



(10) **DE 101 65 096 B3** 2015.08.13

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **101 65 096.5**  
(22) Anmeldetag: **11.07.2001**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **13.08.2015**

(51) Int Cl.: **F16H 3/08 (2006.01)**  
**F16H 63/50 (2006.01)**  
**F16H 3/091 (2006.01)**  
**B60K 6/40 (2007.10)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(66) Innere Priorität:

<b>100 35 335.5</b>	<b>18.07.2000</b>
<b>100 38 455.2</b>	<b>07.08.2000</b>
<b>101 08 990.2</b>	<b>23.02.2001</b>
<b>101 15 056.3</b>	<b>27.03.2001</b>
<b>101 15 055.5</b>	<b>27.03.2001</b>
<b>101 19 879.5</b>	<b>24.04.2001</b>

(62) Teilung aus:  
**101 33 695.0**

(73) Patentinhaber:

**Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 91074  
Herzogenaurach, DE**

(72) Erfinder:

**Berger, Reinhard, Dr., 77815 Bühl, DE; Pels,  
Thomas, 77855 Achern, DE; Reik, Wolfgang, Dr.,  
77815 Bühl, DE; Reitz, Dierk, 76530 Baden-Baden,  
DE; Fischer, Robert, Dr., 77815 Bühl, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:  
**siehe Folgeseiten**

(54) Bezeichnung: **Getriebe**

(57) Hauptanspruch: Getriebe (101), für ein Kraftfahrzeug, mit einer ersten Elektromaschine (110a) zum Antrieb einer ersten Getriebeeingangswelle (102a) und einer zweiten Elektromaschine (110b) zum Antrieb einer zweiten Getriebeeingangswelle (102b), mit zumindest einer Getriebeausgangswelle (103), mit zumindest einem schaltbaren Gang (II, IV), über den die erste Getriebeeingangswelle (102a) in Wirkverbindung mit der Getriebeausgangswelle (103) bringbar ist, wobei der zumindest eine schaltbare Gang (II, IV) durch ein auf der ersten Getriebeeingangswelle (102a) angeordnetes Losrad (112, 113) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (103) angeordnetes Festrad (116, 117) gebildet ist,

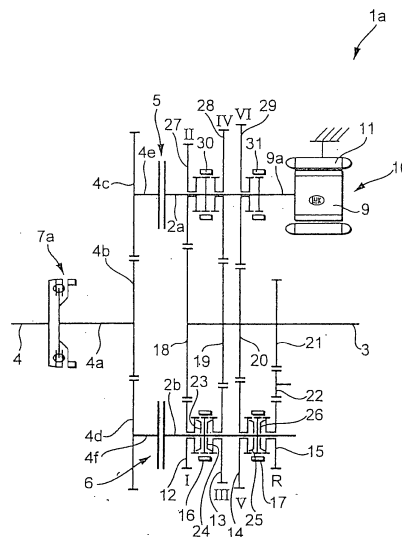
und

mit zumindest einem weiteren schaltbaren Gang (I, III), über den die zweite Getriebeeingangswelle (102b) in Wirkverbindung mit der Getriebeausgangswelle (103) bringbar ist,

wobei der zumindest eine weitere schaltbare Gang (I, III) durch ein auf der zweiten Getriebeeingangswelle (102b) angeordnetes Losrad (114, 115) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (103) angeordnetes Festrad (118, 119) gebildet ist,

dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Elektromaschinen (110a, 110b) einander entgegengesetzt und die diesen zugeordneten Getriebeeingangswellen (102a, 102b) koaxial zueinander zwischen den Elektromaschinen (110a, 110b) angeordnet sind, wobei der zumindest eine schaltbare Gang (II, IV) durch ein auf der ersten Getriebeeingangs-

welle (102a) angeordnetes Losrad (112, 113) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (103) angeordnetes Festrad (116, 117) gebildet ist und wobei der zumindest eine weitere schaltbare Gang (I, III) durch ein auf der zweiten Getriebeeingangswelle (102b) angeordnetes Losrad (114, 115) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (103) angeordnetes Festrad (118, 119) gebildet ist.



(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	24 00 760	A1
DE	29 25 675	A1
DE	30 48 972	A1
DE	32 43 513	A1
DE	34 11 092	A1
DE	34 11 239	A1
DE	34 18 671	A1
DE	35 46 454	A1
DE	36 28 774	A1
DE	36 30 398	A1
DE	37 21 712	A1
DE	42 39 289	A1
DE	42 39 291	A1
DE	43 06 505	A1
DE	100 33 649	A1
DE	101 16 705	A1
DE	101 19 748	A1
DE	101 22 084	A1
DE	198 59 458	A1
DE	199 03 936	A1
DE	199 45 473	A1
DE	690 07 797	T2

**Beschreibung**

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Getriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Derartige Getriebe sind insbesondere in Verbindung mit Brennkraftmaschinen und der Trennung der Getriebeeingangswellen jeweils durch eine Kupplung von der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine an sich bekannt und bilden den Stand der Technik für die Aufgabe, diese Getriebe weiterzubilden und zu automatisieren.

**[0002]** Aus der DE 199 03 936 A1 ist ein Getriebe für Kraftfahrzeuge mit einer ein Drehmoment eines Verbrennungsmotors einleitenden Eingangswelle bekannt, welche mit zwei Umlaufgetrieben gekoppelt ist, wobei jedes dieser Umlaufgetriebe Sonnenrad, Hohlrad, Planetenträger und Planeten aufweist. Jedes Sonnenrad ist mit einer Elektromaschine verbunden. Jedes der Hohlräder ist mit einer Getriebewelle verbunden, auf welcher Eingangszahnräder koppelbar angeordnet sind. Diese Eingangszahnräder kämmen mit Ausgangszahnrädern, welche gemeinsam auf einer Ausgangswelle angeordnet sind. Die beiden Elektromaschinen können dabei nebeneinander und die beiden Planetengetriebebesätze spiegelbildlich zueinander angeordnet sein.

**[0003]** Ein Aspekt der Aufgabe ist dabei, das vorgenannte Getriebe in automatischer Ausführung kostengünstig herzustellen, ein anderer Aspekt der Aufgabe liegt in der ökonomischen Betriebsweise eines Antriebsstranges mit einem derartigen Getriebe. Erfindungsgemäß gelöst wird diese Aufgabe durch ein Getriebe mit den Merkmalen gemäß Patentanspruch 1.

**[0004]** Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen dargelegt.

**[0005]** Die Erfindung wird anhand der **Fig. 1** bis **Fig. 35b** näher erläutert. Dabei zeigen:

**[0006]** **Fig. 1** bis **Fig. 10** vorteilhafte Ausführungsbeispiele eines Doppelkupplungsgetriebes mit einer Brennkraftmaschine und einer Elektromaschine in schematischer Darstellung sowie Details hierzu,

**[0007]** **Fig. 11** eine schematische Darstellung eines Doppelkupplungsgetriebes mit zwei Elektromaschinen,

**[0008]** **Fig. 12** und **Fig. 13** Diagramme zur drehzahlabhängigen Leistung von Elektromaschinen,

**[0009]** **Fig. 14** bis **Fig. 18** Momentenverläufe von Ausführungsbeispielen über die Schaltzeit zwischen zwei Gängen,

**[0010]** **Fig. 19** ein Ablaufprogramm für die Beendigung eines Rekuperationsvorganges,

**[0011]** **Fig. 20** ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes,

**[0012]** **Fig. 21** und **Fig. 22** vorteilhafte Ausführungsbeispiele eines Doppelkupplungsgetriebes in schematischer Darstellung

**[0013]** **Fig. 23** eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels eines Endbetätigungsmechanismus für das Doppelkupplungsgetriebe der **Fig. 2**,

**[0014]** **Fig. 24a** ein Fahrzeug mit automatisiert betätigbarer Kupplung und Getriebe,

**[0015]** **Fig. 24b** ein Fahrzeug mit verzweigtem Antriebsstrang,

**[0016]** **Fig. 25** Endausgangsmechanismen mit Endbetätigungsmechanismus,

**[0017]** **Fig. 26a** Wirkungsweise eines Nebenbetätigungselements,

**[0018]** **Fig. 26b** Wirkungsweise eines Nebenbetätigungselements,

**[0019]** **Fig. 26c** Wirkungsweise eines Nebenbetätigungselements,

**[0020]** **Fig. 26d** Wirkungsweise eines Nebenbetätigungselements,

**[0021]** **Fig. 27** ein Diagramm bezüglich des Schaltwellendrehwinkels und der Kupplungsmuffenbewegung,

**[0022]** **Fig. 28a** eine Anordnung eines Hauptbetätigungselementes und eines Nebenbetätigungselements auf einer Schaltwelle,

**[0023]** **Fig. 28b** eine Anordnung eines Hauptbetätigungselementes und eines Nebenbetätigungselements auf einer Schaltwelle,

**[0024]** **Fig. 29a** eine Anordnung eines Hauptbetätigungselementes und zweier besonders breiter Nebenbetätigungselemente zur Betätigung von zwei Endausgangsmechanismen zugleich,

**[0025]** **Fig. 29b** eine Anordnung eines Hauptbetätigungselementes und zweier besonders breiter Nebenbetätigungselemente zur Betätigung von zwei Endausgangsmechanismen zugleich,

**[0026]** **Fig. 30** Ausgestaltungen von Nebenbetätigungselementen,

**[0027]** **Fig. 31** Schaltwellenposition und H-Schaltbild,

**[0028]** Fig. 32 Schaltwellenposition und H-Schaltbild mit breitem Nebenbetätigungselement,

**[0029]** Fig. 33a eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem herkömmlichen Handschaltgetriebe,

**[0030]** Fig. 33b Hülse des Betätigungselementes,

**[0031]** Fig. 34a eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem automatisierten Schaltgetriebe,

**[0032]** Fig. 34b ein Seitenelement,

**[0033]** Fig. 34c ein buchsenförmiges Element,

**[0034]** Fig. 35a eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem Doppelkupplungsgetriebe und und

**[0035]** Fig. 35b ein Seitenelement.

**[0036]** Die Fig. 1 bis Fig. 10 zeigen in schematischer Darstellungsweise verschiedene, nicht einschränkend aufzufassende Ausführungsbeispiele von Doppelkupplungsgetrieben **1a** bis **1m**. Die Doppelkupplungsgetriebe **1a** bis **1m** enthalten jeweils zwei Getriebewellen **2a**, **2b** sowie zumindest eine Ausgangswelle **3** beziehungsweise **3a**, **3b** in Fig. 2a, die über ein Differential, eine Leistungsverzweigung wie Viskokupplung, Leistungsverzweigungsgetriebe und/oder dergleichen mit zumindest einem Antriebsrad, vorzugsweise zwei beziehungsweise vier Antriebsrädern antriebsmäßig verbunden ist und damit das Antriebsmoment auf das zumindest eine Antriebsrad zur Fortbewegung des Fahrzeugs überträgt, wobei ein von den Rädern zum Zwecke der Rekuperation eingetragenes Schubmoment auch in umgekehrter Drehmomentrichtung in das Getriebe eingetragen werden kann. Zwischen der von einer Brennkraftmaschine angetriebenen Kurbelwelle **4** und den Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** ist jeweils eine Reibungskupplung **5**, **6** vorgesehen, die die entsprechende Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** von der Kurbelwelle **4** abkoppelbar vorsieht. Im Verlauf des Drehmoments zwischen der Kurbelwelle **4** und den Kupplungen **5**, **6** kann optional jeweils eine Dämpfungseinrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen und/oder Axial- oder Taumelschwingungen vorgesehen sein, beispielsweise ein zwischen zwei Kurbelwellenästen **4**, **4a** angeordnetes Zweimassenschwungrad **7a** oder ein Torsionsschwingungsdämpfer **7b** in einer Kupplungsscheibe. Es versteht sich, daß das Zweimassenschwungrad – wie an sich bekannt – in zumindest eine vorzugsweise beide Kupplungen **5**, **6** integriert sein kann, wobei in einer bevorzugten Ausführungsform ein Zweimassenschwungrad mit Doppelkupplung, wie in den Fig. 5, Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 als Zweimassenschwungrad mit Doppelkupp-

lung **7c** besonders vorteilhaft sein kann. Die Kupplungen **5**, **6** sind vorzugsweise als Reibungskupplungen mit jeweils einer Anpreßplatte und einer mit dieser axial verlagerbaren, drehfest verbundenen Druckplatte gebildet. Es können in besonderen Anwendungsfällen auch Nasskupplungen, beispielsweise in Lamellenbauweise oder ähnlich Wandlerüberbrückungskupplungen von Drehmomentwandlern, vorteilhaft sein, die in das Getriebe integriert sein können. Es versteht sich, dass hierbei alle Vorteile bezüglich des Aufbaus von Wandlerüberbrückungskupplungen wie beispielsweise profilierte Reibbeläge, Kolbensteuerungen für den die Wandlerüberbrückungskupplung ansteuernden Kolben, Reibbelagskühlung und dergleichen vorteilhaft sein können. Bei Verwendung von Reibungskupplungen sind axial zwischen Druckplatte und Anpreßplatte Reibbeläge vorgesehen, die an einer dreh-schlüssig mit der jeweiligen Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** in Verbindung stehenden Kupplungsscheibe befestigt sind. Der Reibein-griff zwischen Druckplatte und Anpreßplatte einerseits und den Reibbelägen andererseits wird vorzugsweise durch einen axial verlagerbaren, Anpreßplatte und Druckplatte axial verspannenden Energiespeicher beispielsweise eine Tellerfeder vorgesehen, die durch eine Ausrückvorrichtung vorzugsweise axial betätigt wird, wobei die Vorspannung zwischen der Anpreßplatte, den Reibbelägen und der Druckplatte bei ausgerückter Kupplung und damit ein Reibschluss zwischen Kurbelwelle **4** und Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** aufgehoben wird. Es versteht sich, daß bei Verwendung einer Doppelkupplung **7c** eine Anpreßplatte für beide Kupplungen **5**, **6** vorgesehen werden kann, sowie eine Ausrückvorrichtung beide Kupplungen betätigen kann und zwischen eingerückter und ausgerückter Kupplung schlupfende Kupplungszustände mit einem verminderten übertragbaren Drehmoment einstellbar sind. Bezüglich einer einzusetzenden Doppelkupplung **7c** kann weiterhin eine selbstnachstellende Kupplung vorgesehen sein, die in der DE 100 16 705, die hiermit voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist, näher erläutert und beschrieben ist.

**[0037]** Die zumindest eine Ausrückvorrichtung kann automatisch mittels eines Aktors betätigt werden. Der Aktor kann hierbei elektrisch, hydraulisch, pneumatisch oder in einer Kombination dieser wirksam sein, wobei beispielsweise ein elektrischer Aktor einen Geberzylinder beaufschlagen kann, der den Betätigungsimpuls über eine hydraulische Strecke auf einen Nehmerzylinder überträgt, der die Tellerfeder axial unter Zwischenschaltung eines Ausrücklagers axial verlagert. Weiterhin kann ein elektrischer Aktor als Drehantrieb für einen Axialantrieb direkt um die Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** angeordnet sein, wobei ein oder zwei, beispielsweise ineinander geschachtelte Axialantriebe die Kupplungen **5**, **6** betätigen können.

**[0038]** Zwischen den Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** und der Getriebeausgangswelle **3** sind die Gangstufen I, II, III, IV, V, VI, R zur Bildung eines Getriebes **1a** bis **1k** mit hier sechs Vorwärts- und einem Rückwärtsgang vorgesehen, wobei diese bezüglich ihrer Übersetzung alternierend auf den Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** angeordnet sind. Der Rückwärtsgang R ist in den gezeigten Ausführungsbeispielen **1a** bis **1k** auf der Getriebeeingangswelle **2b** angeordnet. Daraus resultiert ein Schalten der Gänge in der Weise, dass beispielsweise auf der Getriebeeingangswelle **2b** ein Gang I eingelegt und die Kupplung **6** geschlossen und bei geöffneter Kupplung **5** während des Antriebs des Fahrzeugs über die Getriebeeingangswelle **2b** und die Getriebeausgangswelle(n) **3**, **3a**, **3b** mit dem Gang I der nächst folgende Gang II bereits eingelegt werden kann und im Moment der Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung nur die Kupplung **5** geschlossen und die Kupplung **6** geöffnet wird. Hierbei können beispielsweise zur Erhöhung des Fahrkomforts die Kupplungen **5**, **6** überschneidend geschaltet werden, das heißt, dass in einem Betriebsbereich beide Kupplungen **5**, **6** in schlupfender Betriebsweise Drehmoment von der Brennkraftmaschine auf die Getriebeausgangswelle **3** übertragen. Weitere vorteilhafte Getriebestrukturen eines Doppelkupplungsgetriebes sind in der DE 101 22 084 beschrieben, die hiermit voll inhaltlich in diese Anmeldung aufgenommen ist.

**[0039]** Nach dem vorliegenden Gedanken ist mit der Getriebeeingangswelle **2a** eine Elektromaschine **10** antriebsmäßig verbunden oder um diese mit dieser verbindbar angeordnet. In den gezeigten Ausführungsbeispielen ist der Rotor **9** mit der Rotorwelle **9a** radial innerhalb des Stators **11**, der gehäusefest mit dem Getriebegehäuse oder einem anderen feststehenden Bauteil verbunden ist, angeordnet.

**[0040]** Die Ausführungsbeispiele der Doppelkupplungsgetriebe **1a** bis **1k** der Fig. 1 bis Fig. 10 unterscheiden sich untereinander im wesentlichen durch die unterschiedliche Anordnung der Elektromaschine **10**, der Anordnung der Gänge I–VI, R und sich daraus ergebenden teilweise unterschiedlichen Betriebsweisen. Nachfolgend sind die unterschiedlichen Doppelkupplungsgetriebe **1a** bis **1k** näher erläutert.

**[0041]** Fig. 1 zeigt ein Doppelkupplungsgetriebe **1a** mit einem zwischen den Kurbelwellensträngen **4**, **4a** vorgesehenen Zweimassenschwungrad **7a**. In der schematischen Darstellungsweise teilt sich der Kurbelwellenstrang **4a** – wie hier gezeigt – über eine einen Formschluss bildenden Verbindung wie Zahnradverbindung mit einem zur Kurbelwellenstrang **4a** koaxialen Zahnrad **4b** und zwei mit diesem kämmenden Zahnrädern **4c**, **4d**, die jeweils koaxial auf einem Eingangsstrang **4e**, **4f** für die Kupplungen **5**, **6** der Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** angeordnet sind, wobei zwischen den Zahnrädern **4b**, **4c** beziehungs-

weise **4b**, **4d** die Übersetzung  $i = 1$  oder eine von  $i = 1$  unterschiedliche Übersetzung eingestellt sein kann und auch die Übersetzungen  $i$  zwischen den Zahnrädern **4b**, **4c** und den Zahnrädern **4b**, **4d** unterschiedlich und damit eine unterschiedliche Übersetzungsbeziehung zwischen den Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** vorgesehen sein kann. Es versteht sich, dass die hier gezeigte Anordnung der Wellen **2a**, **2b**, **3** in einer Ebene nicht für alle Getriebe dieser Art vorteilhaft sein muß sondern vielmehr die Wellen in einer räumlichen Anordnung zueinander einen geringeren Bauraum benötigen können. Weiterhin können die Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** als umeinander angeordnete Wellen ausgeführt sein, wobei eine Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** als Hohlwelle ausgestaltet ist, in der die andere geführt ist. Die beiden Kupplungen **5**, **6** trennen die Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** von der Kurbelwelle **4** und unterbinden in ausgerücktem Zustand damit den Drehmomentanschluss zur und von der Brennkraftmaschine.

