dreifach-Schnellgang-Getriebe ist der zweite Vorwärtsgang der Hauptgruppe ins Schnelle ausgelegt, so dass sich in Kombination mit allen

drei Übersetzungen der Vorschaltgruppe Übersetzungen $i < 1$ ergeben.

In einer alternativen Ausgestaltung der Erfindung sind nur zwei Eingangskonstanten vorgesehen. Dabei wird im Gegensatz zu Fig. 1 bzw. Fig. 3 bzw. Fig. 6 bzw. Fig. 7 bzw. Fig. 8 bzw. Fig. 11 bzw. Fig. 14 bzw. Fig. 27 auf die dritte bzw. hinterste Eingangskonstante K_3 verzichtet. Damit wird axialer Bauraum eingespart und auf Gänge verzichtet. Anstelle der Gangwechselkupplung S_2 ist in dieser Ausgestaltung eine „halbe Gangwechselkupplung“ vorgesehen. Eine solche „halbe Gangwechselkupplung“ weist nur eine Neutralstellung und eine einseitige Kopplungsmöglichkeit auf.

In einer weiteren alternativen Ausgestaltung sind mehr als drei Eingangskonstanten vorgesehen.

Ebenso kann auch gegenüber den vorgenannten Figuren auf eine Zahnradstufe im Hauptgetriebe verzichtet werden.

Bei den beschriebenen Ausführungsformen handelt es sich nur um beispielhafte Ausgestaltungen. Eine Kombination der beschriebenen Merkmale für unterschiedliche Ausführungsformen ist ebenfalls möglich. Weitere, insbesondere nicht beschriebene Merkmale der zur Erfindung gehörenden Vorrichtungsteile, sind den in den Zeichnungen dargestellten Geometrien der Vorrichtungsteile zu entnehmen.

Patentansprüche

1. Gruppengetriebe (79) für ein Kraftfahrzeug, bei welchem eine Eingangswelle (14), eine Zwischenwelle (4) und eine Hauptwelle (23)
 - aufeinander folgend
 - koaxial zueinander und
 - parallel versetzt zu mindestens einer Vorgelegewelle (15)angeordnet sind, wobei zwei schaltbare Losräder (Antriebsräder 21, 22) als Teil von Eingangskonstanten (K1, K2) koaxial auf der Eingangswelle (14) und der Zwischenwelle (4) gelagert sind, wobei diesen zwei Eingangskonstanten (K1, K2) im Kraftfluss mindestens zwei Zahnradstufen (G2, G1, GR) einer Hauptgruppe (16) folgen, die zwei koaxial auf der Hauptwelle (23) gelagerte und mit dieser drehfest koppelbare Losräder (36, 37, 34) umfassen, wobei die Vorgelegewelle (15) in einem Direktgang hinsichtlich ihrer Drehbewegung von der Eingangswelle (14), der Zwischenwelle (4) und der Hauptwelle (23) entkoppelbar ist.
2. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zusätzlich zu den zwei schaltbaren Losrädern (Antriebsräder 21, Antriebsrad 22) ein drittes weiteres

schaltbares Losrad (3) koaxial auf der Zwischenwelle (4) gelagert ist, so dass sich eine dritte Eingangskonstante (K3) bildet, wobei der Kraftfluss im Gruppengetriebe wahlweise über eine der drei Eingangskonstanten (K1, K2 oder K3) und im Anschluss über die in der Hauptgruppe (16) liegende zweite Zahnradstufe (G2 bzw. G1 bzw. GR) verläuft, welche dabei ein weiteres koaxial auf der Hauptwelle (23) gelagertes und mit dieser drehfest koppelbares Losrad (36 bzw. 37 bzw. 34) der zweiten Zahnradstufe umfasst.

3. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine der zwei bzw. drei Eingangskonstanten (K1, K2, K3) mit der Zwischenwelle (4) koppelbar ist, wobei diese eine Eingangskonstante (K2 bzw. K3) einer anderen mit der Eingangswelle (14) koppelbaren Eingangskonstanten (K1) im Kraftfluss folgt, so dass die eine Eingangskonstante (K2 bzw. K3) als weitere Zahnradstufe genutzt wird.
4. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass beim Kraftfluss über die beiden Eingangskonstanten (K2 bzw. K3 und K1) eine Gangwechselkupplung (S3) zur drehfesten Verbindung der Zwischenwelle (4) mit der Hauptwelle (23) eingerückt ist.
5. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass diese Gangwechselkupplung (S3) zur drehfesten Verbindung der Zwischenwelle (4) mit der Hauptwelle ferner eine Stellung aufweist, in welcher eine drehfeste Verbindung

zwischen der Hauptwelle (23) und einem Losrad (36) der Hauptgruppe (16) herstellbar ist.

6. Gruppengetriebe nach einem der Patentansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass alternativ zur einen Eingangskonstanten (K2 bzw. K3) auch die dritte Eingangskonstante (K3 bzw. K2) mittels einer Gangwechselkupplung (S2) mit der Zwischenwelle (4) koppelbar ist, so dass auch diese dritte Eingangskonstante (K3 bzw. K2) der anderen mit der Eingangswelle (14) koppelbaren Eingangskonstanten (K1) im Kraftfluss folgen kann.
7. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zur Entkopplung der Vorgelegewelle (15) im Direktgang zwei axial zwischen den drei Losrädern (Antriebsräder 21, 22, 3) der Eingangskonstanten (K1, K2, K3) angeordnete Gangwechselkupplungen (S1, S2) mit jeweils zwei einrückbaren Stellungen (S1l, S1r, S2l, S2r) und einer Neutralstellung (N1, N2) vorgesehen sind, wobei mittels der ersten Gangwechselkupplung (S1) einerseits in der einen einrückbaren Stellung (S1l) das eingangsseitige Losrad (Antriebszahnrad 21) der Eingangskonstanten (K1) drehfest mit der Eingangswelle (14) koppelbar ist und andererseits in der anderen einrückbaren Stellung (S1r) die Eingangswelle (14) und die Zwischenwelle (4) drehfest miteinander koppelbar sind, wobei mittels der zweiten Gangwechselkupplung (S2) einerseits in der einen einrückbaren Stellung (S2l) das dem eingangsseitige Losrad (Antriebszahnrad 21) der vordersten Eingangskonstanten (K1) folgende Losrad (Antriebszahnrad 22) drehfest mit der Zwischenwelle (4) koppelbar ist und andererseits in der anderen einrückbaren Stellung (S2r) das dritte Losrad (Antriebszahn-

rad 3) mit der Zwischenwelle (4) drehfest koppelbar ist, wobei eine Gangwechselkupplung (S1) dafür in eine rechte einrückbare Stellung (S1r) und die andere Gangwechselkupplung (S2) dafür in eine mittlere Neutralstellung (N2) gebracht wird, so dass keine drehfeste Verbindung zwischen den Losrädern (22, 3) und der Zwischenwelle (4) besteht.

8. Gruppengetriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest zwei - insbesondere drei - Vorgelegewellen (15a, 15b) derart angeordnet sind, dass Verzahnungen von Verzahnungseingriffen zwischen den Losrädern (Antriebszahnrad 22, 3) der Zwischenwelle (4) und Festrädern (20, 2) der Vorgelegewellen (15a, 15b) schrägverzahnt oder geradverzahnt sind, wobei sich Radialkräfte an diesen Verzahnungseingriffen in Summe derart aufheben, dass die Zwischenwelle (4) im Wesentlichen nicht mit einer aus den Zahneingriffen resultierenden Radialkraft belastet wird, wobei die Zwischenwelle (4) gegenüber der Eingangswelle (14) und Hauptwelle ausschließlich axial gelagert ist.
9. Gruppengetriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest zwei - insbesondere drei - Vorgelegewellen (15a, 15b) derart angeordnet sind, dass Verzahnungen von Verzahnungseingriffen zwischen den Losrädern (Antriebszahnrad 22, 3) der Zwischenwelle (4) und Festrädern (20, 2) der Vorgelegewellen (15a, 15b) schrägverzahnt oder geradverzahnt sind, wobei sich Radialkräfte an diesen Verzahnungseingriffen in Summe derart aufheben, dass die

Zwischenwelle (4) im Wesentlichen nicht mit einer aus den Zahneingriffen resultierenden Radialkraft belastet wird, wobei die Losräder der Zwischenwelle im erschütterungsfreien Betrieb gegenüber der Zwischenwelle ausschließlich axial gelagert sind.

10. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Lagerung der Zwischenwelle (4) gegenüber der Eingangswelle (14) und/oder der Hauptwelle (23) eine Wälzlagerung ist, deren einer Lagerring (Lageraußenring 102) ein radiales Spiel (104) aufweist.
11. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest zwei - insbesondere drei - Vorgelegewellen (15a, 15b) derart angeordnet sind, dass Verzahnungen von Verzahnungseingriffen zwischen den Losrädern (Antriebszahnrad 22, 3) der Zwischenwelle (4) und Festrädern (20, 2) der Vorgelegewellen (15a, 15b) schrägverzahnt oder geradverzahnt sind, wobei sich Radialkräfte an diesen Verzahnungseingriffen in Summe derart aufheben, dass die Zwischenwelle (4) im Wesentlichen nicht mit einer aus den Zahneingriffen resultierenden Radialkraft belastet wird, wobei an der Zwischenwelle (4) zumindest ein Wälzlager vorgesehen ist, welches zumindest doppelt so hohe Axialkräfte aufnehmen kann, wie Radialkräfte.
12. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Wälzlager an der Zwischenwelle zumindest neunmal so hohe Axialkräfte aufnehmen kann, wie Radialkräfte.

13. Gruppengetriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass
Schaltungen automatisiert sind.
14. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 13,
dadurch gekennzeichnet, dass
ein Stellglied zur Betätigung der Gangwechselkupplung
(S1) genau zwei Stellungen (S1l und S1r) einnehmen kann,
so dass eine mittlere Neutralstellung (N1) zwar beim
Schalten zwischen diesen beiden Stellung (S1l, S1r)
durchlaufen wird, aber nicht aktiv gehalten werden kann.
15. Gruppengetriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass
einige der Übersetzungssprünge zwischen je zwei benachbarten Gängen voneinander abweichen.
16. Gruppengetriebe nach Patentanspruch 15,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Übersetzungssprünge zwischen je zwei benachbarten unteren Gängen signifikant größer sind als die Übersetzungssprünge zwischen je zwei benachbarten höheren Gängen.