**[0042]** Auf der Getriebeeingangswelle **2b** sind die Losräder **12**, **13**, **14**, **15** zur Bildung der Gänge I, III, V, R drehbar von der Kupplung **6** beginnend mit der kleinsten Übersetzung (Gang I) mit steigender Übersetzung angeordnet und mittels der Schaltmuffen oder Schiebehülsen **16**, **17**, die jeweils zwei Gänge I, III beziehungsweise V, R schalten, indem sie jeweils eines der Losräder **12**, **13** beziehungsweise **14**, **15** in an sich bekannter Weise mit der Getriebeeingangswelle **2b** drehfest verbinden oder in einer Neutralstellung, in der kein Gang geschaltet wird, positioniert sind. Die Losräder **12**, **13**, **14**, **15** kämmen zur Bildung der Übersetzungen der Gänge I, III, V, R mit jeweils einem auf der Abtriebswelle **3** drehfest angeordneten Festrad **18**, **19**, **20**, **21**, wobei zur Bildung des Rückwärtsganges R zwischen dem Festrad **21** und dem Losrad **15** ein Reversierad **22** mit beiden kämmt. Die Schaltmuffen **16**, **17** verfügen für die auf der Getriebeeingangswelle **2b** angeordneten ungeraden Gänge I, III, V mit Rückwärtsgang R, wobei der Gang I die kleinste Übersetzung aufweist und als Underdrive bezeichnet werden kann, jeweils über eine Synchronisationseinrichtung **23**, **24**, **25**, **26** wie Synchronring, die in an sich bekannter Weise ausgeführt sein kann.

**[0043]** Mit der Getriebeeingangswelle **2a** ist an dem der Kupplung **5** entgegengesetzten Ende dieser die Elektromaschine **10** über deren Rotorwelle **9a** über einen Formschluss in Umfangsrichtung verbunden, beispielsweise angeflanscht, axial verzahnt oder dergleichen. Hierbei kann die Elektromaschine **10** außerhalb des Getriebegehäuses angeordnet sein, wobei die Rotorwelle **9a** oder die nach außen geführte Getriebeeingangswelle **2a** gegen das Gehäuse abgedichtet ist. Alternativ kann die Elektromaschine **10** im Getriebegehäuse untergebracht sein, wobei es vorteilhaft sein kann, diese separat zu kapseln.

**[0044]** Weiterhin sind auf der Getriebeeingangswelle **2a** die geraden Gänge II, IV, VI angeordnet, wobei der Gang II bezüglich seiner Übersetzung zwischen Gang I und Gang III, Gang IV zwischen Gang III und Gang V und der Gang VI als Overdrive mit der größten Übersetzung ausgelegt ist. Zur Bildung der Gänge II, IV, VI sind auf der Getriebeeingangswelle **2a** die Losräder **27, 28, 29** verdrehbar angeordnet und mittels der Schaltmuffen **30, 31** mit der Getriebeeingangswelle **2a** drehfest verbindbar, wobei die Schaltmuffe **30** wahlweise einen der beiden Gänge II oder IV schalten oder in Neutralstellung, in der keiner der beiden Gänge II, IV geschaltet ist, stehen kann und die Schaltmuffe **31** den am höchsten übersetzten Gang VI schaltet oder in Neutralstellung positioniert ist. Die Losräder **27, 28, 29** kämmen mit denselben Festrädern **18, 19, 20** wie die Losräder **12, 13, 14** der Getriebeeingangswelle **2b**. Die Gänge II, IV, VI können in derselben Weise wie die Gänge I, III, IV der Getriebeeingangswelle **2b** mittels nicht dargestellter Synchronisationseinrichtungen synchronisiert sein. Alternativ können diese weggelassen werden, wobei eine Synchronisation der Losräder **27, 28, 29**, die über die Festräder **18, 19, 20** an die Drehzahl der Getriebeausgangswelle **3** gekoppelt sind, über die Elektromaschine **10** erfolgt, die die Getriebeeingangswelle **2a** hierzu zum Erzielen der Synchronisationsdrehzahl antreibt oder bremst.

**[0045]** Die Schaltmuffen **16, 17, 30, 31** werden über entsprechende – nicht dargestellte – Schaltgabeln betätigt, die diese entlang der Getriebeeingangswellen **2a, 2b** axial verschieben. Die Betätigung der Schaltgabeln erfolgt dabei automatisiert mittels eines oder mehrerer ebenfalls nicht dargestellter Aktoren, beispielsweise über eine entsprechende Kinematik ansteuernde Elektromotoren und/oder elektrische, hydraulische und/oder pneumatische Ventile. Dabei kann es vorteilhaft sein, nicht für jede Schiebepöhle einen Aktor sondern einen Aktor für die Wählbewegung zur Auswahl jeweils einer Schaltgabel für eine Schiebepöhle **30, 31** beziehungsweise **16, 17** und einen weiteren Aktor für die Schaltbewegung der ausgewählten Schaltgabel und damit der Schaltmuffe vorzusehen, so dass zur kompletten Beschaltung des Getriebes **1a** vier Aktoren, jeweils zwei Wählaktoren und zwei Schaltaktoren verwendet werden. Vorteilhaft kann weiterhin sein, die beiden Wählaktoren und die beiden Schaltaktoren zu jeweils einem Aktor zusammenzufassen, wobei der erfinderischen Gedanke darin besteht, auf der einen Getriebeeingangswelle **2a, 2b** einen Gang einzulegen, ohne auf der anderen Getriebeeingangswelle **2b, 2a** einen eingelegten Gang wieder herauszunehmen, der ebenfalls in derselben Schalt- und Wählordnung aktiviert wird. Eine derartige Anordnung von Aktoren mit der entsprechenden Kinematik ist in der DE 101 19 748 näher erläutert und beschrieben, die hiermit voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist. Ein weiteres vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel

kann eine Axialantrieb mit einem elektrischen Drehantrieb sein, der jeweils um die Schaltmuffen **16, 17, 30, 31** angeordnet ist und daher keine weiteren Vorrichtungen zur Bewegungsübertragung wie Gestänge und dergleichen benötigt. Ein derartiger Axialantrieb ist unter der **Fig. 23** der deutschen Anmeldung mit dem Aktenzeichen DE 100 33 649 beschrieben, die voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist.

**[0046]** Die Funktionsweise des Doppelkupplungsgetriebes **1a** wird anhand typischer Betriebsweisen wie Kaltstart und Warmstart der Brennkraftmaschine, typischer Hochschaltvorgang, typischer Rückschaltvorgang, Hoch- und Rückschaltvorgang von auf einer Getriebeeingangswelle **2a, 2b** angeordneten Gängen, Unterstützungsfunktion des Antriebs durch die Elektromaschine **10**, alleiniges Fahren mit der Elektromaschine **10**, Generatorfunktion der Elektromaschine **10**, Rekuperation beispielhaft erläutert.

**[0047]** Der Kaltstart, beispielsweise bei Außentemperaturen unter 0°C, kann bei diesem Ausführungsbeispiel über einen Impulsstart erfolgen. Hierzu sind bei einem Fahrwunsch in Vorwärtsrichtung anfangs beide Kupplungen **5, 6** geöffnet und die Schiebepöhlen **17, 30, 31** in Neutralstellung. Die Schaltmuffe **16** verbindet das Losrad **12** des Gangs I drehfest mit der Getriebeeingangswelle **2b**, der erste Gang, also Gang I ist eingelegt. Die Elektromaschine **10** wird bestromt und erreicht die vorgegebene Impulsdrehzahl, beispielsweise 2000 bis 6500 U/min. Die Impulsdrehzahl kann dabei in Abhängigkeit von Motorkennwerten wie beispielsweise Verdichtung, Hubraum, Zylinderzahl und/oder dergleichen, Außentemperatur, Öltemperatur, der Ruhezeit des Fahrzeugs, der Viskosität des Motor- und/oder des Getriebeöls und/oder dergleichen variabel oder werksseitig fest eingestellt werden. Die Kupplung **5** wird geschlossen und die Brennkraftmaschine gestartet. unmittelbar nach dem Start wird die Kupplung **6** geschlossen und das Fahrzeug fährt an. Die Elektromaschine **10** wird anschließend als Generator betrieben, die dabei erzeugte elektrische Energie wird an einen elektrischen Energiespeicher wie einen Akkumulator, eine Hochstrombatterie, einen Hochleistungskondensator und/oder dergleichen abgegeben. Vorteilhaft können Kombinationen dieser mit entsprechender Leistungselektronik sein, die darauf ausgelegt sind, sowohl besonders effektiv elektrische Energie längere Zeit zu speichern und in einem Kurzzeitspeicher schnell hohe Energiedichten mit hohem Wirkungsgrad aufzunehmen und auch wieder schnell abzugeben. Hierzu eignen sich insbesondere Energiespeichermethoden, die physikalische Energieeffekte wie Ladungsverteilungen, den Aufbau elektromagnetischer Felder und dergleichen benutzen, während für eine Langzeitspeicherung elektrischer Energie insbesondere über elektrochemische Stoffumwandlungen wie Akkumulatoren, Batterien oder dergleichen

vorteilhaft genutzt werden kann, wobei über entsprechende, beispielsweise diodenartige Schaltungen ein Energieaustausch bei unterschiedlichen Ladungszuständen, Spannungen kontrolliert oder ausgeschlossen wird.

**[0048]** Ein Warmstart der Brennkraftmaschine in betriebswarmem Zustand oder bei Außentemperaturen beispielsweise über 0°C kann ein Beschleunigen der Elektromaschine **10** auf Impulsdrehzahl entfallen und bei geschlossener Kupplung **5** direkt gestartet werden. Dadurch kann ein wesentlich schnellerer Start der Brennkraftmaschine erzielt werden. Es versteht sich, dass die Elektromaschine **10** bei stärkerer Auslegung, beispielsweise je nach Größe der Brennkraftmaschine bei einem Drehmoment von 100 Nm bis 250 Nm ebenfalls auf einen Impulsstart verzichtet werden kann, wobei sich für den effizienten Gebrauch der Elektromaschine **10** als Startergenerator mit Nutzung der Rekuperation sowie unterstützenden und kurzzeitigen alleinigen Betrieb des Fahrzeugs eine Auslegung des Drehmoments in Abhängigkeit von der Fahrzeuggröße und -gewicht zwischen 80 und 200 Nm als besonders vorteilhaft erwiesen hat.

**[0049]** Sobald das Fahrzeug beispielsweise in Gang I angefahren ist, wird die Kupplung **5** geöffnet und mittels der Schaltmuffe **30** Gang II eingelegt. Zur Aktivierung des Gangs bei einer entsprechenden Fahrsituation, beispielsweise bei Erreichen einer bestimmten Drehzahl der Brennkraftmaschine wird Kupplung **5** geschlossen und Kupplung **6** geöffnet. In gleicher Weise werden die folgenden Gänge III bis VI geschaltet, indem der nächst folgende Gang bei geöffneter Kupplung **5** oder **6** bereits eingelegt und dann durch einen Drehmomentwechsel von einer Getriebeeingangswelle auf die andere durch Öffnen der einen und Schließen der anderen Kupplung **5**, **6** aktiviert wird. In umgekehrter Reihenfolge, wird zurückgeschaltet. Die Wahl des nächstfolgenden Ganges kann durch Auswertung der Fahrsituation wie beispielsweise der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, der Richtung der Beschleunigung, der Drehzahlen der Getriebeeingangswellen, der Getriebeausgangswelle, der Antriebsräder, der nicht angetriebenen Räder, der Querschleunigung, dem Kraftstoffverbrauch, der Gaspedalstellung, der Beladung des Fahrzeugs, einer Anhängelast und/oder ähnlichen Parametern erfolgen. Hierzu kann es vorteilhaft sein, ein Steuergerät für das Getriebe **1a** in ein Gesamtsteuergerät des Fahrzeugs zu integrieren oder mit diesem zu vernetzen und die Meßparameter und Kennlinien weiterer Fahrzeugkomponenten wie Sensorsignale, Kennlinien der Brennkraftmaschine, von Nebenaggregaten, Bremsanlage, Kraftstoffversorgungseinrichtung und/oder dergleichen auszuwerten.

**[0050]** In bestimmten Fahrsituationen kann es vorteilhaft sein Vor- und Rückschaltungen vorzuneh-

men, bei denen ein momentan benutzter und ein Zielgang, in den geschaltet werden soll, auf der gleichen Getriebeeingangswelle, beispielsweise der Getriebeeingangswelle **2a** angeordnet sind, wie bei einer Schaltung von Gang II nach Gang IV, von Gang IV nach Gang VI. Hierzu wird beispielhaft die Schaltung von Gang II nach Gang IV auf der Getriebeeingangswelle **2a** näher erläutert. Nach einer Beschleunigung des Fahrzeugs im Gang II wird die Kupplung **5** geöffnet und zwischenzeitlich die Kupplung **6** mit eingelegtem Gang III geschlossen, wodurch die Drehzahl der Brennkraftmaschine an den Gang III angepasst werden kann und sich dadurch senkt. Hierbei muß die Getriebeeingangswelle **2a**, die im Extremfall mit Nenndrehzahl der Brennkraftmaschine drehen kann, auf die neue Synchrodrehzahl für den Gang IV abgebremst werden. Um gegebenenfalls vorhandene Synchronringe nicht überdimensioniert auslegen zu müssen beziehungsweise bei vorgesehener Synchronisation durch die Elektromaschine **10** lange Synchronisationszeiten wegen der bei diesen Drehzahlen nur mit schlechtem Wirkungsgrad arbeitenden Elektromaschine **10** zu vermeiden, kann die Synchronisation durch Abbremsen der Getriebeeingangswelle **2a** durch kurzzeitiges Schließen der Kupplung **5** erfolgen, wobei das Bremsmoment der Getriebeeingangswelle **2a** durch das Moment der Brennkraftmaschine bereitgestellt wird. Den Momentenverlauf über die Zeit während dieses Schaltvorgangs zeigt das in **Fig. 14** dargestellte Diagramm mit den Momentenverläufen **150** der Getriebeausgangswelle **3**, **151** der Brennkraftmaschine an der Getriebeeingangswelle **2a**, **152** an der Kupplung **5** und **153** der Elektromaschine **10**. Zwischen den Zeitpunkten A und B wird die Schaltmuffe **30** des Gangs II bei geöffneter Kupplung **5** lastfrei gelöst, im Bereich zwischen den Zeitpunkten B und C wird das Moment **152** der Brennkraftmaschine in dem Maße abgeschwächt, wie ein Bremsmoment **152** an der Kupplung **5** aufgebaut und damit die Getriebeeingangswelle **2a** auf eine vorgegebene Drehzahl abgebremst. Zur weiteren Synchronisation wird mittels der Elektromaschine **10** ein Bremsmoment **153** im Bereich zwischen den Zeitpunkten D und E aufgebaut, bis die Synchrodrehzahl erreicht wird, so dass im Zeitintervall D–E die Schaltmuffe **30** für den Gang IV wieder lastfrei geschlossen werden kann. Anschließend wird die Kupplung **5** wieder geschlossen und die Elektromaschine **10** gegebenenfalls wieder als Generator betrieben. Der Momentenverlauf **150** der Getriebeausgangswelle **3** bleibt während des Schaltvorgangs durch den konstanten Momenteneintrag der Brennkraftmaschine über die geschlossenen Kupplung **6** und den geschalteten Gang III konstant, so dass die Schaltung, die vorteilhafterweise kleiner als 1 Sekunde, vorzugsweise kleiner 0,7 Sekunden dauert, im wesentlichen lastschaltend erfolgt. Das hierzu korrespondierende Drehzahl-Zeit-Verhalten während dieser Schaltung von Gang II nach Gang IV ist in dem Diagramm der **Fig. 15** mit den Drehzahlen **160** der Getriebeaus-

gangswelle **3**, **161** der Brennkraftmaschine, **162** des Losrades **28** für den Gang IV und **163** der Elektromaschine **10** über die Zeit dargestellt. Im Zeitintervall A–B dreht die Elektromaschine **10** und damit die Getriebeeingangswelle **2a** mit der Drehzahl, bei der die Schaltmuffe **30** gelöst wurde und wird durch das eingetragene Moment der Brennkraftmaschine durch Schließen der Kupplung **5** im Zeitintervall C–D abgebremst. Das Losrad **28** wird durch die steigende Drehzahl **160** der Brennkraftmaschine, die die Getriebeausgangswelle **3** antreibt, ebenfalls mit steigender, entsprechend der Übersetzung zwischen dem Festrad **19** und dem Losrad **28** mit verminderter Drehzahl **162** angetrieben, so dass die fallende Drehzahl **163** der Elektromaschine **10**, die hierzu ein Bremsmoment für die Getriebeeingangswelle **2a** generiert, und die Drehzahl **162** des Losrades **28** sich im Bereich des Zeitpunkts D der Synchrondrehzahl nähern und anschließend im Zeitintervall D–E die Schaltmuffe **30** den Gang IV einlegen kann.

**[0051]** Bei einer Rückschaltung von einem aktivierten Gang in einen Gang auf derselben Getriebeeingangswelle, beispielsweise auf der Getriebeeingangswelle **2a**, das heißt von Gang VI auf Gang IV oder von Gang IV auf Gang II, beispielsweise wenn das Fahrzeug mit niedriger Drehzahl der Brennkraftmaschine gefahren wird und eine schnelle Beschleunigung vom Fahrer gewünscht wird, beispielsweise über eine Kick-Down-Betätigung des Fahrpedals, wird das Antriebsmoment zur Zugkraftauffüllung über die Getriebeeingangswelle **2b** geführt. Am Beispiel einer Rückschaltung von Gang IV nach Gang II soll die Vorgehensweise für diesen Schaltmodus näher erläutert werden. Nach der Lastanforderung wird zuerst die Brennkraftmaschine auf Vollast beschleunigt und die Kupplung **5** nur kurzzeitig zum lastfreien Ausrücken der Schiebehülse **30** geöffnet und dann wieder teilweise geschlossen, das heißt schlupfend betrieben, so dass nur ein Teil des von der Brennkraftmaschine bereitgestellten Drehmoments in die Kupplung **5** und dadurch in die Getriebeeingangswelle **2a** eingeleitet wird. Die Kupplung **5** kann dabei so angesteuert werden, dass nur ein vorgegebenes Moment auf die Getriebeeingangswelle **2a** übertragen wird. Als zumindest eine Meßgröße zur Steuerung der Kupplung **5** kann hierbei zumindest eine Drehzahl der Kurbelwelle **4**, der Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** und/oder der Getriebeausgangswelle **3** dienen. Durch den begrenzten Drehmomenteintrag erhöht die Brennkraftmaschine ihre Drehzahl, wodurch diese die Synchrondrehzahl für den Gang III auf der Getriebeeingangswelle **2a** erreicht. Die Kupplung **6** wird zuerst teilweise geschlossen, das heißt schlupfend betrieben und Gang III wird mittels der Schaltmuffe **16** geschaltet, während Kupplung **5** ganz geschlossen wird, wobei die Brennkraftmaschine unter optionaler Mitwirkung der Elektromaschine **10** die Getriebeeingangswelle **2a** auf die neue Synchrondrehzahl des Gangs II beschleunigt. Nach Erreichen die-

ser wird Kupplung **6** vollständig ausgerückt und Gang II mittels der Schaltmuffe **30** eingelegt. Die Fig. 16 zeigt hierzu den Drehzahlverlauf **170** der Getriebeausgangswelle **3**, **171** des Losrades **27** des Gangs II, **172** des Losrades **28** des Gangs IV und **173** der Brennkraftmaschine während eines Schaltvorgangs von Gang IV nach Gang II über die Zeit. Hierbei wird die Drehzahl **173** der Brennkraftmaschine bei nahezu konstanter Drehzahl **170** der Getriebeausgangswelle **3** an die durch deren Übersetzung unterschiedlichen Drehzahlen **171**, **172** der Losräder **27**, **28** angeglichen, indem die Brennkraftmaschine einerseits über die Kupplung **6** und über Gang III ein Drehmoment in die Getriebeausgangswelle **3** einspeist und andererseits die Getriebeeingangswelle **2a** über einen Reibschluss der Kupplung **5** beschleunigt bis im Punkt **171a** die Synchrondrehzahl zwischen Losrad **27** und Getriebeeingangswelle **2a** erreicht ist. Der dazugehörige Drehmomentverlauf in Abhängigkeit von der Zeit während des Schaltvorgangs ist in Fig. 17 gezeigt.