Fig. 1

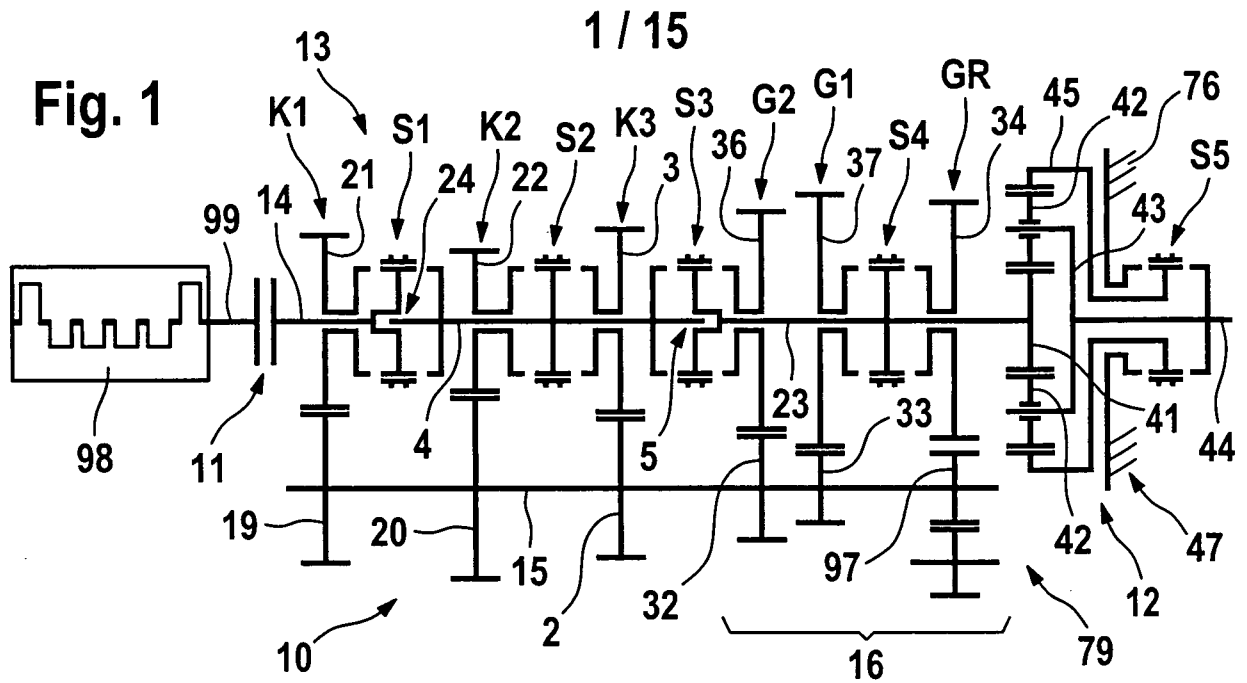
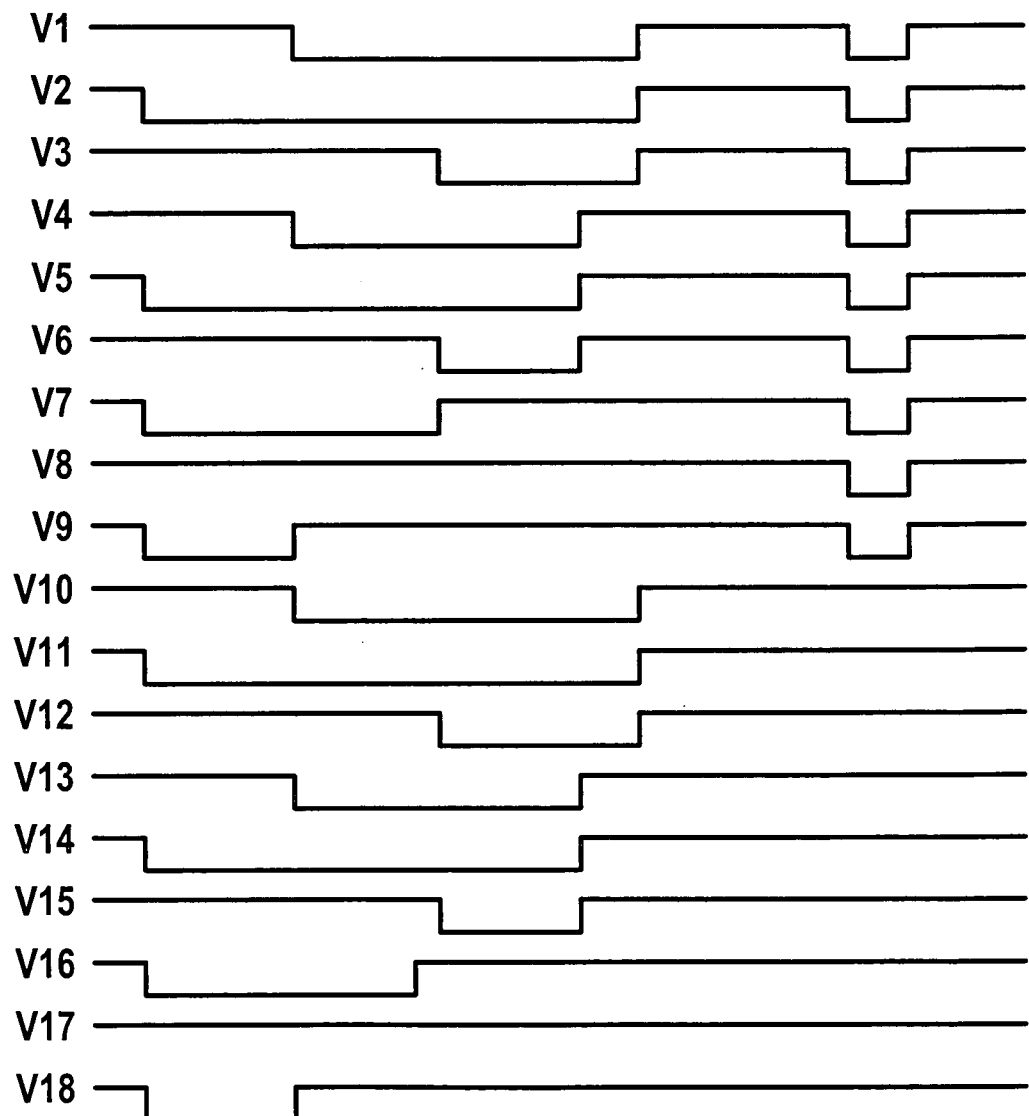
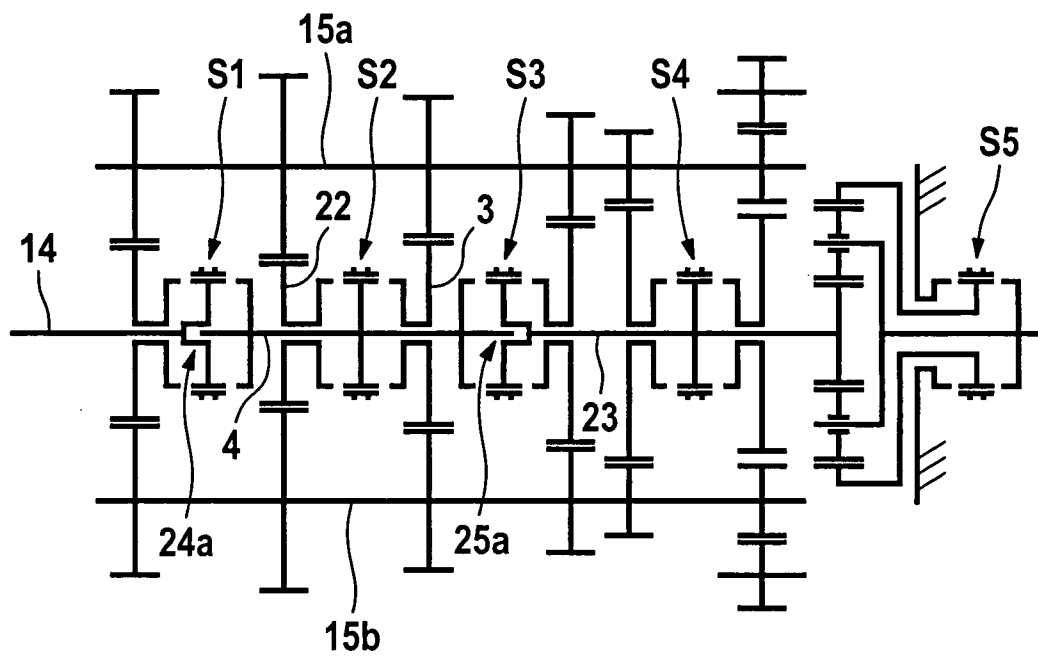