**[0052]** Hierbei zeigt der Momentenverlauf **183** der Brennkraftmaschine einen steigenden Drehmomenteintrag in das Getriebe **1a** bis zum Zeitpunkt Z, an dem die Kupplung **5** geöffnet wird und der Gang II bei Synchronisationsdrehzahl eingelegt wird. Anschließend wird die Kupplung **5** in einer Überschneidungsschaltung geschlossen und Kupplung **6** geöffnet. Der Verlauf der Momentenkurve **181** zeigt das Trägheitsmoment des Rotors **9** der Elektromaschine **10**. Am Punkt **181a** wird dieses durch Momenteneintrag durch die Brennkraftmaschine bei schlupfender Kupplung **5** gewandelt, während die Getriebeeingangswelle **2a** mit dem Rotor **9** beschleunigt wird. Die Beschleunigung der Getriebeeingangswelle **2a** erfolgt dabei wesentlich schneller als bei einer Beschleunigung durch die Elektromaschine **10**, die zusätzlich zur Beschleunigung dieser bestromt werden kann. Der Momentenverlauf **180** der Getriebeausgangswelle **3** ist im wesentlichen konstant und erfährt durch die Schaltung eine Drehmomentwandlung. Fig. 18 zeigt den Momentenverlauf **191** der an der Kupplung **5** während des Schaltvorgangs von Gang IV nach Gang II anliegenden Momente sowie den zugehörigen Momentenverlauf **190** für die Kupplung **6**. Vor Einleitung der Schaltung zum Zeitpunkt 0 wird das Fahrzeug über die Kupplung **5** und eingelegtem Gang IV mit geringem Moment betrieben, mittels der Schiebehülse **16** wird Gang II eingelegt. Zum Zeitpunkt Z = 1 wird Kupplung **5** geöffnet und Kupplung **6** geschlossen, dann Gang IV ausgerückt. Das Fahrzeug wird ab Z = 2 über Kupplung **6** und Gang III angetrieben und über die schlupfende Kupplung **5** wird die Getriebeeingangswelle **2a** mitsamt Rotor **9** beschleunigt. Bei Erreichen der Synchronisationsdrehzahl bei Z = 3 wird die Kupplung **5** geöffnet und Gang II eingelegt. Zum Zeitpunkt Z = 4 wird die Kupplung **6** geöffnet und die Kupplung **5** geschlossen.



**[0053]** Weiterhin kann es vorteilhaft sein, beim Anfahren im Gang I den Gang II nicht sofort einzulegen sondern die Kupplung **5** geschlossen zu halten und die Elektromaschine **10** solange über diese Kupplung die Getriebeeingangswelle **2a** als Generator zur Erzeugung elektrischer Energie anzutreiben, bis der Fahrer das Gaspedal betätigt. Da der Beschleunigungsvorgang im Gang I sehr kurz ist, sollte der Synchronisations- und Schaltvorgang daher in kurzer Zeit, beispielsweise in weniger als 1 s, vorzugsweise in weniger als 0,5 s abgeschlossen sein. Hierzu wird vor dem Anfahren bei geschlossener Kupplung **5** die Getriebeeingangswelle **2a** durch die auf Vollast beschleunigte Brennkraftmaschine beschleunigt und nach dem Anfahren in Gang I sofort Kupplung **5** geöffnet und die drehende Getriebeeingangswelle **2a** auf die Synchronisationsdrehzahl des Gangs II von der Elektromaschine **10** im Generatorbetrieb und/oder einer gegebenenfalls vorhandenen Synchronisationseinrichtung verzögert. Es versteht sich, dass das Fahrzeug nicht immer im Gang I angefahren werden muß, vielmehr kann es insbesondere bei schweren Fahrzeugen vorteilhaft sein, dieses mit dem Gang II anzufahren und den Gang I nur für sehr starke Steigungen oder als Kriechgang zu benutzen. In diesem und anderen Fällen spezieller Ausführungen von Doppelkupplungsgetrieben kann es vorteilhaft sein, die Elektromaschine an der Getriebeeingangswelle mit dem Gang mit der kleinsten Übersetzung – wie beispielsweise in diesem Getriebe **1b** die Elektromaschine **10** an der Getriebeeingangswelle **2b** – vorzusehen.

**[0054]** Beim Betrieb des Fahrzeugs unter Zug kann die Elektromaschine **10** wie bereits erwähnt als Generator zur Stromerzeugung betrieben werden. Weiterhin kann im Schubbetrieb die Elektromaschine **10** rekuperieren, das heißt, aus der kinetischen Energie des Fahrzeugs, die über die Getriebeausgangswelle **3** in das Getriebe **1a** eingeleitet wird, im Generatorbetrieb elektrische Energie gewinnen. Hierzu können beide Kupplungen **5**, **6** geöffnet sein, wobei in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs ein für den optimalen Wirkungsgrad bei Nenn-drehzahl der Elektromaschine **10** geeigneter Gang II, IV oder VI eingelegt werden kann. Es versteht sich, dass es vorteilhaft sein kann, in bestimmten Fahrsituationen die Brennkraftmaschine nicht abzukoppeln, um beispielsweise sein Schleppmoment zu nutzen, insbesondere wenn eine Erzeugung von elektrischer Energie beispielsweise bei voll geladenem Energiespeicher nicht nötig ist. Weiterhin kann die Brennkraftmaschine zusätzlich zur Steuerung eines gezielten Rekuperationsmomentes beispielsweise schlupfend zugeschaltet werden, wie bei glatter Fahrbahn und/oder zum Erreichen einer konstanten Verzögerung an Steigungen oder Gefällen. Weiterhin kann die Elektromaschine **10** im Zugmodus der Brennkraftmaschine bei geöffneter Kupplung **5** und einem Drehmomentfluss über die Getriebeeingangswelle **2b** mittels

eines der Gänge II, IV, VI als Generator bei optimalen Drehzahlen nahe des Wirkungsgradoptimums betrieben werden. Hierzu zeigt die **Fig. 12** die typischen Drehzahlen **201** des Gangs II, die Drehzahl **202** bei geschlossener Kupplung **5** ohne eingelegten Gang, die Drehzahl **203** des Gangs IV und die Drehzahl **204** des Gangs VI bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine von circa 1500 U/min im Gang III, wobei die Gänge II, IV, VI hier jeweils die Elektromaschine **10** mit der Getriebeausgangswelle **3** verbinden. Der Wirkungsgradverlauf **210** einer typischen Elektromaschine **10** in Abhängigkeit von der Drehzahl verdeutlicht, dass bei diesem Ausführungsbeispiel der Gang II mit der Drehzahl **201** den besten Wirkungsgrad erzielt. **Fig. 13** zeigt die typischen Drehzahlen **201a** (Gang II), **202a** (alle Gänge in Neutralstellung, Kupplung **5** geschlossen), **203a** (Gang IV), **204a** (Gang VI) bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine von circa 4000 U/min in Gang III als Fahrgang und es wird deutlich, dass hier die beste Annäherung an den optimalen Wirkungsgrad der Wirkungsgradkennlinie **210** der Elektromaschine **10** durch den Gang IV erzielt wird. Es versteht sich, dass bei jedem Gang I, III, V in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine unterschiedliche Gänge II, IV, VI oder eine Neutralstellung dieser bei geschlossener Kupplung **5** den besten Wirkungsgrad der Elektromaschine **10** erzielen können.

**[0055]** Das in **Fig. 2** gezeigte Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **1b** und einer mit der Getriebeeingangswelle **2a** über die Rotorwelle **9a** antriebsmäßig verbundenen Elektromaschine **10** ist prinzipiell der Struktur und Funktionsweise des Getriebes **1a** der **Fig. 1** ähnlich und weist Unterschiede in der Anordnung der Gänge II, IV und VI auf der Getriebeeingangswelle **2a** auf, wobei diese von der Kupplung **5** in Richtung Elektromaschine **10** bezüglich ihrer Übersetzung fallend angeordnet sind, das heißt, Gang VI ist der Kupplung **5** benachbart und Gang II der Elektromaschine **10**. Weiterhin sind auf der Getriebeausgangswelle **3** für die Gänge I und VI separate Festräder **18a**, **20a** drehfest angeordnet, die nicht von einem Gang der anderen Getriebeeingangswelle **2a** beziehungsweise **2b** mitgenutzt werden. Die Gänge I und III, IV und VI sowie V und R werden jeweils mittels einer für zwei Gänge vorgesehene Schaltmuffe **16a**, **17a**, **30a** geschaltet, indem sie mit der jeweiligen Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** drehfest verbunden werden. Die Anordnung des Festrads **18a'** und des Losrades **27a** zur Bildung von Gang II erfolgt in umgekehrter Weise derart, dass das Festrad **18a'** drehfest mit der Getriebeeingangswelle **2a** und das Losrad **27a** verdrehbar auf der Getriebeausgangswelle **3** und mittels der Schiebehülse **8** drehfest mit dieser verbindbar angeordnet ist. Eine weitere Besonderheit der vorliegenden Getriebestruktur ist die Bildung des Ganges V durch zwei Losräder **14a**, **20a**, wobei – wie bereits angedeutet – das Losrad **14a** um die Getriebeeingangswelle **2b** ange-

ordnet ist und mittels der Schiebehülse **17a** drehfest mit dieser verbindbar ist und das Losrad **20a'** um die Getriebeausgangswelle **3** angeordnet und mit dieser mittels der Schiebehülse **8** drehfest verbindbar ist. Die Schiebehülse **8** übt dabei eine weitere Funktion aus, sie verbindet in einem weiteren Schaltzustand die Losräder **20a'**, **27a** der axial benachbarten Gänge II, V miteinander drehfest, wobei eine Verdrehbarkeit dieser auf der Getriebeausgangswelle **3** erhalten bleibt. Auf diese Weise wird die Getriebeeingangswelle **2a** mit der Getriebeeingangswelle **2b** antriebsmäßig unter Ausbildung einer Übersetzung, die sich aus dem Quotienten der Übersetzungen der Gänge II, V ergibt, verbunden. Es versteht sich, dass hierzu auch die Verbindung anderer Gänge zur Erzielung anderer Übersetzung vorteilhaft sein kann. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel wird die Reihenschaltung der Gänge II und V vorteilhafterweise genutzt, um die nicht betriebswarme Brennkraftmaschine ohne Anwendung eines Impulsstarts mittels der Elektromaschine **10** insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen direkt mit einer dafür nötigen Übersetzung starten zu können. Hierzu wird die Kupplung **5** geöffnet und die Kupplung **6** geschlossen. Mittels der Schaltmuffe **8** wird eine Verbindung zwischen der Getriebeeingangswelle **2a** und Getriebeeingangswelle **2b** über die Gänge II und V hergestellt und die Elektromaschine **10** bestromt. Das aus diesem Kraftweg resultierende Übersetzungsverhältnis  $i$  durch Division der Übersetzungen der Gänge II und V beträgt typischerweise zwischen  $i = 2,5$  und  $i = 4$ , sodass die Elektromaschine **10** die Brennkraftmaschine mit einem kleineren Maximalmoment starten kann als über den direkten Weg über die Kupplung **5**. Die übrigen Betriebsmodi und Funktionen sind im wesentlichen identisch mit dem Getriebe **1a** der Fig. 1.

**[0056]** Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wird in Schubphasen die Brennkraftmaschine vorteilhafterweise abgekoppelt, indem zumindest die Kupplungen **5** geöffnet wird und die Schaltkupplungen beziehungsweise Schiebehülsen **16**, **17a** der Getriebeeingangswelle **2b** in Neutralstellung geschaltet oder Kupplung **6** ebenfalls geöffnet wird, und abgestellt. In bestimmten Fahrsituationen, beispielsweise während der Warmlaufphase der Brennkraftmaschine, kurz vor einer Vollastanforderung oder bei entsprechender Auslegung des Fahrzeugs generell, kann es weniger vorteilhaft sein die Brennkraftmaschine abzustellen und sollte daher in diesen Fahrzeugen während einer Rekuperation mitgeschleppt werden, wobei sich die Schleppverluste negativ auf die reku-perierbare Energie auswirken. Weiterhin von Nachteil ist dabei, dass zur Minimierung der Schleppverluste die Brennkraftmaschine im Bereich des Leerlaufs, beispielsweise 880 bis 1400 U/min, betrieben werden muß und daher die Elektromaschine **10** bei entsprechenden Drehzahlen unter dem Wirkungsgradoptimum betrieben werden muß. Zur Kompensation dieser Nachteile wird in dem in Fig. 2 gezeig-

ten Ausführungsbeispiel 1b vorgeschlagen, ab einer einstellbaren Geschwindigkeitsgrenze, beispielsweise 60 km/h, im Schubbetrieb die Brennkraftmaschine über Gang V mitzuschleppen und die Elektromaschine **10** über den Gang II an die Getriebeausgangswelle **3** zu koppeln. Daraus erhöht sich die Drehzahl der Elektromaschine **10** gegenüber der Kurbelwelle **4** um den Quotienten der beiden Gänge II und IV, beispielsweise um den Faktor 2,5, so dass bei einer Geschwindigkeit von ca. 60 km/h die Brennkraftmaschine mit einer Drehzahl  $n = 1700$  U/min mitgeschleppt wird und die Elektromaschine **10** bei ca. 4200 U/min betrieben werden kann. Die Schaltung erfolgt hierbei über die Schiebehülse **8**, die dazu so ausgelegt ist, dass sie sowohl **20a'** des Gangs V als auch das Losrad **27a** des Gangs II mit dem mit der Getriebeausgangswelle fest verbundenen Festrad verbinden kann. Dabei kann eine Steuereinheit den Zeitpunkt berechnen, bei dem eine Rückschaltung vom Gang VI in Gang trotz höherem Schleppmoment energetisch günstig ist und somit die Geschwindigkeitsgrenze festlegen. Verringert sich die Fahrtgeschwindigkeit weiterhin wird vorteilhafterweise zur effektiveren Ausnutzung der Rekuperation eine weitere Rückschaltung vorgesehen. Es wird nach dem erfinderischen Gedanken jedoch nicht in den auf der Getriebeeingangswelle **2a** mit der Elektromaschine **10** liegenden Gang IV zurückgeschaltet sondern in den Gang III, wobei das Schleppmoment der Brennkraftmaschine während des Schaltvorgangs durch einen kurzzeitigen schlupfenden Betrieb der Kupplung **5** bei geschaltetem Gang II aufrechterhalten wird, so dass die Brennkraftmaschine während des Schaltvorgangs nicht aussetzt und erneut gestartet werden muß. Durch diese Schalttechnik wird ein wesentlich schnelleres Anfahren nach einer Vollastanforderung bei lediglich geringfügig verschlechterter Energiebilanz erzielt.

**[0057]** Die Fig. 2a zeigt eine zum Frontquereinbau in einem Fahrzeug besonders geeignete Variante eines Doppelkupplungsgetriebes **1b'** zum Doppelkupplungsgetriebe **1b** der Fig. 2 mit einer geteilten Getriebeausgangswelle, die sich aus zwei zueinander parallelen Strängen **3a**, **3b** und den dazwischen liegenden parallelen Getriebeeingangswellen **2a**, **2b**, wobei die Getriebeeingangswelle **2b** als Hohlwelle ausgebildet und um die Getriebeeingangswelle **2a** angeordnet ist. Beide Stränge **3a**, **3b** können beispielsweise über eine Zahnradverbindung vor oder im Differential wieder zusammengeführt werden. Die Anordnung der Gänge I–VI, R erfolgt dabei in der Weise, dass auf der gegenüber der Getriebeeingangswelle **2a** verkürzten Hohlwelle **2b** die Festräder **18b** und **19b** angeordnet sind, wobei das benachbart zu dem die Kupplungen **5**, **6** als Doppelkupplung enthaltenden Zweimassenschwungrad **7c** angeordnete Festrad **18b** mit dem Losrad **12b** des Gangs I auf dem Strang **3a** der Getriebeausgangswelle und unter Zwischenschaltung des Reversierad **22b** mit dem Los-

rad **21b** des Rückwärtsgangs R auf Strang **3b** kämmt. Das Festräd **19b** kämmt einerseits mit dem Losrad **14b** des Gangs V auf Strang **3a** und mit dem auf dem Strang **3a** angeordneten Losrad **13b** des Gangs III.

**[0058]** Auf der Getriebeeingangswelle **2a** sind die Festräder **18b'**, **20b**, **20b'** für die Gänge II, IV und VI angeordnet, wobei die Losräder **28b** und **29b** zur Bildung der Gänge IV und VI auf dem Strang **3a** und das Losrad **27b** zur Bildung des Gangs II auf Strang **3b** benachbart zum Losrad **14b** angeordnet ist. An dem Abtrieb **3c** entgegengesetzten Ende des Stranges **3b** ist ein weiteres Festräd **3d** vorgesehen, das mittels entsprechender den Umlauf des Festrades **3d** hindernder Mittel eine Parksperre **30b** bildet. Die Gänge I und III, IV und VI, R und V werden jeweils von einer Schiebepülse **24b**, **25b** beziehungsweise **29b** durch Bildung einer drehfesten Verbindung zwischen den Strängen **3a** und **3b** einerseits und den Losrädern **12b**, **13b**, **14b**, **21b**, **28b**, **29b** andererseits geschaltet. Die Schiebepülse **8** schaltet den Gang II, verbindet die Losrädern **14b** von Gang V und Losrad **27b** von Gang II drehfest zur Bildung eines unter **Fig. 2** beschriebenen, untersetzten Kraftpfades entlang der gepunkteten Linie **31b** zwischen der Rotorwelle **9a** des Rotors **9** der Elektromaschine **10** und der Kurbelwelle **4** zum Start der nicht betriebswarmen Brennkraftmaschine insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen. Hierzu sind alle Schiebepülsen mit Ausnahme der Schiebepülse **8**, die die beiden Losrädern **24b**, **14b** miteinander verbindet, in Neutralstellung, die Kupplung **5** ist geöffnet und die Kupplung **6** geschlossen. Die Elektromaschine **10** ist in diesem Ausführungsbeispiel nicht direkt an eine der Getriebeeingangswellen angeflanscht sondern über ein Zahnrad **32b** mit dem Losrad **28b** des Gangs IV verbunden. Dies bietet die Möglichkeit, die Elektromaschine **10** mit der Übersetzung des Gangs IV und einer vorgegebenen Übersetzung zwischen Festräd **28b** und Zahnrad **32b** mit der Getriebeeingangswelle **2a** und damit bei geschlossener Kupplung **5** mit der Kurbelwelle **4** also direkt an die Brennkraftmaschine zu koppeln und damit diese direkt zu starten oder als Generator Drehmoment von dieser aufzunehmen, wobei hierzu – ausgenommen Fahrten in Gang IV – das Losrad **28b** nicht drehfest mit Strang **3a** verbunden ist.

**[0059]** Die **Fig. 2b** und **Fig. 2c** zeigen verschiedene Varianten der Beschaltung der Gänge II und V mittels der Schiebepülse **8a**, **8b** des Getriebes **1b**, **1b'**. Die auf einer Getriebeausgangswelle oder Getriebeeingangswelle angeordneten verdrehbaren Losrädern **22'**, **24'** werden mit einem drehfest auf der Welle **33** sitzenden Synchronkörper **34** durch eine Axialverlagerung der Schiebepülse **8a**, **8b** mittels der Verzahnungen **22a'**, **24a'** formschlüssig verbunden. Auf einem Konus sitzende Synchronkörper **35** gleichen dabei – in an sich bekannter Weise – Relativedrehzahlen zwischen den Losrädern **22'**, **24'** und dem Syn-

chronkörper **34** durch Bildung eines Reibeingriffs an den Konusflächen aus. Die Aufgabe der Schiebepülse **8a** der **Fig. 2b** besteht darin, aus der gezeigten Neutralstellung einen synchronisierten Formschluss zwischen dem Synchronkörper **34** und dem Losrad **24'** durch eine Axialverlagerung in Richtung Losrad **24'** herzustellen, indem die Außenverzahnung **24a'** mit der Innenverzahnung **8a'** einen Formschluss bildet und eine Außenverzahnung **34'** des Synchronkörpers **34** mit einer weiteren Innenverzahnung **8a''** der Schiebepülse **8a** einen Formschluss bilden. Durch weitere Axialverschiebung wird die zweite Aufgabe, die beiden Losrädern **22'**, **24'** drehfest miteinander zu verbinden gelöst, indem die Verzahnungen **8a''** der Schiebepülse **8a** und die Verzahnung **22a'** des Losrades **22'** einerseits und die Verzahnung **8a'** der Schiebepülse **8a** und die Verzahnung **24a** des Losrades **24'** andererseits einen Formschluss bilden. Die Ausbildung der Verbindung der beiden Losrädern miteinander erfolgt nur im Stillstand der Welle **33** und der Losrädern **22'**, **24'**, so dass die Bildung eines derartigen Formschlusses keiner Synchronisierung bedarf. Das Design der Schiebepülse **8a** ist nicht dazu vorgesehen, das Losrad **22'** mit der Welle **33** zu verbinden und den damit verbundenen Gang zu schalten. Diese Möglichkeit bietet die Anordnung der **Fig. 2c**, bei dem die Schiebepülse **8b** durch Axialverlagerung aus der gezeigten Ruhestellung jeweils ein Losrad **22'**, **24'** mit dem Synchronkörper **34** und damit mit der Welle **33** drehfest verbindet. Die Verbindung beider Losrädern erfolgt in diesem Ausgestaltungsbeispiel mit einem von radial außen in die Verzahnungen **22a'**, **24a'** formschlüssig einschwenkbaren Sperriegel **36**, der mechanisch, elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch zwischen beiden Endlagen bewegt werden kann. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele insbesondere zur axialen Verkürzung des Bauraums und Verminderung der axialen Ausdehnung der Schiebepülse **8a** in **Fig. 2b** können vorsehen, dass eines der Losrädern, beispielsweise Losrad **22'** verdrehbar auf dem anderen **24'** gelagert ist, wobei das Festräd **34** an einem axialen Ende des Losrades **24'** angeordnet und das Losrad **22'** axial zwischen der Verzahnung **24a'** und der Gangverzahnung **24b'** gelagert ist und die Verzahnung **22a'** an der dem Festräd **34** zugewandten Seite des Losrades **22'** angeordnet ist.

**[0060]** **Fig. 2d** zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **1m** als sogenanntes Inline-Getriebe insbesondere für einen Frontlängseinbau der Brennkraftmaschine mit Heckantrieb. Hierzu bildet Getriebeeingangswelle **2b** eine Hohlwelle um die Getriebeeingangswelle **2a**, beide Getriebeeingangswellen sind parallel zur Kurbelwelle **4** und zur koaxial und in axialer Verlängerung zu dieser angeordneten Getriebeausgangswelle **3** vorgesehen. Die Kraftübertragung von der Kurbelwelle **4** über die jeweils einer Getriebeeingangswelle **2a**, **2b** zugeordneten, zu einer Doppel-

kupplung zusammengefassten Kupplungen **5, 6** erfolgt über die mit den Kupplungen **5, 6** verbundenen Kurbelwellenstränge **2104a, 2104a'** mittels jeweils einer Kraftübertragung, beispielsweise einer Zahnradverbindung, die aus den Zahnrädern **2104b, 2104b'** der Kurbelwellenstränge **2104a, 2104a'** und den auf den Getriebeeingangswellen **2a, 2b** drehfest angeordneten Zahnrädern **2104c, 2104d** gebildet wird. Die Bildung der Übersetzungen der einzelnen Gänge I, II, III, IV, V, VI, R erfolgt wie in den Ausführungsbeispielen der **Fig. 1, Fig. 2, Fig. 2a** mittels jeweils einem Losrad und einem Festrad, die jeweils auf einer der Getriebeeingangswelle **2a, 2b** beziehungsweise auf der Getriebeausgangswelle **3** angeordnet sein können. Die Schaltung der Gänge erfolgt mittels Schalteinrichtungen mit gegebenenfalls vorgesehenen Synchronisationseinrichtungen, wobei die Gänge I, III der Getriebeeingangswelle **2b** und die Gänge II, IV, VI, R der Getriebeeingangswelle **2a** zugeordnet sein können. Zu den zuvor beschriebenen Ausführungsbeispielen unterschiedlich sind die Eigenschaften des Inline-Getriebes, bei dem ein Gang – hier der Gang V – direkt übersetzt sein kann und beispielsweise durch Verbinden des Kurbelwellenstrangs **2104a** und der Getriebeausgangswelle **3** mittels der Schaltkupplung **2129** geschaltet wird, die hierzu eine Endstellung zur Verbindung der beiden Wellen **2104a, 3** aufweist und außerdem über eine Neutralstellung, bei der die beiden Wellen getrennt sind, und eine Endstellung zur Schaltung des Gangs I verfügt. Die Elektromaschine **10** wird aus Bauraumgründen um die Getriebeausgangswelle **3** gelagert, wobei der Rotor **9** gegenüber dieser verdrehbar gelagert und der Stator **11** fest mit dem Getriebegehäuse verbunden ist., und ist entsprechend den Funktionen wie in den Figuren zuvor beschrieben betreibbar. Zur Schaltung einer geeigneten Übersetzung zwischen der Kurbelwelle **4** und dem Rotor **9** insbesondere während eines Kaltstarts der Brennkraftmaschine durch die Elektromaschine **10** ist vorgesehen, den Rückwärtsgang R sowohl mit einem antriebsseitigen Losrad **2121b** und einem abtriebsseitigen Losrad **2118b** auszustatten und weiterhin dieses Losrad **2118b** nicht direkt auf der Getriebeausgangswelle **3** sondern auf einem um die Getriebeausgangswelle **3** verdrehbar angeordneten Stutzen **2113c** des Losrades **2113b** des Gangs III anzuordnen. Die axial verlagerebare Triplexmuffe **2108** verbindet nun in der gezeigten Endstellung das mit der Getriebeausgangswelle **3** verbundene Festrad **2119b** mit dem Losrad **2118b** und schaltet den Rückwärtsgang R, sofern die Schaltmuffe **2129** zur Schaltung der Gänge R und IV ebenfalls das Losrad **2121b** mit dem antriebsseitigen Festrad **2120b** verbindet. Ist die Schiebehülse **2129b** in Neutralstellung oder ist Gang IV geschaltet sind die die Losräder **2118b, 2118b** frei drehbar. Gang III wird geschaltet, indem die Triplexmuffe **2108** axial so verlagert wird, dass sie das Losrad **2113c** mit dem Festrad **2119b** verbindet. Die Übersetzung zum Kaltstart der Brennkraftmaschine durch Verbinden des Losra-

des **2121b** mit dem Festrad **2120b** mittels der Schiebehülse **2129b** geschaltet, wobei das Losrad **2113c** des Gangs III mit dem Losrad **2118b** des Rückwärtsganges R bei freier Drehbarkeit um die Getriebeausgangswelle **3** verbunden wird, indem die Triplexmuffe **2108** in ihre der Kurbelwelle **4** zugewandten Endposition axial verlagert wird. Der Kraftfluss vom Rotor **9** der Elektromaschine **10** erfolgt dann über die Zahnräder **132b, 128b** auf die Getriebeeingangswelle **2a** und über die Zahnradpaare der Gänge R, III mit einer den Übersetzungen dieser Gänge entsprechenden Drehzahlwandlung auf die Getriebeeingangswelle **2b** und von dort über die Zahnräder **104c, 104b** bei geschlossener Kupplung **5** und geöffneter Kupplung **6** auf die Kurbelwelle **4**. Es versteht sich, dass auf diesem Wege auch ein Impulsstart möglich ist, indem die Kupplung **5** solange geöffnet bleibt, bis die Elektromaschine **10** bis zum Erreichen der entsprechenden Impulsdrehzahl beschleunigt ist, und dann erst geschlossen wird.

**[0061]** **Fig. 3** zeigt ein in den wesentlichen Teilen dem Doppelkupplungsgetriebe **1a** der **Fig. 1** entsprechendes Ausführungsbeispiel einer Doppelkupplung **1c**. Der wesentliche Unterschied ist die von der Getriebeeingangswelle **2a** abkoppelbare Anordnung der Elektromaschine **10**. Diese erfolgt dabei vorteilhafterweise mittels der Schiebehülse des Gangs, dessen Schiebehülse in einem Sechs- oder Vierganggetriebe nicht zwei Losräder zweier Gänge schaltet. In dem gezeigten Ausgestaltungsbeispiel ist dies der Gang VI. Die Schiebehülse **31c** ist hierbei axial zwischen den Losrädern **28, 29** angeordnet und verfügt über vier mögliche Schaltpositionen. Die erste Stellung ist die gezeigte Neutralstellung, bei der weder Gang VI eingelegt noch die Elektromaschine **10** an die Getriebeeingangswelle **2a** angekoppelt ist. Die zweite Position bei einer Axialverlagerung der Schiebehülse **31c** in Richtung Losrad **29** verbindet die Getriebeeingangswelle **2a** mit der Rotorwelle **9a** der Elektromaschine **10**. Die dritte Position bei einer weiteren Axialverschiebung der Schiebehülse **31c** verbindet das Losrad **29**, die Rotorwelle **9a** und die Getriebeeingangswelle **2a** miteinander, zum Beispiel bei einem Betrieb des Fahrzeugs in Gang VI und einem Generatorbetrieb der Elektromaschine **10** oder bei Betrieb des Fahrzeugs mit einem der Gänge I, III, V und offener Kupplung **5**. Die vierte Position in der Endstellung der Schiebehülse **31c** wird die Elektromaschine **10** nur mit dem Gang VI verbunden, beispielsweise oder während einer Rekuperation in Gang VI oder bei einem Betriebs des Fahrzeugs mit einem der Gänge I, III, V. Die von der Getriebeeingangswelle **2a** abkoppelbare Version ist insbesondere mit Elektromaschinen **10** vorteilhaft, die kostengünstig und daher in der Leistung eingeschränkt sind. Derartige Elektromaschinen können zeitkritische Synchronisationsvorgänge nicht genügend durch eigene Leistungsbeiträge unterstützen und werden während diesen

Schaltvorgängen im Sinne des erfinderischen Gedankens abgekoppelt.

**[0062]** Fig. 4 zeigt eine weitere den Ausführungsbeispielen der Fig. 1a, Fig. 1c der Fig. 1 und Fig. 4 ähnliches Beispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **1d** mit Elektromaschine **10**, wobei der wesentliche Unterschied zu dem Doppelkupplungsgetriebe **1a** darin besteht, dass die Elektromaschine **10** von der Getriebeeingangswelle **2a** abkoppelbar ist und an die Getriebeeingangswelle **2b** angekoppelt werden kann. Die Koppelung erfolgt mittels eines Aktors **40**, der mittels einer Kinematik, die hier schematisch durch die Schalter **41**, **42** dargestellt ist, wahlweise eine der beiden Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** mit der Rotorwelle **9a** der Elektromaschine **10** verbindet oder diese von beiden Wellen **2a**, **2b** abkoppelt. Die Verbindung kann mittels eines Riemen-, Reibrad- oder Kettenantriebs, mittels einer Magnetkupplung, mittels einer Zahnradverbindung oder dergleichen erfolgen. Durch die Umschaltung kann die Elektromaschine **10** wahlweise direkt über eine der Getriebeeingangswellen **2a** oder **2b** bei geschlossener Kupplung **5** oder **6** mit der Brennkraftmaschine verbunden werden und diese beispielsweise zum Start dieser antreiben oder im Generatorbetrieb von dieser angetrieben werden. Weiterhin ist die Anzahl der Gänge und damit die Anzahl der Übersetzungen zum Betrieb der Elektromaschine **10** – wie in den Fig. 12 und Fig. 13 beispielhaft gezeigt – am Wirkungsgradoptimum größer –, so dass durch entsprechende Umschaltung der Elektromaschine **10** von einer Getriebeeingangswelle auf die andere diese noch näher am Leistungsoptimum betrieben werden kann. Ein weiterer Vorteil dieser Anordnung ist die Benutzung jedes Gangs I bis VI zur Rekuperation, wobei die Elektromaschine **10** entsprechend den Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** mit dem zu nutzenden Gang zugeschaltet wird. Weiterhin kann die Elektromaschine **10** vor einer Doppelschaltung, das heißt bei einer Schaltung zwischen zwei auf derselben Getriebeeingangswelle liegenden Gängen, vor Einleitung der Schaltung mit der anderen, nicht an der Schaltung beteiligten Getriebeeingangswelle verbunden werden und während der durch Ausrücken des aktiven und Einrücken des neuen Gangs entstehenden Zugkraftunterbrechung diese durch Einleitung eines Momentes in die andere Getriebeeingangswelle zumindest teilweise kompensieren.

**[0063]** Fig. 5 sieht ein zum Getriebe **1a** der Fig. 1 geändertes Design eines Doppelkupplungsgetriebes **1e** vor, bei dem beispielsweise aus Bauraum- und/oder Kostengründen die beiden Kupplungen **5**, **6** zu einer Doppelkupplung zusammengefasst sind, wobei die Doppelkupplung wiederum auf einem Zweimasenschwungrad **7c** angeordnet sein kann. Mit dieser Struktur kann auf die Teilung der Achse **2b** und die dadurch notwendigen Zahnräder verzichtet werden und in manchen Ausführungsbeispielen ein besse-

res Geräuschverhalten erzielt werden. Die Getriebeeingangswelle **2b** ist bei diesem Ausführungsbeispiel im wesentlichen koaxial zur Kurbelwelle **4** angeordnet, die zweite Getriebeeingangswelle **2a** sowie die Getriebeausgangswelle **3** sind hierzu parallel angeordnet, wobei die Getriebeausgangswelle **3** räumlich zwischen den beiden Getriebeeingangswellen **2a**, **2b** angeordnet ist. Die Übertragung des Drehmoments des mit dem Ausgangsteil der Kupplung **5** verbundenen Hohlwellenstumpfs **2a'**, der um die Getriebeeingangswelle **2a** angeordnet ist, auf die Getriebeeingangswelle **2a** erfolgt mittels eines Form- oder Reibschlusses, beispielsweise mittels eines an dem Hohlwellenstumpf **2a'** angebrachten Festrads **4b'**, das mit einem Reversierad **4c** kämmt, welches wiederum mit einem an der Getriebeeingangswelle **2a** drehfest angebrachten Festrads **4e'** kämmt. Funktion und Schaltvorgänge sind prinzipiell mit dem Getriebe **1a** der Fig. 1 identisch.

**[0064]** Fig. 6 zeigt das Getriebe **1a** als weiteres Ausführungsbeispiel **1f** von Doppelkupplungsgetrieben, bei denen zumindest ein Nebenaggregat **60** mit der Elektromaschine **10** antriebsmäßig gekoppelt ist. Derartige Versionen haben den Vorteil, dass sicherheitsrelevante und/oder komfortsteigernde Nebenaggregate wie beispielsweise Klimakompressoren, Lenkhilfepumpen, Bremskraftverstärker beziehungsweise Vakuumpumpen und/oder dergleichen an die Elektromaschine **10** angekoppelt werden können und damit bei stehender Brennkraftmaschine, beispielsweise im Stillstand oder während rekuperiert wird, weiterhin versorgt werden. Um die Synchronisationszeiten durch die dadurch erhöhte Trägheitsmomente der Nebenaggregate **60** nicht zu verlängern, kann es vorteilhaft sein, zwischen der Elektromaschine **10** und dem zumindest einen Nebenaggregat **60** eine Trennkupplung **61** vorzusehen, die eine Schalt-, Magnet oder Reibungskupplung sein kann und elektrisch beziehungsweise von einem Aktor angesteuert wird, der in Abhängigkeit der entsprechenden Schaltzustände angesteuert wird. Es versteht sich, dass das zumindest eine Nebenaggregat **60** auch aus anderen vorteilhaften Gründen wie beispielsweise zur Einsparung von Treibstoff abgekoppelt werden kann, beispielsweise kann ein Klimakompressor bei nicht in Betrieb gesetzter Klimaanlage abgekoppelt werden. Weiterhin kann beispielsweise mittels einer von der Drehzahl der Welle des Nebenaggregats abhängig arbeitende Kupplung, beispielsweise eine Fliehkraftkupplung, ein Nebenaggregat bei Erreichen und oder Überschreiten einer vorgegebenen Drehzahl das Nebenaggregat an die Elektromaschine an oder von dieser abkoppeln, um einen Betrieb des Nebenaggregats in einem vorteilhaften Arbeitsbereich zu erzielen. Bei mehreren Nebenaggregaten kann die Kupplung dieser Art zentral auf die gesamte Riemenscheibenebene wirkend – beispielsweise durch eine Anordnung dieser auf der Rotorwelle **9a** – oder dezen-

tral auf einer Welle zumindest eines Nebenaggregats angeordnet werden.

**[0065]** Fig. 7 zeigt eine weitere, dem Doppelkupplungsgetriebe **1f** der Fig. 6 ähnliche Variante eines Doppelkupplungsgetriebes **1g**, bei dem das Nebenaggregat **60** mittels eines Riementriebs **62** mit der Rotorwelle **9a** verbunden ist. Der Riementrieb kann hierbei bezüglich seiner Übersetzung zwischen Nebenaggregat **60** und Elektromaschine **10** fest oder variabel, beispielsweise in Form eines CVT-Getriebes ausgeführt sein, wobei eine automatische Ansteuerung beispielsweise zur Anpassung des optimalen Wirkungsgrades des Nebenaggregats **60** vorgesehen sein kann. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, in diesen Riementrieb **62** neben eines Klimakompressors noch weitere Nebenaggregate zu integrieren. Auch hier kann zwischen der Elektromaschine **10** und dem Riemenantrieb **62** oder zwischen der Welle **60a** und dem Riemenantrieb **62** eine Trennkupplung vorgesehen sein. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, die Elektromaschine **10** in beide Drehrichtungen zu betreiben, um beispielsweise auf einen Rückwärtsgang R verzichten zu können, wobei das Fahrzeug in elektrischer Betriebsweise bei umgekehrtem Drehsinn der Elektromaschine **10** mit einem der Vorwärtsgänge I oder II angetrieben wird. Hierbei können dennoch Nebenaggregate **60** eingesetzt werden, die nur in eine Drehrichtung betreibbar sind, wenn diese nach dem erfinderischen Gedanken während der Umkehrung des Drehsinns abgekoppelt werden und/oder ein Freilauf im Kraftfluss zwischen Elektromaschine und Riemenscheibenebene oder nur zwischen dem entsprechenden Nebenaggregat und der Elektromaschine vorgesehen ist.

**[0066]** Fig. 8 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **1h**, das insbesondere als Frontlängseinbau vorteilhaft ist, mit einer Elektromaschine **10**, wobei die Getriebeeingangswelle **2b** als Hohlwelle ausgebildet und koaxial um die Getriebeeingangswelle **2a** und die Getriebeausgangswelle **3** zu diesen achsparallel angeordnet ist. Die Elektromaschine **10** ist bezüglich ihrer Rotorwelle **9a** achsparallel zu diesen angeordnet und mittels einer schaltbaren Formschlussverbindung über die Schiebehülse **31d** mit der Getriebeeingangswelle **2a** direkt verbindbar. Weiterhin kann unter Beibehaltung dieses Formschlusses zur Getriebeeingangswelle **2a** wahlweise der Gang II oder Gang IV mittels **31d** geschaltet werden. Eine weitere optionale Schaltvariante der Schalmuffe **31d** kann eine Neutralstellung sein, bei der Elektromaschine **10** von der Getriebeeingangswelle **2a** und von den Gängen II und IV abgekoppelt ist.