Fig. 2



2 / 15

Fig. 3



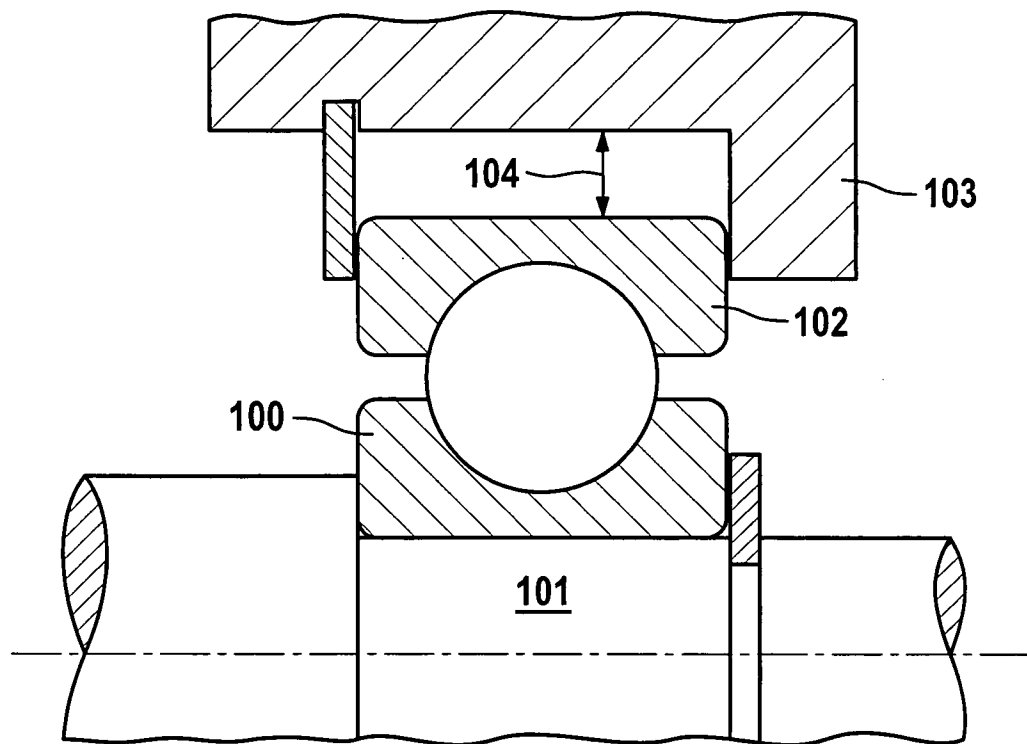
3 / 15

Fig. 4

Gang	S1		S2			S3			S4			S5	
	S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r	S5l	S5r
V1		●	●				○		●			●	
V2	●			(○)			○		●			●	
V3		●			●		○		●			●	
V4		●	●					●		○		●	
V5	●			(○)				●		○		●	
V6		●			●			●		○		●	
V7	●				●	●				○		●	
V8		●		○		●				○		●	
V9	●		●			●				○		●	
V10		●	●				○		●				●
V11	●			(○)			○		●				●
V12		●			●		○		●				●
V13		●	●					●		○			●
V14	●			(○)				●		○			●
V15		●			●			●		○			●
V16	●				●	●				○			●
V17		●		○		●				○			●
V18	●		●			●				○			●
R1		●	●				○				●	●	
R2	●			(○)			○				●	●	
R3		●			●		○				●	●	
R4		●	●				○				●		●
R5	●			(○)			○				●		●
R6		●			●		○				●		●

4 / 15

Fig. 5



5 / 15

Fig. 6

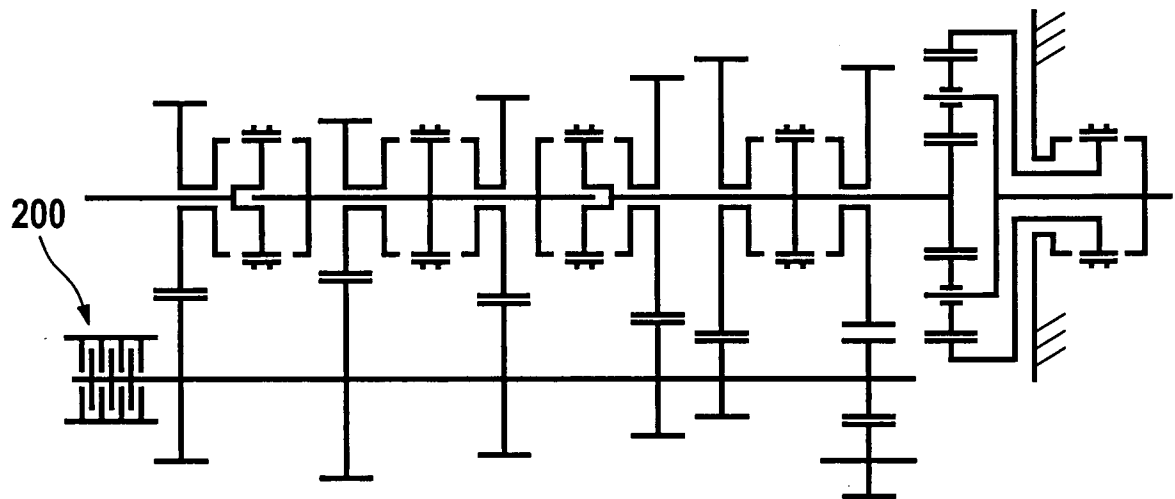
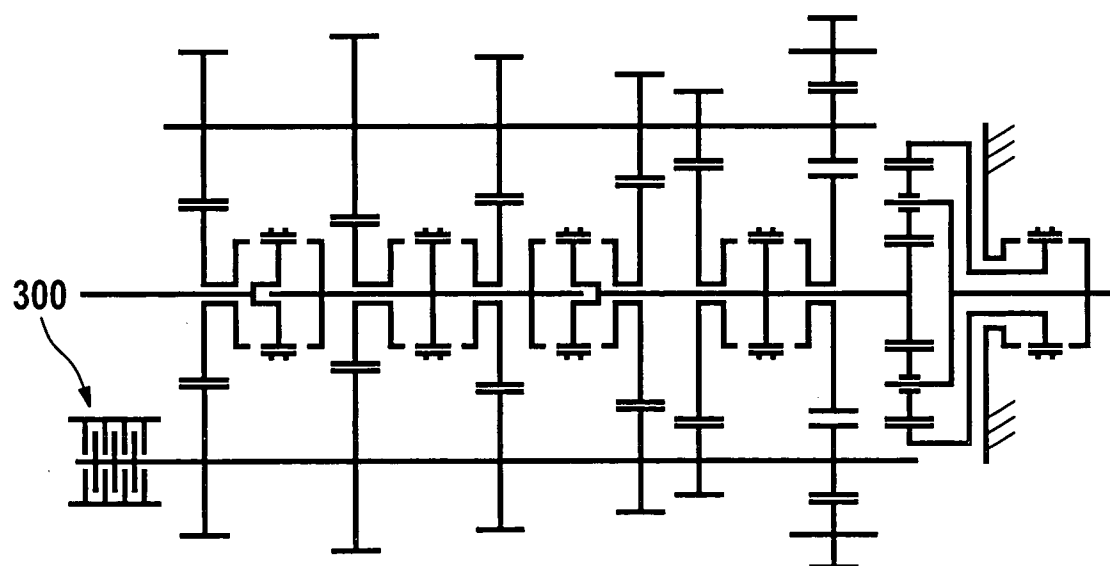
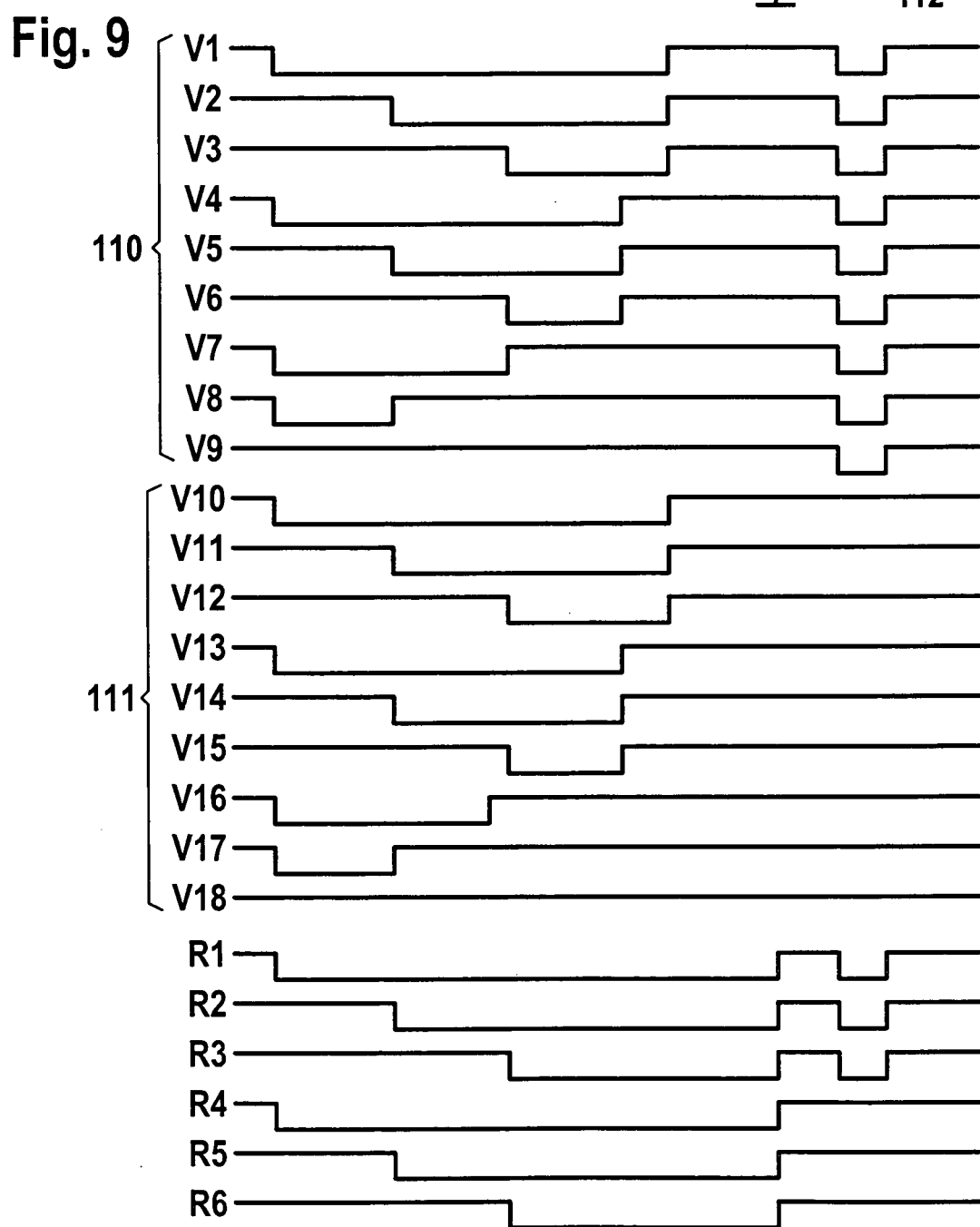
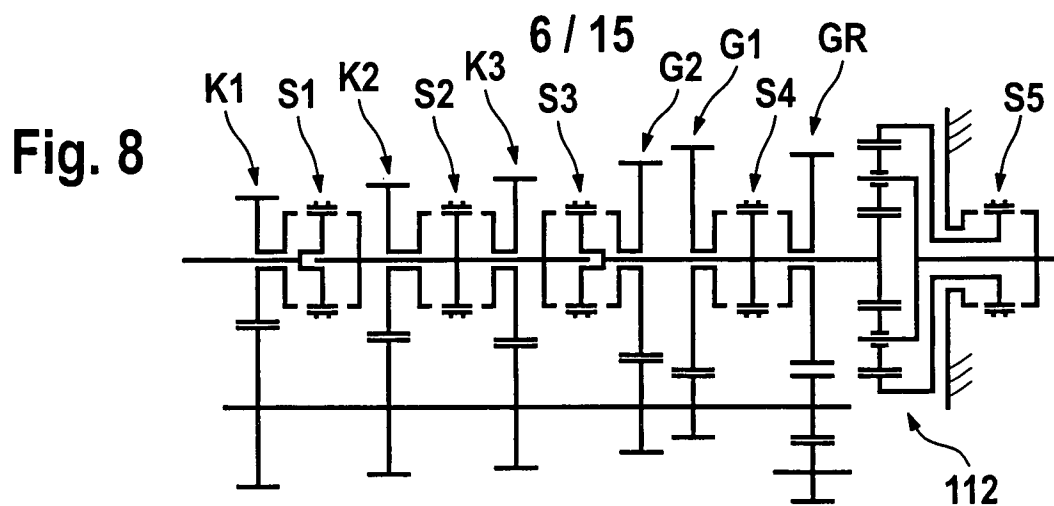