**[0067]** Die Gänge I, III, V, R sind in dieser Reihenfolge von den zu einer Doppelkupplung integrierten Kupplungen **5**, **6** beabstandet auf der Getriebeeingangswelle **2b** angeordnet und werden wie in den

Fig. 1 näher beschrieben geschaltet. Die Getriebeeingangswelle **2a** baut axial länger als die Getriebeeingangswelle **2b** und auf dem überstehenden Teil sind sie Gänge II, IV und IV in dieser Reihenfolge angeordnet. Die Funktions- und Betriebsweise ergibt sich in entsprechend dem zuvor beschriebenen Getriebe **1a** mit dem Unterschied, dass die Elektromaschine **10** von der Getriebeeingangswelle **2a** abkoppelbar und mit den Gängen II oder IV koppelbar ist. Durch Verbindung der Elektromaschine **10** mit der Getriebeeingangswelle **2a** kann der Drehzahlbereich der Elektromaschine **10** bei geschlossener Kupplung **5** unter Berücksichtigung der Übersetzung zwischen Getriebeeingangswelle **2a** und der Rotorwelle **9a** der Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine, bei einer Verbindung der Elektromaschine **10** über den Gang II oder IV und geöffneter Kupplung **5** kann der Drehzahlbereich der Getriebeausgangswelle **3** unter Berücksichtigung der Übersetzung der Gänge II oder IV genutzt werden.

**[0068]** Fig. 9 zeigt ein dem Getriebe **1h** der Fig. 8 ähnliches Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **1i** mit dem wesentlichen Unterschied, dass die Elektromaschine **10** radial um die Kupplungen **5**, **6** angeordnet ist, wobei der Rotor **9** direkt mit der Getriebeeingangswelle **2a** – beispielsweise über ein Scheibenteil verzahnt – verbunden ist. Weiterhin ist die Getriebeeingangswelle **2a** hierzu als Hohlwelle um die Getriebeeingangswelle **2b** angeordnet, was zu einer geänderten Anordnung der Gänge I–VI, R führt. Hierbei sind die Gänge II, IV, VI an dem kupplungsseitigen Teil des Getriebes **1i** und die Gänge I, III, V und R auf dem axial gegenüber der Getriebeeingangswelle **2a** verlängerten Teil der Getriebeeingangswelle **2b** im Bereich des abtriebsseitigen Teils des Getriebes **1i** angeordnet. Eine antriebsmäßige Verbindung der Elektromaschine **10** mit der Getriebeausgangswelle **3** kann mittels der Gänge II, IV oder VI erfolgen.

**[0069]** Fig. 10 zeigt ein mit dem Getriebe **1h** der Fig. 8 sehr ähnliches Getriebe **1k**, das sich im wesentlichen durch eine koaxial an dem den der Kupplung **5** entgegengesetzten Ende der Getriebeeingangswelle **2a** aufgenommenen Elektromaschine **10** von diesem unterscheidet. Fig. 11 zeigt schematisch den Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes **101** mit zwei Elektromaschinen **110a**, **110b**, die jeweils eine Getriebeeingangswelle **102a**, **102b** antreiben. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind die beiden Elektromaschinen **110a**, **110b** einander entgegengesetzt und die diesen zugeordneten Getriebeeingangswellen **102a**, **102b** im wesentlichen koaxial zueinander zwischen den Elektromaschinen **110a**, **110b** angeordnet. Die Getriebeausgangswelle **103** ist zu diesen achsparallel angeordnet und weist zumindest einen Abtrieb **103a** zum Antrieb zumindest eines Antriebsrads auf. Es können auch zwei Antriebsräder unter Zwischenschaltung eines Differentials an-

getrieben werden. Weiterhin kann die Getriebeausgangswelle **103** einen weiteren dem Abtrieb **103a** im wesentlichen entsprechenden Abtrieb **103b** aufweisen, für den ein weiteres Antriebsrad oder entsprechend ein Paar von Antriebsrädern zur Bildung eines Vierradantriebs mit gleichen oder unterschiedlichen Drehmomenteinträgen auf die beiden Achsen, beispielsweise 10% bis 50% des Drehmoments auf die Vorderachse und entsprechend 50% bis 90% auf die Hinterachse, vorgesehen sein kann. Besonders vorteilhaft kann es in diesem Fall sein, die Getriebeausgangswelle **103** in zwei Wellenstränge **103c** und **103d** zu teilen, um ohne Ausgleichsgetriebe entweder auf einer Achse die beiden Antriebsräder antreiben zu können oder die oben genannte Verteilung auf zwei Achsen zu erreichen, und zwischen diesen eine antriebsmäßig unterschiedliche Momente übertragendes Mittel **120**, beispielsweise eine Kupplung, eine Leistungsverzweigung oder dergleichen vorzusehen, so dass wahlweise eine der beiden Abtriebe **103** bei offener Leistungsverzweigung **120** jeweils von einer Elektromaschine **110a**, **110b** angetrieben werden kann oder bei übertragender Leistungsverzweigung **120** eine der beiden oder beide Elektromaschinen **110a**, **110b** den einen Abtrieb **103a** und optional hinzukommend einen zweiten Abtrieb **103b** antreiben. Die Leistungsverzweigung **120** kann hierbei auch schlupfend betrieben werden und kann eine Schaltkupplung, Magnetkupplung, Reibungskupplung oder Viskokupplung sein. Die Leistungsverzweigung **120** kann weiterhin automatisch schaltend, beispielsweise in Abhängigkeit von unterschiedlichen Raddrehzahlen, beispielsweise bei auftretendem Schlupf dieser, schließend ausgelegt sein oder mittels eines in Abhängigkeit von zumindest einem Betriebsparameter, beispielsweise auftretendem Schlupf der Antriebsräder, Überhitzung dieser, Bergauf- oder Bergabfahrt, dem Wirkungsgrad der Elektromaschinen **110a**, **110b**, Beladung und dergleichen betätigten Aktors **130** betätigt werden. Eine weitere vorteilhafte Auslegung des Getriebes **101** kann vorsehen, dass die beiden Getriebeausgangswellen **103a**, **103b** jeweils ein Antriebsrad antreiben, wodurch ein Differential entfallen kann.

**[0070]** Das Getriebe **101** weist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel vier Gänge I–IV auf, wobei die Gänge I und III durch Verbinden der Losräder **112**, **113**, mittels der Schiebehülse **129** und die Gänge II und IV durch Verbinden der Losräder **114**, **115** mittels der Schiebehülse **130** geschaltet werden, wobei diese wiederum durch den Aktor **130** axial verschoben werden. Hierbei ist dem gezeigten Ausführungsbeispiel ein einziger Aktor **130** mit einer Betätigungseinrichtung **131** vorgesehen, mittels derer beide Schiebehülsen **129** und **130**, eine Parksperre **132**, die in ein Festrad **126** der Getriebeausgangswelle **103** eingeklinkt werden kann, sowie gegebenenfalls die Leistungsverzweigung **120** betätigt werden. Es versteht sich, dass hierzu auch mehrere Aktoren

verwendet werden können. Die Losräder **112**, **113**, **114**, **115** kämten jeweils mit einem entsprechenden, auf der Getriebeausgangswelle **103**, beziehungsweise auf den Strängen **103c**, **103d** angeordneten Festrädern **116**, **117**, **118**, **119**, wobei auch Ausführungsbeispiele vorteilhaft sein können, bei denen zumindest ein Losrad auf der Getriebeausgangswelle **103** und das dazu korrespondierende Festrad entsprechend auf einer der Getriebeeingangswellen **102a**, **102b** angeordnet ist.

**[0071]** Weitere Ausführungsbeispiele können vorteilhafterweise Getriebestrukturen aufweisen, bei der eine oder mehrere der Wellen **102a**, **102b**, **103**, **103c**, **103d** als Hohlwellen ausgebildet und coaxial zueinander angeordnet sein können. Besonders vorteilhaft kann diese Anordnung für die Getriebeausgangswellen **103c**, **103d** und/oder für die Getriebeeingangswellen **102a**, **102b** sein, wobei in diesem Fall die Elektromaschinen **110a**, **110b** – einer Anordnung entsprechend der in **Fig. 11** gezeigten – einander entgegengesetzt oder in einer Baueinheit, beispielsweise radial übereinander liegend angeordnet sein können. Die Elektromaschinen **110a**, **110b** können baugleich, mit gleicher oder unterschiedlicher Leistung sein. Die Gänge I und II und/oder die Gänge III und IV können zur Bildung zweier symmetrischer Getriebehälften gleich übersetzt sein oder unterschiedliche Übersetzungen zur Bildung eines vierstufigen Getriebes **101** aufweisen. Es versteht sich, dass die gezeigten Gangstufen I bis IV vorteilhafterweise durch zwei beispielsweise mittels Bremsbändern oder Schaltkupplungen schaltbare Planetensätze dargestellt werden können, wobei geräuschärmere Getriebe hergestellt werden können und im wesentlichen die gemachten Aussagen über Übersetzungen, Schaltstrategien und Anordnungen übernommen werden können.

**[0072]** Das gezeigte Ausführungsbeispiel des Getriebes **101** kann in nicht einschränkend zu verstehender Aufzählung folgende Funktionen ausüben:

a) eine angetriebene Achse

- die Getriebeausgangswelle **103** ist einteilig, der Abtrieb **103b** und die Kupplung **120** entfallen. Der Abtrieb **103a** treibt ein Antriebsrad oder mittels eines Differentials zwei Antriebsräder an.
- die Getriebeausgangswelle **103** ist in zwei Stränge **103a**, **103b** geteilt, die Elektromaschinen **110a**, **110b** treiben jeweils ein Antriebsrad an. Der Wegausgleich in Kurven wird durch die Elektromaschinen **110a**, **110b** ausgeglichen, ein Differential entfällt. Als Sperrdifferential zwischen den beiden Abtrieben **103a**, **103b** kann optional die Leistungsverzweigung **120**, beispielsweise ein Leistungsverzweigungsgetriebe, eine Schalt-, Reibungs-

Magnet- oder Viskokupplung, dienen. Bei eingerückter Kupplung **120** treiben eine oder beide Elektromaschinen **110a, 110b** den Abtrieb **103a** an.

b) zwei angetriebene Achsen

– die Getriebeausgangswelle **103** ist einteilig, die Leistungsverzweigung **120** entfällt, beide Abtriebe weisen jeweils ein Antriebsrad oder zwei mittels eines Differentials gekoppelte Antriebsräder auf, eine oder beide Elektromaschinen **110a, 110b** treiben als permanenter Allradantrieb die Abtriebe **103a, 103b** an.

– Die Getriebeausgangswelle **103** ist zweiteilig mit unabhängig voneinander arbeitenden Strängen **103c, 103d** ausgebildet, jeweils eine der beiden Elektromaschinen **110a, 110b** treibt einen Abtrieb **103a, 103b** an, der jeweils ein oder zwei mittels eines Differentials gekoppelte Antriebsräder antreibt. Die beiden Antriebe **103a, 103b** können unterschiedliche Gewichtung aufweisen. Hierzu können die Elektromaschinen **110a, 110b** in ihrer Leistung unterschiedlich ausgelegt sein oder mit unterschiedlicher Leistung betrieben werden. Die Übersetzungen der Gänge I bis IV können an die unterschiedliche Gewichtung angepasst sein.

– Die Getriebeausgangswelle **103** ist zweiteilig mit aneinander mittels einer Reibungskupplung **120**, einer Leistungsverzweigung wie Leistungsverzweigungsgetriebe, Viskokupplung, Magnetkupplung und dergleichen koppelbaren Strängen **103c, 103d** ausgestaltet. Eine oder beide Elektromaschinen **110, 110b** wirken entsprechend der Leistungsverzweigung auf beide Antriebe **103a, 103b**. Bei offener Kupplung **120** beziehungsweise Leistungsverzweigung kann die entsprechende Elektromaschine **110a, 110b** wie zuvor beschrieben einen Antrieb **103a, 103b** antreiben.

**[0073]** Der Betrieb eines Fahrzeugs mit dem Getriebe **101** erfolgt mittels der Elektromaschinen **110a, 110b**, die beide gleichzeitig oder einzeln Drehmoment in die Getriebeausgangswelle **103** einspeisen können und damit die Antriebsräder antreiben können. Besonders vorteilhaft kann sein, bei niedriger Teillast nur eine Elektromaschine **110a, 110b** zu betreiben, vorzugsweise die mit der unter Berücksichtigung der einstellbaren Übersetzungen der Gänge I–IV kleineren Drehzahl. Dabei kann die andere Elektromaschine **110b, 110a** mitgeschleppt oder im Falle eines Vierradantriebs mittels der Leistungsverzweigung **120**, wobei gleichzeitig die entsprechenden Antriebsräder abgekoppelt werden, und/oder mittels der Schaltkupplungen **129, 130** abgekoppelt werden. Die Synchronisation der Gänge I–IV mit den Drehzahlen der jeweiligen Getriebeeingangswellen **102a, 102b** erfolgt über die Ansteuerung der Elektromaschinen **110a, 110b**. Während einer Schaltung von Gang I nach Gang III übernimmt die Elektromaschine **110a**,

während einer Schaltung von Gang II nach Gang IV die Elektromaschine **110b** das volle Antriebsmoment. Hierbei kann es vorteilhaft sein, die Elektromaschinen **110a, 110b** so auszulegen, beispielsweise mit einer Leistung von 15 bis 50 kW, dass sie kurzzeitig beispielsweise mit 40 bis 300% ihrer Nennleistung überlastbar sind.

**[0074]** Die Elektromaschine **110a, 110b** sind für den Motor- und Generatorbetrieb vorgesehen, so dass ein Antriebsmodus und ein Rekuperationsmodus möglich ist, weiterhin kann der Generatorbetrieb auch bei der Synchronisierung der Schaltvorgänge zum Abbremsen der Getriebeeingangswellen **102a, 102b** genutzt werden und gegebenenfalls kann die dabei frei werdende Energie direkt ohne Zwischenspeicherung in einem elektrischen Energiespeicher der jeweils anderen Elektromaschine zugeführt werden. Vorteilhafterweise kann ein derartiger Antrieb sowohl unterstützend in ein Kraftfahrzeug mit Brennkraftmaschine, als auch in einem nur mit elektrischer Energie, beispielsweise aus einer Brennstoffzelle kommend, betriebenen Fahrzeug eingesetzt werden.

**[0075]** Fig. 19 zeigt in einem Flussdiagramm den beispielhaften Ablauf eines Übergangs eines Doppelkupplungsgetriebes – hier für das Ausführungsbeispiel 1a der Fig. 1 – während des Übergangs von einer Rekuperationsphase bei abgeschalteter, das heißt stillstehender Brennkraftmaschine, in den Zugbetrieb, wobei eine vorteilhafterweise vor dem Start der Brennkraftmaschine eine Zeitverzögerung, beispielsweise mit einer Dauer von 0,2 bis 3 Sekunden geschaltet werden kann. Zur Überleitung zwischen Rekuperation und Start der Brennkraftmaschine wird beispielsweise ein Unterprogramm **250** in einer Steuereinheit zur Steuerung des Getriebes **1a** in einem Startfeld **251** gestartet, wenn für die Geschwindigkeit  $v$  des Fahrzeugs  $v > 0$  gilt und ein Signal  $S$  eine Betätigung des Gaspedals meldet und für die Drehzahl  $n(KW)$  der Kurbelwelle **4** (Fig. 1)  $n(KW) = 0$  (Brennkraftmaschine aus) gilt, wobei zwei parallele Unterprogramme **252, 253** in Gang gesetzt werden. Die Unterroutine **253** setzt das Drehmoment  $M(EM)$  der Elektromaschine **10** im Programmschritt **254** auf Null und steuert die Neutralstellung NEUTRAL der Schiebepöhlse **30** beziehungsweise **31** des eingelegten Ganges  $G(E)$ , beispielsweise Gang II, IV oder VI, an, das heißt, das Losrad **27, 28** beziehungsweise **29** des Ganges  $G(E)$  ist gegen die Getriebeeingangswelle **2a** verdrehbar. Im nachfolgenden Programmschritt **255** wird die Kupplung  $K2$  (Bezugszeichen **5**, Fig. 1) geschlossen und die Brennkraft BKM mittels eines Impulsstarts durch Bestromen der Elektromaschine **10** gestartet.

**[0076]** In der Unteroutine **252** wird parallel aus zumindest einer Betriebsgröße, beispielsweise der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Stellung des Gaspe-



dals, des Luftwiderstands, des zuvor eingelegten Gangs der Drehzahl der Antriebsräder und/oder der nicht angetriebenen Räder, der Getriebeeingangswellen **2a**, **2b**, der Kurbelwelle **4** oder einer Kombination dieser im Programmschritt **256** der neu einzulegende Gang  $G(Z)$  bestimmt und eine Leistungsanforderung **257** entsprechend dem neu einzulegenden Gang  $G(Z)$  ausgegeben und in Programmschritt **258** zur Steuerung der Brennkraftmaschine BKM ausgewertet, wobei diese entsprechend beschleunigt wird. Parallel wird in den Verzweigungen **259**, **260** der beiden Routinen **252**, **253** überprüft, ob der neu einzulegende Gang  $G(Z)$  auf der Getriebeeingangswelle GEW1 (**2b**, **Fig. 1**) liegt. Liegt der Gang  $G(Z)$  auf der Getriebeeingangswelle **2b** wird in Schritt **261**  $G(Z)$  eingelegt und die beiden Unterroutinen **252**, **253** werden in Schritt **262** zusammengeführt und bei Erreichen einer höheren Drehzahl  $n(KW)$  der Kurbelwelle **4** der Brennkraftmaschine als der Drehzahl  $n(GEW1)$  wird die Kupplung K1 (**6** in **Fig. 1**) in Schritt **258** geschlossen und das Unterprogramm im Schritt **263** beendet.

**[0077]** Ist der Zielgang  $G(Z)$  nicht auf der Getriebeeingangswelle GEW1 wird in der Unterroutine **253** in Schritt **264** die Kupplung K2 geöffnet und die Getriebeeingangswelle GEW2 mittels der Elektromaschine **10** auf den neu einzulegenden Gang  $G(Z)$  in Schritt **265** synchronisiert und nach Erreichen der Synchronisationsdrehzahl eingelegt. Parallel wird in der Unterroutine **252** in Schritt **266** der nächst höhere Gang  $G(Z + 1)$  auf der Getriebeeingangswelle GEW1 eingelegt und anschließend in Schritt **267** die Kupplung K1 solange schlupfend betrieben, bis die Synchronisationsdrehzahl zwischen der Getriebeeingangswelle GEW2 und dem neu einzulegenden Gang  $G(Z)$  erreicht ist. Das Antriebsmoment wird in dieser Zeit über den Gang  $G(Z + 1)$  auf die Getriebeausgangswelle **3** (**Fig. 1**) übertragen. In Schritt **268** werden nach Erreichen der Synchronisationsdrehzahl für den Gang  $G(Z)$  die Unterroutinen **252** und **251** zusammengeführt und die Kupplung K1 geöffnet und die Kupplung K2 geschlossen sowie auf das Programmende **263** weitergeleitet.

**[0078]** Abweichend zu dem Ablauf des Schaltprogramms **250** kann es vorteilhaft sein, bereits während der Rekuperation in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit einen Zielgang einzulegen. Besonders vorteilhaft kann dabei sein, den Zielgang bezüglich einer zu erwartenden Vollastanforderung einzulegen.