Fig. 7





7 / 15

Fig. 10

Gang	S1		S2			S3			S4			S5	
	S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r	S5l	S5r
V1	●			(○)			○		●			●	
V2		●	●				○		●			●	
V3		●			●		○		●			●	
V4	●			(○)				●		○		●	
V5		●	●					●		○		●	
V6		●			●			●		○		●	
V7	●		●			●				○		●	
V8	●				●	●				○		●	
V9		●		○		●				○		●	
(V10)	●			(○)			○		●				●
(V11)		●	●				○		●				●
(V12)		●			●		○		●				●
V13	●			(○)				●		○			●
V14		●	●					●		○			●
V15		●			●			●		○			●
V16	●		●			●				○			●
V17	●				●	●				○			●
V18		●		○		●				○			●
R1	●			(○)			○				●	●	
R2		●	●				○				●	●	
R3		●			●		○				●	●	
R4	●			(○)			○				●		●
R5		●	●				○				●		●
R6		●			●		○				●		●

8 / 15

Fig. 11

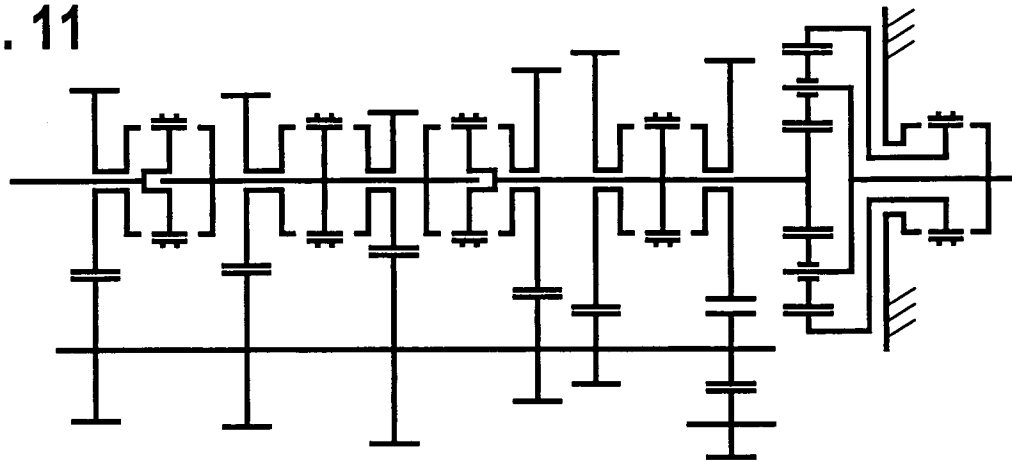
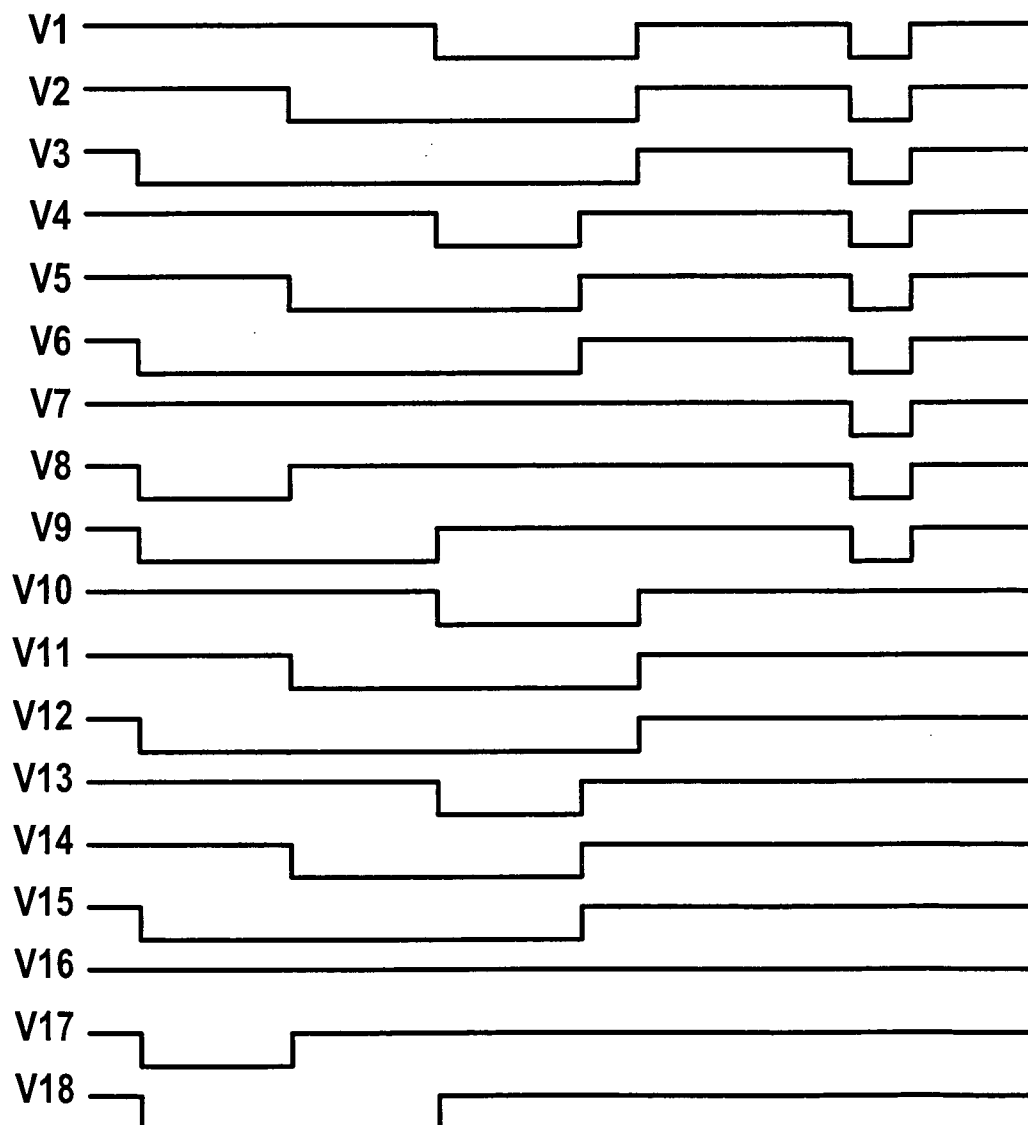


Fig. 12



9 / 15

Fig. 13

Gang	S1		S2			S3			S4			S5	
	S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r	S5l	S5r
V1		●			●		○		●			●	
V2		●	●				○		●			●	
V3	●			(○)			○		●			●	
V4		●			●			●		○		●	
V5		●	●					●		○		●	
V6	●			(○)				●		○		●	
V7		●		○		●				○		●	
V8	●		●			●				○		●	
V9	●				●	●				○		●	
V10		●			●		○		●				●
V11		●	●				○		●				●
V12	●			(○)			○		●				●
V13		●			●			●		○			●
V14		●	●					●		○			●
V15	●			(○)				●		○			●
V16		●		○		●				○			●
V17	●		●			●				○			●
V18	●				●	●				○			●
R1		●			●		○				●	●	
R2		●	●				○				●	●	
R3	●			(○)			○				●	●	
R4		●			●		○				●		●
R5		●	●				○				●		●
R6	●			(○)			○				●		●

Fig. 14

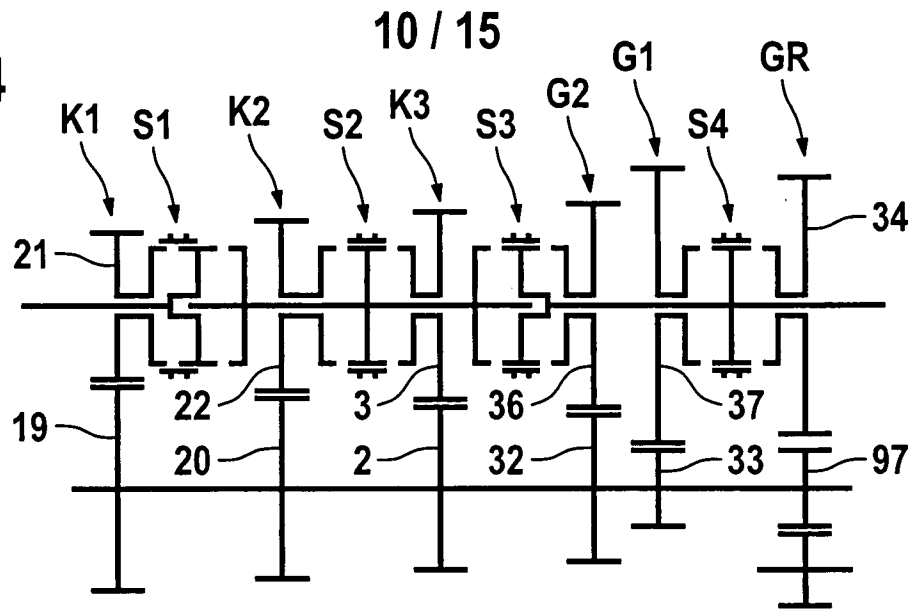


Fig. 15

Gang	S1		S2			S3			S4		
	S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r
V1	●			(○)			○		●		
V2		●	●				○		●		
V3		●			●		○		●		
V4	●			(○)				●		○	
V5		●	●					●		○	
V6		●			●			●		○	
V7	●		●			●				○	
V8	●				●	●				○	
V9		●		○		●				○	
R1	●			(○)			○				●
R2		●	●				○				●
R3		●			●		○				●

Fig. 16

Eingangskonstante / Zahnradstufe	K1	K2	K3	G2	G1	GR
Losrad	48	57	67	97	121	121
Festrade	104	95	85	55	31	31
i_{einzel}	2,167	1,667	1,269	1,764	3,903	-3,903

11 / 15

Fig. 17

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K2	K3	K1	K1	-
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	G2	G2	G2	K3	K2	-
i_{ges}	8,46	6,51	4,95	3,82	2,94	2,24	1,71	1,3	1,00
ϕ	1,300	1,314	1,296	1,300	1,314	1,310	1,314	1,300	

Fig. 18

Gang	S1		S2			S3			S4		
	S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r
V1	●			○			○		●		
V2		●	●				○		●		
V3		●			●		○		●		
V4	●			○				●		○	
V5	●				●	●				○	
V6		●	●					●		○	
V7	●		●			●				○	
V8		●			●			●		○	
V9		●		○		●				○	
R1	●			○			○				●
R2		●	●				○				●
R3		●			●		○				●

12 / 15

Fig. 19

Eingangskonstante / Zahnradstufe	K1	K2	K3	G2	G1	GR
Losrad	45	59	74	82	119	119
Festrade	107	93	78	70	33	33
i_{einzel}	2,378	1,576	1,054	1,171	3,606	-3,606

Fig. 20

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K1	K2	K1	K3	-
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	G2	K3	G2	K2	G2	-
i_{ges}	8,57	5,68	3,80	2,79	2,26	1,85	1,51	1,23	1,00
φ	1,508	1,495	1,365	1,235	1,222	1,224	1,222	1,235	

Fig. 21

Eingangskonstante / Zahnradstufe	K1	K2	K3	G2	G1	GR
Losrad	44	56	74	80	121	121
Festrade	108	96	78	72	31	31
i_{einzel}	2,455	1,714	1,054	1,171	3,903	-3,903

Fig. 22

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K2	K1	K3	-
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	G2	G2	K2	G2	-
i_{ges}	8,57	5,68	3,80	2,79	1,85	1,51	1,23	1,00
φ	1,432	1,626	1,509	1,432	1,330	1,223	1,171	

13 / 15

Fig. 23

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V4b	V5	V6	V7	V8
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K1	K2	K1	K3	-
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	G2	K3	G2	K2	G2	-
i_{ges}	8,57	5,68	3,80	2,79	2,33	1,85	1,51	1,23	1,00
Φ	1,432	1,626	1,509	1,171	1,223	1,330	1,223	1,171	

Fig. 24

Eingangskonstante / Zahnradstufe	K1	K2	K3	G2	G1	GR
Losrad	45	63	78	71	121	121
Festrad	107	89	74	81	31	31
i_{einzel}	2,378	1,413	0,949	0,877	3,903	-3,903

Fig. 25

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K1	K	-	K3
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	K3	K2	G2	-	G2
i_{ges}	9,28	5,51	3,70	2,51	1,68	1,24	1,00	0,83
Φ	1,683	1,489	1,477	1,489	1,359	1,238	1,203	

Fig. 26

Vorwärtsgang	V1	V2	V3	V4	V4b	V5	V6	V7	V8
Eingangskonstante	K1	K2	K3	K1	K1	K1	K	-	K3
Zahnradstufe / zweite Eingangs- konstante	G1	G1	G1	K3	G2	K2	G2	-	G2
i_{ges}	9,28	5,51	3,70	2,51	2,08	1,68	1,24	1,00	0,83
Φ	1,683	1,489	1,477	1,203	1,238	1,359	1,238	1,203	