**[0079]** Die **Fig. 20** zeigt beispielhaft ein Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes bei dem eine Reibungskupplung zwischen der Kurbelwelle und einer der beiden Getriebeeingangswellen durch zwei Schaltkupplungen ersetzt ist. In weiteren Ausführungsformen können beide Reibungskupplungen durch Schaltkupplungen ersetzt sein. Weiterhin

können Doppelkupplungsgetriebe mit Schaltkupplungen im Kraftfluss zwischen der Kurbelwelle und Getriebeeingangswellen gemäß den zuvor gezeigten Ausführungsbeispiele der **Fig. 1** bis **Fig. 10** ein entsprechendes Design aufweisen, beispielsweise mit einer geteilten Ausgangswellen, mit Hohlwellen, als Inline-Getriebe, die Festräder und die Losräder mit den dazugehörigen Schalteinrichtungen, die manuell oder automatisch betätigt sein können, können einheitlich auf den Getriebeeingangswellen oder auf der Getriebeausgangswelle oder aber gemischt auf Getriebeeingangswellen und Getriebeausgangswelle angeordnet sein.

**[0080]** Das in **Fig. 20** dargestellte Ausführungsbeispiel dieser Gruppe von Doppelkupplungsgetrieben mit eine oder beide Reibungskupplung ersetzenden Schaltkupplungen zeigt ein Doppelkupplungsgetriebe **1201**, das mit dem Doppelkupplungsgetriebe **1b** der **Fig. 2** ähnlich ist, wobei die Funktion der Kupplung **5** (**Fig. 2**) durch die Schaltkupplungen **1205a** übernommen wird. Eine zusätzliche Schaltkupplung **1205b** verbindet den Stator **1211** der Elektromaschine **1210** wahlweise mit dem – schematisch angedeuteten – Getriebegehäuse **1250** oder bei geschlossener Schaltkupplung **1205** mit der Kurbelwelle **1204**. An beiden Schaltkupplungen können Synchronisationseinrichtungen **1251**, **1252** vorgesehen sein. Die Verbindung des Stators **1211** mit der Kurbelwelle **1204** bei geschlossener Schaltkupplung **1205** ermöglicht einen Betrieb der Elektromaschine **1210** mit einer Differenzdrehzahl zur Drehzahl der Kurbelwelle **1204**, so dass beispielsweise sehr kleine Differenzdrehzahlen sehr gut aussteuerbar sind und die Einstellung der Synchronisationsdrehzahlen an der Getriebeeingangswelle **1202a** im Hinblick auf die Schaltungen der Schaltkupplungen **1205a**, **1205b**, **1230a** besser, schneller und einfacher erfolgen kann.

**[0081]** Der Start der Brennkraftmaschine erfolgt vorzugsweise in Neutralstellung des Getriebes **1201** bei geöffneter Schaltkupplung **1205a** und mit dem Getriebegehäuse **1250** verbundenen Stator **1211**. Beim Betrieb der Elektromaschine **1210** beschleunigt der Rotor **1209** die Getriebeeingangswelle **1202a** und damit über das Zahnradpaar **1253/1254** die Kurbelwelle **1204** und startet die Brennkraftmaschine. Eine alternative Startmethode kann in der Weise vorgesehen sein, dass die Schaltkupplung **1205a** geschlossen, der Stator **1211** mit der Kurbelwelle **1204** verbunden und ein auf der Getriebeeingangswelle **1202a** angeordneter Gang VI oder IV mittels der Schaltkupplung **1230a** eingelegt ist. Bei betätigten Bremsen des Fahrzeugs wird der Rotor **1209** festgehalten und der Stator **1211** treibt über die Zahnradverbindung **1253/1254** die Kurbelwelle **1204** an.

**[0082]** Der weitere Betrieb des Fahrzeugs erfolgt wie mit Ausführungsbeispielen mit zwei Reibungskupplungen, wobei bei Schaltungen der Schaltkupplungen

**1205a, 1205b** jeweils die Elektromaschine **1210** deren Synchronisation durch Beschleunigen und Verzögern der Getriebeeingangswelle **1202a** mit der Kurbelwelle **1204** unterstützt oder vollständig übernimmt, so dass die Synchronisationseinrichtungen **1251, 1252** entfallen können.

**[0083]** An dem dem mit der Schaltkupplung **1205a** versehenen Ende entgegengesetzten Ende der Getriebeeingangswelle **1202a** kann ein Nebenaggregat **1255** mit dieser verbindbar oder verbunden angeordnet sein, das beim Stillstand des Fahrzeugs mittels der Elektromaschine **1210** angetrieben, das heißt weiterbetrieben werden kann. Es versteht sich, dass in Wirkverbindung zu der Getriebeeingangswelle **1202a** weitere Nebenaggregate angeordnet sein können, die beispielsweise mittels eines Umschlingungsmitteltriebs mit dem Nebenaggregat **1255** verbunden sein können.

**[0084]** Die Fig. 21 zeigt in schematischer Darstellungsweise ein dem Doppelkupplungsgetriebe **1** der Fig. 1 ähnliches Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **301** mit zwei Getriebewellen **302a, 302b** sowie zumindest eine Ausgangswelle **303**, die über ein Differential, eine Leistungsverzweigung wie Viskokupplung, Leistungsverzweigungsgetriebe und/oder dergleichen mit zumindest einem Antriebsrad, vorzugsweise zwei beziehungsweise vier Antriebsrädern antriebsmäßig verbunden ist und damit das Antriebsmoment auf das zumindest eine Antriebsrad zur Fortbewegung des Fahrzeugs überträgt, wobei ein von den Rädern zum Zwecke der Rekuperation eingetragenes Schubmoment auch in umgekehrter Drehmomentrichtung in das Getriebe eingetragen werden kann. Zwischen der von einer Brennkraftmaschine angetriebenen Kurbelwelle **304** und den Getriebeeingangswellen **302a, 302b** ist jeweils eine Reibungskupplung **305, 306** vorgesehen, die die entsprechende Getriebeeingangswelle **302a, 302b** von der Kurbelwelle **304** abkoppelbar vorsieht. Im Verlauf des Drehmoments zwischen der Kurbelwelle **304** und den Kupplungen **305, 306** kann optional jeweils eine Dämpfungseinrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen und/oder Axial- oder Taumelschwingungen vorgesehen sein, beispielsweise ein zwischen zwei Kurbelwellenästen **304, 304a** angeordnetes Zweimassenschwungrad **307** oder ein Torsionsschwingungsdämpfer in zumindest einer der Kupplungsscheiben der Kupplungen **305, 306**. Es versteht sich, daß das Zweimassenschwungrad – wie an sich bekannt – in zumindest eine vorzugsweise beide Kupplungen **305, 306** integriert sein kann, wobei in einer bevorzugten Ausführungsform ein Zweimassenschwungrad mit Doppelkupplung, besonders vorteilhaft sein kann. Die Kupplungen **305, 306** sind vorzugsweise als Reibungskupplungen mit jeweils einer Anpreßplatte und einer mit dieser axial verlagerbaren, drehfest verbundenen Druckplatte gebildet. Es können in

besonderen Anwendungsfällen auch Nasskupplungen, beispielsweise in Lamellenbauweise oder ähnlich Wandlerüberbrückungskupplungen von Drehmomentwandlern, vorteilhaft sein, die in das Getriebe integriert sein können. Es versteht sich, dass hierbei alle Vorteile bezüglich des Aufbaus von Wandlerüberbrückungskupplungen wie beispielsweise profilierte Reibbeläge, Kolbensteuerungen für den die Wandlerüberbrückungskupplung ansteuernden Kolben, Reibelagskühlung und dergleichen vorteilhaft sein können. Bei Verwendung von Reibungskupplungen sind axial zwischen Druckplatte und Anpreßplatte Reibbeläge vorgesehen, die an einer drehschlüssig mit der jeweiligen Getriebeeingangswelle **302a, 302b** in Verbindung stehenden Kupplungsscheibe befestigt sind. Der Reibeingriff zwischen Druckplatte und Anpreßplatte einerseits und den Reibbelägen andererseits wird vorzugsweise durch einen axial verlagerbaren, Anpreßplatte und Druckplatte axial verspannenden Energiespeicher beispielsweise eine Tellerfeder vorgesehen, die durch eine Ausrückvorrichtung vorzugsweise axial betätigt wird, wobei die Vorspannung zwischen der Anpreßplatte, den Reibbelägen und der Druckplatte bei ausgerückter Kupplung und damit ein Reibschluss zwischen Kurbelwelle **304** und Getriebeeingangswelle **302a, 302b** aufgehoben wird. Es versteht sich, daß bei Verwendung einer Doppelkupplung eine Anpreßplatte für beide Kupplungen **305, 306** vorgesehen werden kann, sowie eine Ausrückvorrichtung beide Kupplungen betätigen kann und zwischen eingerückter und ausgerückter Kupplung schlupfende Kupplungszustände mit einem verminderten übertragbaren Drehmoment einstellbar sind. Bezüglich einer einzusetzenden Doppelkupplung kann weiterhin eine selbstnachstellende Kupplung vorgesehen sein, die in der DE 101 16 705, die hiermit voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist, näher erläutert und beschrieben ist.

**[0085]** Die zumindest eine Ausrückvorrichtung kann automatisch mittels eines Aktors betätigt werden. Der Aktor kann hierbei elektrisch, hydraulisch, pneumatisch oder in einer Kombination dieser wirksam sein, wobei beispielsweise ein elektrischer Aktor einen Geberzylinder beaufschlagen kann, der den Betätigungsimpuls über eine hydraulische Strecke auf einen Nehmerzylinder überträgt, der die Tellerfeder axial unter Zwischenschaltung eines Ausrücklagers axial verlagert. Weiterhin kann ein elektrischer Aktor als Drehantrieb für einen Axialantrieb direkt um die Getriebeeingangswelle **302a, 302b** angeordnet sein, wobei ein oder zwei, beispielsweise ineinander geschachtelte Axialantriebe die Kupplungen **305, 306** betätigen können.

**[0086]** Zwischen den Getriebeeingangswellen **302a, 302b** und der Getriebeausgangswelle **303** sind die Gänge oder Übersetzungsstufen I, II, III, IV, V, VI, R zur Bildung des Getriebes **301** mit hier sechs Vor-

wärts- und einem Rückwärtsgang vorgesehen, wobei diese bezüglich ihrer Übersetzung alternierend auf den Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** angeordnet sind. Der Rückwärtsgang R ist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel auf der Getriebeeingangswelle **302b** angeordnet, kann in weiteren Ausführungsbeispielen jedoch auch auf der Getriebeeingangswelle **302a**, beispielsweise benachbart zu Übersetzungsstufe VI, vorgesehen sein. Aus der Anordnung der Übersetzungsstufen resultiert ein Schalten der Gänge in der Weise, dass beispielsweise auf der Getriebeeingangswelle **302b** ein Gang I eingelegt und die Kupplung **306** geschlossen und bei geöffneter Kupplung **305** während des Antriebs des Fahrzeugs über die Getriebeeingangswelle **302b** und die Getriebeausgangswelle **303** mit dem Gang I der nächst folgende Gang II bereits eingelegt werden kann und im Moment der Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung nur die Kupplung **305** geschlossen und die Kupplung **306** geöffnet wird. Hierbei können beispielsweise zur Erhöhung des Fahrkomforts die Kupplungen **305**, **306** überschneidend geschaltet werden, das heißt, dass in einem Betriebsbereich beide Kupplungen **305**, **306** in schlupfender Betriebsweise Drehmoment von der Brennkraftmaschine auf die Getriebeausgangswelle **303** übertragen. Nach dem vorliegenden Gedanken ist mit der Getriebeeingangswelle **302a** eine Elektromaschine **310** antriebsmäßig verbunden oder um diese mit dieser verbindbar angeordnet. In den gezeigten Ausführungsbeispielen ist der Rotor **309** mit der Rotorwelle **309a** radial innerhalb des Stators **311**, der gehäusefest mit dem Getriebegehäuse oder einem anderen feststehenden Bauteil verbunden ist, angeordnet.

**[0087]** In der schematischen Darstellungsweise teilt sich der Kurbelwellenstrang **304a** – wie hier gezeigt – über eine einen Formschluss bildenden Verbindung wie Zahnradverbindung mit einem zur Kurbelwellenstrang **304a** koaxialen Zahnrad **304b** und zwei mit diesem kämmenden Zahnradern **304c**, **304d**, die jeweils koaxial auf einem Eingangsstrang **304e**, **304f** für die Kupplungen **305**, **306** der Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** angeordnet sind, wobei zwischen den Zahnradern **304b**, **304c** beziehungsweise **304b**, **304d** die Übersetzung  $i = 1$  oder eine von  $i = 1$  unterschiedliche Übersetzung eingestellt sein kann und auch die Übersetzungen  $i$  zwischen den Zahnradern **304b**, **304c** und den Zahnradern **304b**, **304d** unterschiedlich und damit eine unterschiedliche Übersetzungsstufe zwischen den Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** vorgesehen sein kann. Es versteht sich, dass die hier gezeigte Anordnung der Wellen **302a**, **302b**, **303** in einer Ebene nicht für alle Getriebe dieser Art vorteilhaft sein muß sondern vielmehr die Wellen in einer räumlichen Anordnung zueinander einen geringeren Bauraum benötigen können. Weiterhin können die Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** als umeinander angeordnete Wellen ausgeführt sein, wobei eine Getriebe-

eingangswelle **302a**, **302b** als Hohlwelle ausgestaltet ist, in der die andere geführt ist. Die beiden Kupplungen **305**, **306** trennen die Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** von der Kurbelwelle **304** und unterbinden in ausgerücktem Zustand damit den Drehmomentanschluss zur und von der Brennkraftmaschine.

**[0088]** Auf der Getriebeeingangswelle **302b** sind die Losräder **312**, **313**, **314**, **315** zur Bildung der Übersetzungsstufen I, III, V, R drehbar von der Kupplung **306** beginnend mit der kleinsten Übersetzung beziehungsweise größten Untersetzung (Gang I) mit steigender Übersetzung angeordnet und mittels der Schaltmuffen oder Schiebbehülsen **316**, **317**, die jeweils zwei Gänge I, III beziehungsweise V, R schalten, indem sie jeweils eines der Losräder **312**, **313** beziehungsweise **314**, **315** in an sich bekannter Weise mit der Getriebeeingangswelle **302b** drehfest verbinden oder in einer Neutralstellung, in der kein Gang geschaltet wird, positioniert sind. Die Losräder **312**, **313**, **314**, **315** kämmen zur Bildung der Übersetzungen der Gänge I, III, V, R mit jeweils einem auf der Abtriebswelle **303** drehfest angeordneten Festrad **318**, **319**, **320**, **321**, wobei zur Bildung des Rückwärtsganges R zwischen dem Festrad **321** und dem Losrad **315** ein Reversierad **322** mit beiden kämmt. Die Schaltmuffen **316**, **317** werden mittels des Endbetätigungsmechanismus **430'** beispielsweise mittels nicht dargestellter Schaltgabeln betätigt. Die Übersetzungsstufen V, R verfügen über jeweils eine Synchronisationseinrichtung **325**, **326**. Bei den Übersetzungsstufen I, III werden die Synchronisationseinrichtungen weggelassen. Die Synchronisation der Getriebeeingangswelle **302b** auf die Drehzahl der Getriebeausgangswelle **303** während eines Schaltvorgangs von der Übersetzungsstufe I nach III erfolgt durch eine Anbremsen der Getriebeeingangswelle **302b** mittels der Synchronisationseinrichtung **325** der Übersetzungsstufe V. Hierzu wird mit dem Endbetätigungsmechanismus **430'** nach dem Auslegen von Gang I die Synchronisationseinrichtung **325** betätigt und Gang III eingelegt. Die räumliche Abfolge der Übersetzungsstufen I, III, V kann erfindungsgemäß so gewählt sein, dass das Auslegen der Übersetzungsstufe I und das Einlegen der Übersetzungsstufe III in derselben axialen Bewegungsrichtung des Endbetätigungsmechanismus **323** verläuft wie das Anbremsen der Synchronisationseinrichtung **325**. Es versteht sich, dass in entsprechender Weise auch die Getriebeeingangswelle **302b** bei einem Wechsel von der Übersetzungsstufe II in die Übersetzungsstufe IV mittels eines entsprechenden Endbetätigungsmechanismus synchronisiert werden kann, wobei hierzu an der Übersetzungsstufe VI eine entsprechende Synchronisationseinrichtung vorzusehen wäre. Die Elektromaschine **310** als die Synchronisation der Getriebeeingangswelle **302a** übernehmende Einheit könnte dann, – müsste aber nicht zwangsläufig – entfallen oder könnte um die Getriebeeingangswelle **302b** angeordnet sein. Weiterhin kann der Rück-

wärtsgang auch der Schiebehülse **331**, die den Gang VI schaltet zugeordnet, wobei die Schiebehülse **317** nur noch den Gang V betätigt oder einen zusätzlichen Gang VII, der höher als Gang VI übersetzt ist und an dem dann die erfindungsgemäße Synchronisationseinrichtung anzubringen wäre.

**[0089]** Mit der Getriebeeingangswelle **302a** ist an dem der Kupplung **305** entgegengesetzten Ende dieser die Elektromaschine **310** über deren Rotorwelle **309a** über einen Formschluss in Umfangsrichtung verbunden, beispielsweise angeflanscht, axial verzahnt oder dergleichen. Hierbei kann die Elektromaschine **310** außerhalb des Getriebegehäuses angeordnet sein, wobei die Rotorwelle **309a** oder die nach außen geführte Getriebeeingangswelle **302a** gegen das Gehäuse abgedichtet ist. Alternativ kann die Elektromaschine **310** im Getriebegehäuse untergebracht sein, wobei es vorteilhaft sein kann, diese separat zu kapseln.

**[0090]** Weiterhin sind auf der Getriebeeingangswelle **302a** die geraden Übersetzungsstufen oder Gänge II, IV, VI angeordnet, wobei der Gang II bezüglich seiner Übersetzung zwischen Gang I und Gang III, Gang IV zwischen Gang III und Gang V und der Gang VI als Overdrive mit der größten Übersetzung ausgelegt ist. Zur Bildung der Gänge II, IV, VI sind auf der Getriebeeingangswelle **302a** die Losräder **327**, **328**, **329** verdrehbar angeordnet und mittels der Schaltmuffen **330**, **331**, die in gleicher Weise wie die Schaltmuffen **316**, **317** von dem Endbetätigungsmechanismus **323** angesteuert sein können, mit der Getriebeeingangswelle **302a** drehfest verbindbar, wobei die Schaltmuffe **330** wahlweise einen der beiden Gänge II oder IV schalten oder in Neutralstellung, in der keiner der beiden Gänge II, IV geschaltet ist, stehen kann und die Schaltmuffe **331** den am höchsten übersetzten Gang VI schaltet oder in Neutralstellung positioniert ist. Die Losräder **327**, **328**, **329** kämmen mit denselben Festrädern **318**, **319**, **320** wie die Losräder **312**, **313**, **314** der Getriebeeingangswelle **302b** und werden vorteilhafterweise mit demselben Endbetätigungsmechanismus **430** betätigt wie die Gänge I, III, V. Die Gänge II, IV, VI können in derselben Weise wie die Gänge I, III, IV der Getriebeeingangswelle **302b** mittels nicht dargestellter Synchronisationseinrichtungen synchronisiert sein. Alternativ können diese weggelassen werden, wobei eine Synchronisation der Losräder **327**, **328**, **329**, die über die Festräder **318**, **319**, **320** an die Drehzahl der Getriebeausgangswelle **303** gekoppelt sind, über die Elektromaschine **310** erfolgt, die die Getriebeeingangswelle **302a** hierzu zum Erzielen der Synchronisationsdrehzahl antreibt oder bremst. Bei Rückschaltvorgängen, beispielsweise von Übersetzungsstufe III nach II oder IV nach II kann die entsprechende Getriebeeingangswelle **302a**, **302b** durch kurzzeitiges Schließen der entsprechenden Kupplung **305**, **306** durch ein von der

Brennkraftmaschine eingetragenes Drehmoment beschleunigt werden.