14 / 15

Fig. 27

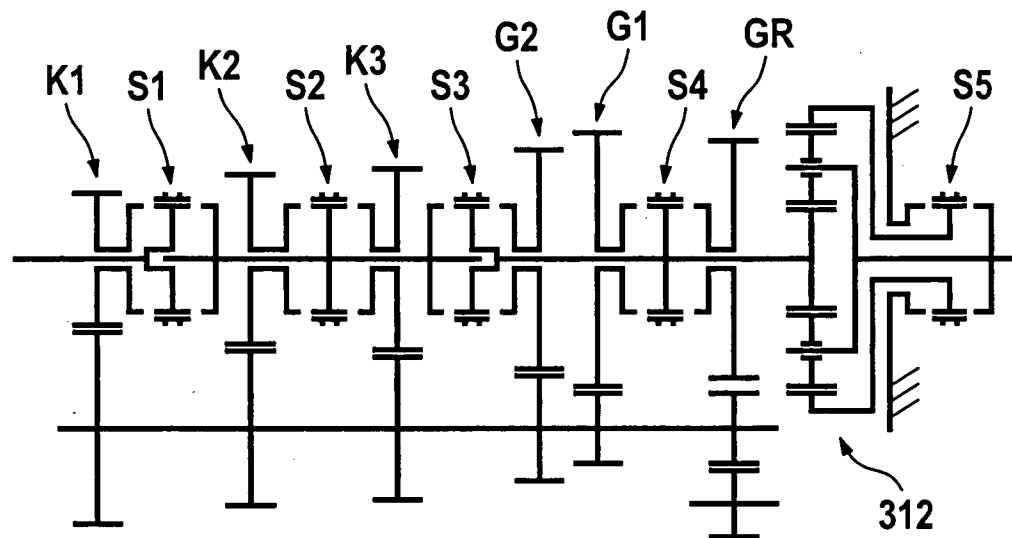
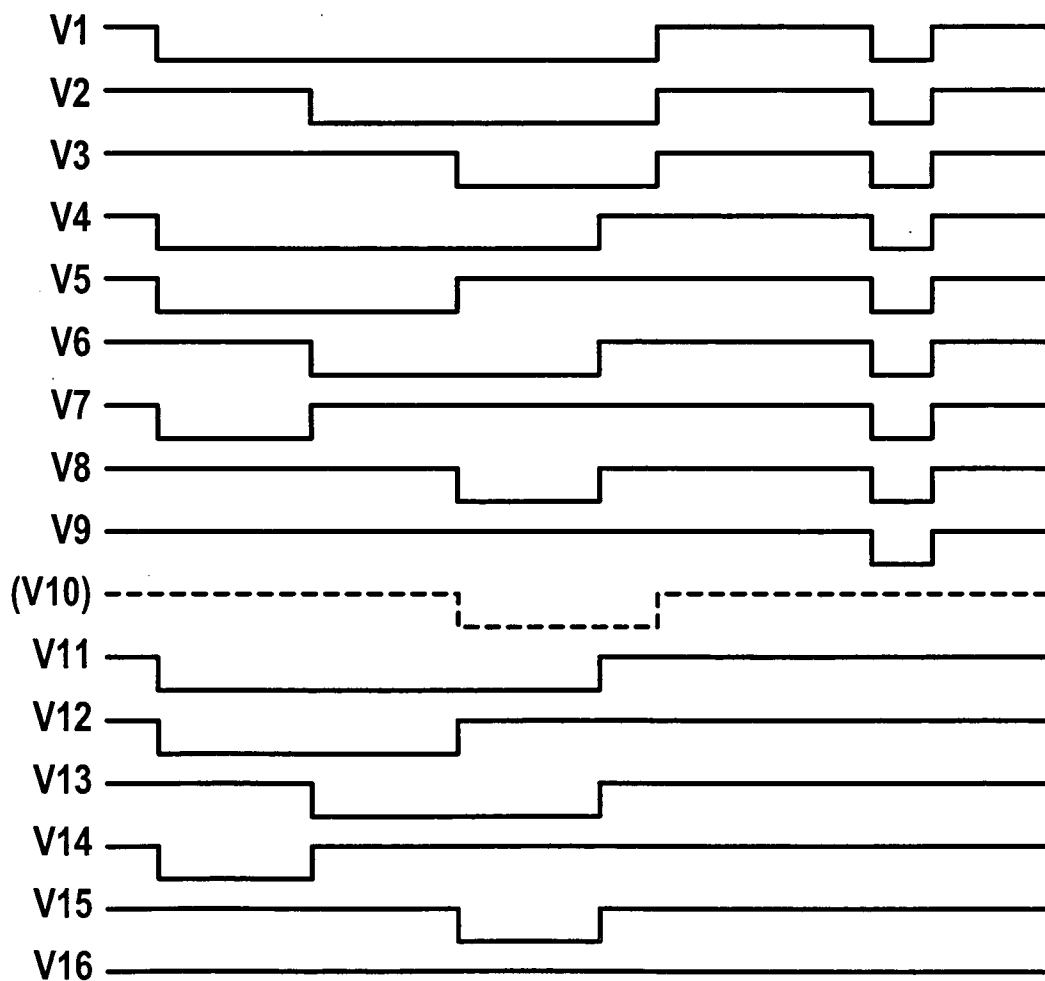


Fig. 28



15 / 15

Fig. 29

	Gang	S1		S2			S3			S4			S5	
		S1l	S1r	S2l	N2	S2r	S3l	N3	S3r	S4l	N4	S4r	S5l	S5r
210	V1	●			(○)			○		●			●	
	V2		●	●				○		●			●	
	V3		●			●		○		●			●	
	V4	●			(○)				●		○		●	
	V5	●				●	●				○		●	
	V6		●	●					●		○		●	
	V7	●		●			●				○		●	
	V8		●			●			●		○		●	
	V9		●		(○)		●				○		●	
211	(V10)		●			●		○		●				●
	V11	●			(○)				●		○			●
	V12	●				●	●				○			●
	V13		●	●					●		○			●
	V14	●		●			●				○			●
	V15		●			●			●		○			●
	V16		●	●	(○)		●				○			●
	R1	●			(○)			○					●	●
	R2		●	●				○					●	●
	R3		●			●		○					●	●
	R4	●			(○)			○					●	●
	R5		●	●				○					●	●
	R6		●			●		○					●	●