**[0091]** Die Schaltmuffen **316**, **317**, **330**, **331** werden über entsprechende – nicht dargestellte – Schaltgabeln betätigt, die diese entlang der Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** axial verschieben. Die Betätigung der Schaltgabeln erfolgt dabei automatisiert mittels eines oder mehrerer ebenfalls nicht dargestellter Aktoren, beispielsweise über eine entsprechende Kinematik – wie beispielsweise dem Endbetätigungsmechanismus **430'** – ansteuernde Elektromotoren und/oder elektrische, hydraulische und/oder pneumatische Ventile. Dabei kann es vorteilhaft sein, nicht für jede Schiebehülse einen Aktor sondern einen Aktor für die Wählbewegung zur Auswahl jeweils einer Schaltgabel für eine Schiebehülse **330**, **331** beziehungsweise **316**, **317** und einen weiteren Aktor für die Schaltbewegung der ausgewählten Schaltgabel und damit der Schaltmuffe vorzusehen. Vorteilhaft kann weiterhin sein, die beiden Wählaktoren und die beiden Schaltaktoren zu jeweils einem Aktor zusammenzufassen, wobei der vorliegende Gedanke darin besteht, auf der einen Getriebeeingangswelle **302a**, **302b** einen Gang einzulegen, ohne auf der anderen Getriebeeingangswelle **302b**, **302a** einen eingelegten Gang wieder herauszunehmen, der ebenfalls in derselben Schalt- und Wählordnung aktiviert wird.

**[0092]** Ein weiteres vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel kann eine Axialantrieb mit einem elektrischen Drehantrieb sein, der jeweils um die Schaltmuffen **316**, **317**, **330**, **331** angeordnet ist und daher keine weiteren Vorrichtungen zur Bewegungsübertragung wie Gestänge und dergleichen benötigt. Ein derartiger Axialantrieb ist unter der **Fig. 23** der deutschen Anmeldung mit dem Aktenzeichen DE 100 33 649 beschrieben, die voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist. Letztendlich kann die Verwendung eines Endbetätigungsmechanismus **430** mit einem Hauptbetätigungs- und zumindest einem Nebenbetätigungselement besonders vorteilhaft sein, wie er in den **Fig. 23** bis **Fig. 35c** näher erläutert ist.

**[0093]** Die Funktionsweise des Doppelkupplungsgetriebes **301** wird anhand typischer Betriebsweisen wie Kaltstart und Warmstart der Brennkraftmaschine, typischer Hochschaltvorgang, typischer Rückschaltvorgang, Hoch- und Rückschaltvorgang von auf einer Getriebeeingangswelle **302a**, **302b** angeordneten Gängen, Unterstützungsfunktion des Antriebs durch die Elektromaschine **310**, alleiniges Fahren mit der Elektromaschine **310**, Generatorfunktion der Elektromaschine **310**, Rekuperation beispielhaft erläutert.

**[0094]** Der Kaltstart, beispielsweise bei Außentemperaturen unter 0°C, kann bei diesem Ausführungsbeispiel über einen Impulsstart erfolgen. Hier-

zu sind bei einem Fahrwunsch in Vorwärtsrichtung anfangs beide Kupplungen **305**, **306** geöffnet und die Schiebuhlsen **317**, **330**, **331** in Neutralstellung. Die Schaltmuffe **316** verbindet das Losrad **312** des Gangs I drehfest mit der Getriebeeingangswelle **302b**, der erste Gang, also Gang I ist eingelegt. Die Elektromaschine **310** wird bestromt und erreicht die vorgegebene Impulsdrehzahl, beispielsweise 2000 bis 6500 U/min. Die Impulsdrehzahl kann dabei in Abhängigkeit von Motor kenndaten wie beispielsweise Verdichtung, Hubraum, Zylinderzahl und/oder dergleichen, Außentemperatur, Öltemperatur, der Ruhezeit des Fahrzeugs, der Viskosität des Motor- und/oder des Getriebeöls und/oder dergleichen variabel oder werksseitig fest eingestellt werden. Die Kupplung **305** wird geschlossen und die Brennkraftmaschine gestartet. unmittelbar nach dem Start wird die Kupplung **306** geschlossen und das Fahrzeug fährt an. Die Elektromaschine **310** wird anschließend als Generator betrieben, die dabei erzeugte elektrische Energie wird an einen elektrischen Energiespeicher wie einen Akkumulator, eine Hochstrombatterie, einen Hochleistungskondensator und/oder dergleichen abgegeben. Vorteilhaft können Kombinationen dieser mit entsprechender Leistungselektronik sein, die darauf ausgelegt sind, sowohl besonders effektiv elektrische Energie längere Zeit zu speichern und in einem Kurzzeitspeicher schnell hohe Energiedichten mit hohem Wirkungsgrad aufzunehmen und auch wieder schnell abzugeben. Hierzu eignen sich insbesondere Energiespeichermethoden, die physikalische Energieeffekte wie Ladungsverteilungen, den Aufbau elektromagnetischer Felder und dergleichen benutzen, während für eine Langzeitspeicherung elektrischer Energie insbesondere über elektrochemische Stoffumwandlungen wie Akkumulatoren, Batterien oder dergleichen vorteilhaft genutzt werden kann, wobei über entsprechende, beispielsweise diodenartige Schaltungen ein Energieaustausch bei unterschiedlichen Ladungszuständen, Spannungen kontrolliert oder ausgeschlossen wird.

**[0095]** Ein Warmstart der Brennkraftmaschine in betriebswarmem Zustand oder bei Außentemperaturen beispielsweise über 0°C kann ein Beschleunigen der Elektromaschine **310** auf Impulsdrehzahl entfallen und bei geschlossener Kupplung **305** direkt gestartet werden. Dadurch kann ein wesentlich schnellerer Start der Brennkraftmaschine erzielt werden. Es versteht sich, dass die Elektromaschine **310** bei stärkerer Auslegung, beispielsweise je nach Größe der Brennkraftmaschine bei einem Drehmoment von 100 Nm bis 250 Nm ebenfalls auf einen Impulsstart verzichtet werden kann, wobei sich für den effizienten Gebrauch der Elektromaschine **310** als Startergenerator mit Nutzung der Rekuperation sowie unterstützenden und kurzzeitigen alleinigen Betrieb des Fahrzeugs eine Auslegung des Drehmoments in Abhängigkeit von der Fahrzeuggröße und -gewicht zwi-

schen 80 und 200 Nm als besonders vorteilhaft erwiesen hat.

**[0096]** Sobald das Fahrzeug beispielsweise in Gang I angefahren ist, wird die Kupplung **305** geöffnet und mittels der Schaltmuffe **330** Gang II eingelegt. Zur Aktivierung des Gangs bei einer entsprechenden Fahrsituation, beispielsweise bei Erreichen einer bestimmten Drehzahl der Brennkraftmaschine wird Kupplung **305** geschlossen und Kupplung **306** geöffnet. In gleicher Weise werden die folgenden Gänge III bis VI geschaltet, indem der nächst folgende Gang bei geöffneter Kupplung **305** oder **306** bereits eingelegt und dann durch einen Drehmomentwechsel von einer Getriebeeingangswelle auf die andere durch Öffnen der einen und Schließen der anderen Kupplung **305**, **306** aktiviert wird. In umgekehrter Reihenfolge, wird zurückgeschaltet. Die Wahl des nächstfolgenden Ganges kann durch Auswertung der Fahrsituation wie beispielsweise der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, der Richtung der Beschleunigung, der Drehzahlen der Getriebeeingangswellen, der Getriebeausgangswelle, der Antriebsräder, der nicht angetriebenen Räder, der Querschleunigung, dem Kraftstoffverbrauch, der Gaspedalstellung, der Beladung des Fahrzeugs, einer Anhängelast und/oder ähnlichen Parametern erfolgen. Hierzu kann es vorteilhaft sein, ein Steuergerät für das Getriebe **301** in ein Gesamtsteuergerät des Fahrzeugs zu integrieren oder mit diesem zu vernetzen und die Meßparameter und Kennlinien weiterer Fahrzeugkomponenten wie Sensorsignale, Kennlinien der Brennkraftmaschine, von Nebenaggregaten, Bremsanlage, Kraftstoffversorgungseinrichtung und/oder dergleichen auszuwerten.

**[0097]** In bestimmten Fahrsituationen kann es vorteilhaft sein Vor- und Rückschaltungen vorzunehmen, bei denen ein momentan benutzter und ein Zielgang, in den geschaltet werden soll, auf der gleichen Getriebeeingangswelle **302a** angeordnet sind, wie bei einer Schaltung von Gang II nach Gang IV, von Gang IV nach Gang VI. Hierzu wird beispielhaft die Schaltung von Gang II nach Gang IV auf der Getriebeeingangswelle **302a** näher erläutert. Nach einer Beschleunigung des Fahrzeugs im Gang II wird die Kupplung **305** geöffnet und zwischenzeitlich die Kupplung **306** mit eingelegtem Gang III geschlossen, wodurch die Drehzahl der Brennkraftmaschine an den Gang III angepasst werden kann und sich dadurch senkt. Hierbei muß die Getriebeeingangswelle **302a**, die im Extremfall mit Nenndrehzahl der Brennkraftmaschine drehen kann, auf die neue Synchrondrehzahl für den Gang IV abgebremst werden. Um gegebenenfalls vorhandene Synchronringe nicht überdimensioniert auslegen zu müssen beziehungsweise bei vorgesehener Synchronisation durch die Elektromaschine **310** lange Synchronisationszeiten wegen der bei diesen Drehzahlen nur mit schlechtem Wirkungsgrad arbeitenden Elektromaschine **310** zu

vermeiden, kann die Synchronisation durch Abbremsen der Getriebeeingangswelle **302a** durch kurzzeitiges Schließen der Kupplung **305** erfolgen, wobei das Bremsmoment der Getriebeeingangswelle **302a** durch das Moment der Brennkraftmaschine bereitgestellt wird.

**[0098]** Bei einer Rückschaltung von einem aktivierten Gang in einen Gang auf derselben Getriebeeingangswelle **302a**, das heißt von Gang VI auf Gang IV oder von Gang IV auf Gang II, beispielsweise wenn das Fahrzeug mit niedriger Drehzahl der Brennkraftmaschine gefahren wird und eine schnelle Beschleunigung vom Fahrer gewünscht wird, beispielsweise über eine Kick-Down-Betätigung des Fahrpedals, wird das Antriebsmoment zur Zugkraftauffüllung über die Getriebeeingangswelle **302b** geführt. Am Beispiel einer Rückschaltung von Gang IV nach Gang II soll die Vorgehensweise für diesen Schaltmodus näher erläutert werden. Nach der Lastanforderung wird zuerst die Brennkraftmaschine auf Vollast beschleunigt und die Kupplung **305** nur kurzzeitig zum (astfreien) Ausrücken der Schiebehülse **330** geöffnet und dann wieder teilweise geschlossen, das heißt schlupfend betrieben, so dass nur ein Teil des von der Brennkraftmaschine bereitgestellten Drehmoments in die Kupplung **305** und dadurch in die Getriebeeingangswelle **302a** eingeleitet wird. Die Kupplung **305** kann dabei so angesteuert werden, dass nur ein vorgegebenes Moment auf die Getriebeeingangswelle **302a** übertragen wird. Als zumindest eine Meßgröße zur Steuerung der Kupplung **305** kann hierbei zumindest eine Drehzahl der Kurbelwelle **304**, der Getriebeeingangswellen **302a**, **302b** und/oder der Getriebeausgangswelle **303** dienen. Durch den begrenzten Drehmomenteintrag erhöht die Brennkraftmaschine ihre Drehzahl, wodurch diese die Synchrondrehzahl für den Gang III auf der Getriebeeingangswelle **302a** erreicht. Die Kupplung **306** wird zuerst teilweise geschlossen, das heißt schlupfend betrieben und Gang III wird mittels der Schaltmuffe **316** geschaltet, während Kupplung **305** ganz geschlossen wird, wobei die Brennkraftmaschine unter optionaler Mitwirkung der Elektromaschine **310** die Getriebeeingangswelle **302a** auf die neue Synchrondrehzahl des Gangs II beschleunigt. Nach Erreichen dieser wird Kupplung **306** vollständig ausgerückt und Gang II mittels der Schaltmuffe **330** eingelegt.

**[0099]** Weiterhin kann es vorteilhaft sein, beim Anfahren im Gang I den Gang II nicht sofort einzulegen sondern die Kupplung **305** geschlossen zu halten und die Elektromaschine **310** solange über diese Kupplung die Getriebeeingangswelle **302a** als Generator zur Erzeugung elektrischer Energie anzutreiben, bis der Fahrer das Gaspedal betätigt. Da der Beschleunigungsvorgang im Gang I sehr kurz ist, sollte der Synchronisations- und Schaltvorgang daher in kurzer Zeit, beispielsweise in weniger als 1 s, vorzugsweise in weniger als 0,5 s abgeschlossen sein. Hierzu wird

vor dem Anfahren bei geschlossener Kupplung **305** die Getriebeeingangswelle **302a** durch die auf Vollast beschleunigte Brennkraftmaschine beschleunigt und nach dem Anfahren in Gang I sofort Kupplung **305** geöffnet und die drehende Getriebeeingangswelle **302a** auf die Synchronisationsdrehzahl des Gangs II von der Elektromaschine **310** im Generatorbetrieb und/oder einer gegebenenfalls vorhandenen Synchronisationseinrichtung verzögert. Es versteht sich, dass das Fahrzeug nicht immer im Gang I angefahren werden muß, vielmehr kann es insbesondere bei schweren Fahrzeugen vorteilhaft sein, dieses mit dem Gang II anzufahren und den Gang I nur für sehr starke Steigungen oder als Kriechgang zu benutzen. In diesem und anderen Fällen spezieller Ausführungen von Doppelkupplungsgetrieben kann es vorteilhaft sein, die Elektromaschine an der Getriebeeingangswelle mit dem Gang mit der kleinsten Übersetzung – wie beispielsweise in diesem Getriebe **301** die Elektromaschine **310** an der Getriebeeingangswelle **302b** – vorzusehen.

**[0100]** Beim Betrieb des Fahrzeugs unter Zug kann die Elektromaschine **310** wie bereits erwähnt als Generator zur Stromerzeugung betrieben werden. Weiterhin kann im Schubbetrieb die Elektromaschine **310** rekuperieren, das heißt, aus der kinetischen Energie des Fahrzeugs, die über die Getriebeausgangswelle **303** in das Getriebe **301** eingeleitet wird, im Generatorbetrieb elektrische Energie gewinnen. Hierzu können beide Kupplungen **305**, **306** geöffnet sein, wobei in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs ein für den optimalen Wirkungsgrad bei Nenn-drehzahl der Elektromaschine **310** geeigneter Gang II, IV oder VI eingelegt werden kann. Es versteht sich, dass es vorteilhaft sein kann, in bestimmten Fahrsituationen die Brennkraftmaschine nicht abzukoppeln, um beispielsweise sein Schlepptomente zu nutzen, insbesondere wenn eine Erzeugung von elektrischer Energie beispielsweise bei voll geladenem Energiespeicher nicht nötig ist. Weiterhin kann die Brennkraftmaschine zusätzlich zur Steuerung eines gezielten Rekuperationsmomentes beispielsweise schlupfend zugeschaltet werden, wie bei glatter Fahrbahn und/oder zum Erreichen einer konstanten Verzögerung an Steigungen oder Gefällen. Weiterhin kann die Elektromaschine **310** im Zugmodus der Brennkraftmaschine bei geöffneter Kupplung **305** und einem Drehmomentfluss über die Getriebeeingangswelle **302b** mittels eines der Gänge II, IV, VI als Generator bei optimalen Drehzahlen nahe des Wirkungsgradoptimums betrieben werden.

**[0101]** Fig. 22 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Doppelkupplungsgetriebes **401** mit gegenüber dem Doppelkupplungsgetriebe **301** der Fig. 21 veränderter Anordnung der Übersetzungsstufen I, II, III, IV, V, VI, R mit prinzipiell gleicher Funktion, wobei die nicht dargestellte Elektromaschine mit einer der beiden Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** oder einer der

beiden Getriebeausgangswellen **403a**, **403b** abkoppelbar oder fest wirkverbunden sein kann oder weggelassen werden kann, wobei dann die unter **Fig. 21** beschriebenen von der Elektromaschine abhängigen Funktionen entfallen.

**[0102]** In dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind die Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** koaxial, die Getriebeeingangswelle **402b** als Hohlwelle um die Getriebeeingangswelle **402a** angeordnet. Über die Kupplungen **405**, **406**, vorzugsweise außerhalb des Getriebes **401** als Doppelkupplung ausgeführt, sind die Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** vorzugsweise unter Zwischenschaltung einer Dämpfungseinrichtung **407** mit der Kurbelwelle **404** einer nicht dargestellten Brennkraftmaschine unabhängig voneinander verbindbar. Die Getriebeausgangswelle ist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel in die beiden Äste **403a**, **403b** geteilt, auf denen jeweils die Losräder **412**, **413**, **414**, **415** beziehungsweise **416**, **417**, **418** mittels der Schiebehülsen **416**, **417** beziehungsweise **438**, **431** mit diesen verbindbar angeordnet. Zur Bildung der Radsätze für die einzelnen Übersetzungsstufen kämmen die Losräder mit auf den Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** drehfest aufgenommenen Festrädern **427**, **428** beziehungsweise **432**, **433**, **434**. Die Übersetzungsstufen I und III sind im Wirkeingriff zwischen der hohlwellenförmigen Getriebeeingangswelle **402b** und der Getriebeausgangswelle **403b**, die Übersetzungsstufen V, R mit Getriebeeingangswelle **402b** und der Getriebeausgangswelle **403a** angeordnet. Die Getriebeeingangswelle **402a** ist gegenüber der Getriebeeingangswelle **402b** von den Kupplungen **405**, **406** abgewandt axial erweitert, an der axialen Erweiterung sind in Wirkverbindung zur Getriebeausgangswelle **403b** die Übersetzungsstufen IV und VI angeordnet, in Wirkverbindung zur Getriebeausgangswelle **403a** die Übersetzungsstufe II. Weiterhin nimmt die Getriebeausgangswelle **403a** die Parksperrung P auf. Die Synchronisation der Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** erfolgt während Schaltvorgängen auf einer Getriebeeingangswelle **402a**, **402b** jeweils über eine einzige an der entsprechenden Getriebeeingangswelle **402a**, **402b** angeordneten Synchronisierereinrichtung, beispielsweise bei einer Schaltung von der Übersetzungsstufe I nach III mittels der Synchronisierereinrichtung **425** an der Übersetzungsstufe V oder bei einer Schaltung von Übersetzungsstufe II nach IV an der Synchronisationseinrichtung **426** an der Übersetzungsstufe VI. Hierbei wird das jeweils an den Synchronisationseinrichtungen **425**, **426** über die Losräder **415** beziehungsweise **417** auf die Festräder **434** beziehungsweise **428** der Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** übertragen. Der Rückwärtsgang R wird mittels einer eigenen Synchronisationseinrichtung **436** synchronisiert.

**[0103]** Die Schaltung der Übersetzungsstufen erfolgt durch sogenannte Endausgangsmechanismen, zu denen die Schiebehülsen **416**, **417**, **438**, **431** und

nicht dargestellte, die Schiebehülsen axial verlagernde Schaltgabeln gehören. Die Endausgangsmechanismen werden von einem Endbetätigungsmechanismus, der wiederum mittels einer entsprechenden Aktorik angetrieben wird, betätigt. Vorteilhafterweise ist der Endbetätigungsmechanismus **430**, der in **Fig. 22** nur schematisch angedeutet wird, so ausgebildet, dass er mittels einer Aktorik die Übersetzungsstufen beider Getriebeeingangswellen **402a**, **402b** schalten kann.

**[0104]** **Fig. 23** zeigt hierzu beispielsweise einen Endbetätigungsmechanismus **430**, wie er für das Getriebe **401** der **Fig. 22** und in einer entsprechend an die Getriebebestruktur angepassten Ausführung als Endbetätigungsmechanismus **430'** für das Getriebe **301** in **Fig. 21** sowie nach entsprechender Anpassung an jedes weitere Getriebe mit einer Synchronisationseinrichtung am letzten Gang verwendet werden kann. Es versteht sich, dass der nachfolgende Endbetätigungsmechanismus nach entsprechender Anpassung für jede weitere Getriebeform, beispielsweise weitere Formen von Lastschaltgetrieben oder automatisierten Getrieben mit Zugkraftunterbrechung zur Minimierung der Schaltzeiten vorteilhaft sein kann.

**[0105]** Das Ausführungsbeispiel des Endbetätigungsmechanismus **430** nach dem Gedanken der Erfindung in **Fig. 23** besteht aus der von einer – nicht dargestellten – Aktorik betätigten Schaltwelle **462** und den Eingriffsmitteln **423a**, **423b**, **423c**, **423d**. Die Eingriffsmittel sind dabei Hauptbetätigungselemente wie Schaltfinger **423a**, **423c** und Nebenbetätigungselemente wie Doppelnocken **423b**, **423d**. Der Schaltfinger **423c** ist von der Schaltwelle **462** verdeckt und daher nur angedeutet. Die Eingriffsmittel wirken auf entsprechende Endausgangsmechanismen **420**, die jeweils durch eine Schaltmuffe **416**, **417**, **438**, **431** und eine mit ihr in Verbindung stehende Schaltgabel **465**, **466**, **467**, **468** gebildet werden. Bezogen auf das Getriebe **401** in **Fig. 22** gilt folgende Zuordnung: Die Schaltgabel **465** mit der Schiebehülse **416** betätigt die Übersetzungsstufen I und III, die Schaltgabel **466** mit der Schiebehülse **417** betätigt die Gangstufen IV und VI, die Schaltgabel **468** mit der Schiebehülse **438** betätigt die Übersetzungsstufen V und R und die Schaltgabel **467** mit der Schiebehülse **431** betätigt die Übersetzungsstufe II. Weiterhin kann die Schaltgabel **467** eine zusätzlich an der Schiebehülse **431** vorgesehene Gang VII (nicht dargestellt) schalten, der dann als größter Gang die Synchronisationseinrichtung vom Gang VI übernehmen könnte. Die Schaltgabeln **465**, **466**, **467**, **468** sind auf Wellen **469** axial verschiebbar angeordnet, die Öffnungen **450** der Endbereiche **453** der Schaltgabeln **465**, **466**, **467**, **468** sind so ausgebildet, daß sie jeweils mit dem Hauptbetätigungselement wie Schaltfinger **423a**, **423c** und/oder dem Nebenbetätigungselement wie Doppelnocken **423b**, **423d** in Verbindung treten

können. Hierzu sind erste Teilbereiche **451** zur Verbindung mit einem Schaltfinger **423a**, **423c** und zweite Teilbereiche **452** zur Verbindung mit einem Doppelnocken **423b**, **423d** vorgesehen. Zum Einlegen einer Übersetzungsstufe tritt einer der Schaltfinger **423a**, **423c** mit den Teilbereichen **451** der entsprechenden Schaltgabel **465**, **466**, **467** oder **468** in Verbindung, indem die Schaltwelle **462** in axialer Richtung verschoben wird, wobei der Schaltfinger **423b** mit einem Teilbereich **450** in Verbindung tritt. Durch eine Drehung der Schaltwelle **462** verschwenkt der Schaltfinger **423a**, **423c** wodurch die jeweilige Schaltgabel **465**, **466**, **467** oder **468**, in dessen Öffnung **450** sich der Schaltfinger **423a** beziehungsweise **423c** – es ist immer nur ein Schaltfinger in Wirkkontakt mit den Teilbereichen **451** – befindet, auf der Welle **469** und somit auch die dazugehörige Schiebehülse **416**, **417**, **438** oder **431** verschoben wird und die entsprechende Übersetzungsstufe eingelegt wird.

**[0106]** Gleichzeitig sind bei der axialen Verschiebung der Schaltwelle **462** die Doppelnocken **423b**, **423d** mit den korrespondierenden Bereichen **452** aller weiteren Endausgangsmechanismen **420**, die derselben Getriebeeingangswelle (**402a**, **402b** in **Fig. 22**) zugeordnet sind, in Verbindung getreten, so daß bei der Drehung der Schaltwelle **462** diese Übersetzungsstufen ausgelegt werden. Die Synchronisation einer Schaltung von der Übersetzungsstufe I zur Übersetzungsstufe III erfolgt dabei unter Berücksichtigung des Getriebes **401** der **Fig. 22** am Beispiel einer Schaltung von Gang I nach Gang III wie folgt: der aktuell Drehmoment übertragende Gang ist Gang II, die Kupplung **405** ist geschlossen, die Kupplung **406** geöffnet, der Gang I ist noch eingelegt. Mit dem Schaltfinger **423c** wird die Öffnung **450** der Schaltgabel **468** angefahren und in Wirkeingriff mit dem Teilbereich **451c** gebracht, wobei der Doppelnocken **423b** in Wirkverbindung mit dem Teilbereich **452a** der Schaltgabel **465** der Gangpaarung I/III tritt. Eine Verdrehung der Schaltwelle **462** bewirkt infolge des Winkelversatzes von Schaltfinger **423c** gegenüber dem Doppelnocken **423b** zuerst ein Auslegen von Gang I und dann ein Anbremsen der Getriebeeingangswelle mittels der Synchronisationseinrichtung **425** (**Fig. 22**) an Gang V. Nach Erreichen der Synchrondrehzahl beziehungsweise eines tolerierbaren Synchrondrehzahlbereiches wird die Schaltwelle **462** in Richtung Neutralstellung verdreht und axial verlagert, so dass der Schaltfinger **423a** in Wirkeingriff mit dem Teilbereich **451** der Schaltgabel **465** tritt, und dann zum Einlegen des Gangs III wiederum verdreht wird. Entsprechend wird von Gang II nach Gang IV geschaltet, indem der Schaltfinger **423a** im Wirkeingriff mit dem Teilbereich **451b** der Schaltgabel **466** zuerst die Synchronisationseinrichtung **426** (**Fig. 22**) der Übersetzungsstufe VI anbremst und mittels des in Wirkeingriff mit dem Teilbereich **452d** stehenden Doppelnocken **423d** Gang II ausgelegt wird. Ein Verdrehen der Schaltstange **462** bewirkt eine Verschiebung der

Schiebehülse **466** und damit das Einlegen des Gangs IV.

**[0107]** Die zeitliche Abfolge des Eingriffs des Hauptbetätigungselements **423a**, **423c** gegenüber den einzelnen Nebenbetätigungselementen **423b**, **423d** hängt vom zeitlichen Wirksamwerden des Kontakts zwischen den Bereichen **451** und den Schaltfingern **423a**, **423c** einerseits und den Doppelnocken **423b**, **423d** und den Bereichen **452** andererseits während der Verdrehung der Schaltwelle **462** ab, so dass beispielsweise ein zwischen den Teilen **423a**, **423c** und **423b**, **423d** vorgesehener Winkelversatz und/oder eine Ausdehnung eines der Teile **423a**, **423b**, **423c**, **423d** in Umfangsrichtung um die Achse der Schaltwelle **462** die zeitliche Abfolge von Manipulationen, beispielsweise eine zeitliche Verzögerung zwischen Auslegen der aktiven Übersetzungsstufe, Synchronisation der neu einzulegenden Übersetzungsstufe und Einlegen der neuen Übersetzungsstufe bewirken kann.

**[0108]** Die **Fig. 24a** zeigt schematisch und beispielhaft ein Fahrzeug **501**, bei dem die Erfindung besonders vorteilhaft zur Anwendung kommen kann. Die Kupplung **504** ist vorliegend im Kraftfluß zwischen Antriebsmotor **502** und Getriebevorrichtung **506** angeordnet; zweckmäßigerweise ist zwischen Antriebsmotor **502** und der Kupplung **504** eine geteilte Schwungmasse angeordnet, deren Teilmassen gegeneinander unter Zwischenschaltung einer Feder-Dämpfer-Einrichtung verdrehbar sind, wodurch wesentlich insbesondere die schwingungstechnischen Eigenschaften des Antriebsstranges verbessert werden. Vorzugsweise wird die Erfindung mit einer Dämpfungseinrichtung zum Aufnehmen beziehungsweise Ausgleichen von Drehstößen beziehungsweise Einrichtung zum Kompensieren von Drehstößen beziehungsweise Drehstoß mindernder Einrichtung beziehungsweise Einrichtung zum Dämpfen von Schwingungen kombiniert, wie sie insbesondere in den Veröffentlichungen DE OS 34 18 671, DE OS 34 11 092, DE OS 34 11 239, DE OS 36 30 398, DE OS 36 28 774 und DE OS 37 21 712 der Anmelderin beschrieben ist, deren Offenbarungen auch zum Offenbarungsinhalt der vorliegenden Anmeldung gehören.

**[0109]** Das Fahrzeug **501** wird von einem Antriebsmotor **502** wie Brennkraftmaschine, der vorliegend als Verbrennungsmotor wie Otto- oder Dieselmotor dargestellt ist, angetrieben; in einem anderen Ausführungsbeispiel kann der Antrieb auch mittels Hybridantrieb, elektromotorisch oder hydromotorisch erfolgen. Die Kupplung **504**, ist im gezeigten Ausführungsbeispiel eine Reibungskupplung, mittels derer der Antriebsmotor **502** von der Getriebevorrichtung **506** insbesondere zum Anfahren oder zur Durchführung von Schaltvorgängen trennbar ist. Durch ein zunehmendes Ein- beziehungsweise Ausrücken der Kupplung



wird mehr oder weniger Moment übertragen, hierzu werden eine Anpreßplatte und eine Druckplatte axial relativ gegeneinander verschoben und nehmen eine zwischengeschaltete Reibscheibe mehr oder weniger mit. Die als Kupplung ausgebildete Kupplung **504** ist vorteilhaft selbstnachstellend, d. h. der Verschleiß der Reibbeläge wird derart ausgeglichen, daß eine konstante geringe Ausrückkraft gewährleistet ist. Vorzugsweise wird die Erfindung mit einer Reibungskupplung kombiniert, wie sie insbesondere in den Anmeldungen DE OS 42 39 291, DE OS 42 39 289 und DE OS 43 06 505 der Anmelderin beschrieben ist, deren Offenbarungen auch zum Offenbarungsinhalt der vorliegenden Anmeldung gehören.

**[0110]** Mittels einer Welle **508** sind die Räder **512** des Fahrzeuges **501** über ein Differential **510** angetrieben. Den angetriebenen Rädern **512** sind Drehzahlsensoren **560**, **561** zugeordnet, wobei gegebenenfalls auch nur ein Drehzahlsensor **560** oder **561** vorgesehen ist, die jeweils ein Signal entsprechend der Drehzahl der Räder **512** erzeugen; zusätzlich oder alternativ ist ein Sensor **552** an anderer geeigneter Stelle im Antriebsstrang, beispielsweise an der Welle **508**, zur Ermittlung der Getriebeausgangsdrehzahl vorgesehen. Die Getriebeeingangsdrehzahl kann mittels eines weiteren Sensors ermittelt werden oder auch, wie im vorliegenden Ausführungsbeispiel, aus der Antriebsmotordrehzahl bestimmt werden, so kann beispielsweise das im Getriebe eingestellte Übersetzungsverhältnis festgestellt werden.

**[0111]** Eine Betätigung der Reibungskupplung **504**, die vorteilhaft gedrückt, in einem anderen Ausführungsbeispiel zweckmäßigerweise auch gezogen ausgeführt werden kann, erfolgt vorliegend mittels einer Betätigungseinrichtung **546**, wie Kupplungsaktor. Zur Betätigung des Getriebes **506** ist eine zwei Aktoren **548** und **550** umfassende Betätigungseinrichtung vorgesehen, wobei einer der Aktoren eine Wählbetätigung und der andere eine Schaltbetätigung durchführt. Der Kupplungsaktor **546** ist als elektrohydraulisches System ausgeführt, wobei eine Einbeziehungsweise Ausrückbewegung mittels eines elektrischen Antriebes beispielsweise mittels eines elektrischen Gleichstrommotors erzeugt und über eine hydraulische Strecke auf das Ausrücksystem übertragen wird. Die Getriebeaktoren **548**, **550** sind als elektrische Antriebe beispielsweise als elektrische Gleichstrommotoren ausgeführt, die über eine Kinematik mit den bewegten Gliedern im Getriebe **506** in Verbindung stehen, die zur Festlegung des Übersetzungsverhältnisses betätigt werden. In einem anderen Ausführungsbeispiel, insbesondere wenn große Betätigungskräfte gefordert sind, kann es auch sehr zweckmäßig sein, ein hydraulisches System zur Betätigung vorzusehen.

**[0112]** Die Steuerung der Kupplung **504** und des Getriebes **506** erfolgt durch eine Steuereinrichtung **544**,

die zweckmäßigerweise mit dem Kupplungsaktor **546** eine bauliche Einheit bildet, wobei es in einem anderen Ausführungsbeispiel auch von Vorteil sein kann, diese an anderer Stelle im Fahrzeug anzubringen. Die Betätigung von Kupplung **504** und Getriebe **506** kann in einer automatischen Betriebsart durch die Steuereinrichtung **544** automatisiert erfolgen, oder in einer manuellen Betriebsart durch eine Fahrereingabe mittels einer Fahrereingabevorrichtung **570**, wie Schalthebel, wobei die Eingabe mittels Sensor **571** erfaßt wird. In der automatischen Betriebsart werden Übersetzungsstufenwechsel durch eine entsprechende Ansteuerung der Aktoren **546**, **548** und **550** gemäß Kennlinien durchgeführt, die in einem der Steuereinrichtung **544** zugeordneten Speicher abgelegt sind. Es sind eine Mehrzahl von durch zumindest eine Kennlinie festgelegter Fahrprogramme vorhanden, zwischen denen der Fahrer wählen kann, wie ein sportliches Fahrprogramm, in dem der Antriebsmotor **502** leistungsoptimiert betrieben wird, ein Economy-Programm, in welchem der Antriebsmotor **502** verbrauchsoptimiert betrieben wird oder ein Winter-Programm, in dem das Fahrzeug **501** fahrsicherheitsoptimiert betrieben wird; weiterhin sind im beschriebenen Ausführungsbeispiel Kennlinien adaptiv beispielsweise an das Fahrerverhalten und/oder an andere Randbedingungen wie Fahrbahnreibung, Außentemperatur und dergleichen anpaßbar.

**[0113]** Eine Steuereinrichtung **518** steuert den Antriebsmotor **502** über Einflußnahme auf Gemischzuführung oder Zusammensetzung, wobei in der Figur stellvertretend eine Drosselklappe **522** dargestellt ist, deren Öffnungswinkel mittels eines Winkelgebers **520** erfaßt wird und dessen Signal der Steuereinrichtung **518** zur Verfügung steht. Bei anderen Ausführungen der Antriebsmotorregelung wird der Steuereinrichtung **518**, falls es sich um einen Verbrennungsmotor handelt, ein entsprechendes Signal zur Verfügung gestellt, anhand dessen die Gemischzusammensetzung und/oder das zugeführte Volumen bestimmt werden kann; zweckmäßigerweise wird auch das Signal einer vorhandenen Lambdasonde verwendet. Weiterhin steht der Steuereinrichtung **518** im vorliegenden Ausführungsbeispiel ein Signal eines vom Fahrer betätigten Lasthebels **514**, dessen Stellung mittels eines Sensors **516** erfaßt wird, ein Signal über eine Motordrehzahl, erzeugt durch einen Drehzahlsensor **528**, der der Motorabtriebswelle zugeordnet ist, ein Signal eines Saugrohrdrucksensors **526** sowie ein Signal eines Kühlwassertemperatur-sensors **524** zur Verfügung.

**[0114]** Die Steuereinrichtungen **518** und **544** können in baulich und/oder funktionell getrennten Teilbereichen ausgebildet sein, dann sind sie zweckmäßigerweise beispielsweise mittels eines CAN-Bus **554** oder eine andere elektrische Verbindung zum Datenaustausch miteinander verbunden. Jedoch kann es auch vorteilhaft sein, die Bereiche der Steuerein-

richtungen zusammenzufassen, insbesondere da eine Zuordnung der Funktionen nicht immer eindeutig möglich ist und ein Zusammenwirken notwendig ist. Insbesondere kann während bestimmten Phasen des Übersetzungsstufenwechsels die Steuereinrichtung **544** den Antriebsmotor **502** bezüglich der Drehzahl und/oder des Momentes steuern.

**[0115]** Sowohl der Kupplungsaktor **546** als auch die Getriebeaktoren **548** und **550** erzeugen Signale, aus denen eine Aktorposition zumindest abgeleitet werden kann, welche der Steuereinrichtung **544** zur Verfügung stehen. Die Positionsermittlung erfolgt vorliegend innerhalb des Aktors, wobei ein Inkrementalgeber verwendet wird, der die Aktorposition in Bezug zu einem Referenzpunkt bestimmt. In einem anderen Ausführungsbeispiel kann es jedoch auch zweckmäßig sein, den Geber außerhalb des Aktors anzuordnen und/oder eine absolute Positionsbestimmung beispielsweise mittels eines Potentiometers vorzusehen. Eine Bestimmung der Aktorposition ist in Hinblick auf den Kupplungsaktor insbesondere deshalb von großer Bedeutung, als hierdurch der Greifpunkt der Kupplung **504** einem bestimmten Einrückweg und somit einer Aktorposition zuordenbar wird. Vorteilhaft wird der Greifpunkt der Kupplung **504** bei Inbetriebnahme und während des Betriebs wiederholt neu bestimmt, insbesondere in Abhängigkeit von Parametern wie Kupplungsverschleiß, Kupplungstemperatur und dergleichen. Eine Bestimmung der Getriebeaktorpositionen ist in Hinblick auf die Bestimmung des eingelegten Übersetzungsverhältnisses wichtig.

**[0116]** Weiterhin stehen der Steuereinrichtung **544** Signale von Drehzahlsensoren **562** und **563** der nicht angetriebenen Räder **565** und **566** zur Verfügung. Zur Bestimmung einer Fahrzeuggeschwindigkeit kann es sinnvoll sein, den Durchschnittswert der Drehzahlsensoren **562** und **563** beziehungsweise **560** und **561** heranzuziehen, um Drehzahlunterschiede etwa bei Kurvenfahrt auszugleichen. Mittels der Drehzahl-signale kann die Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt und darüber hinaus auch eine Schlupferkennung durchgeführt werden. In der Figur sind Ausgabeverbindungen der Steuereinrichtungen als durchgezogene Linien dargestellt, Eingabeverbindungen sind gestrichelt dargestellt. Die Verbindung der Sensoren **561**, **562** und **563** zur Steuereinrichtung ist nur angedeutet.

**[0117]** Auch bei einem Fahrzeug mit einem wie in Fig. 24b schematisch und beispielhaft gezeigten Antriebsstrang kann die vorliegende Erfindung besonders vorteilhaft angewendet werden. Bei einem derartigen Fahrzeug ist es möglich, Übersetzungsstufen zugkraftunterbrechungsfrei zu wechseln. Zwischen Antriebsmotor **1010** und Abtrieb **1100** sind zwei Stränge **1110** und **1120** gebildet, über die der Momentenfluß erfolgen kann, jeder der Stränge ist einer Kupplung **1020** beziehungsweise **1030** zugeord-

net und kann mittels ihr in den Momentenfluß eingebunden werden. Gezeigt ist eine bevorzugte Ausführungsform, bei der die Kupplungen **1020** und **1030** zwischen Antriebsmotor **1010** und Übersetzungsstufen **1040** beziehungsweise **1050** angeordnet sind. In einem anderen Ausführungsbeispiel kann es jedoch auch zweckmäßig sein, eine oder beide Kupplungen **1020** und/oder **1030** zwischen den Übersetzungsstufen **1040**, **1050** und dem Abtrieb **1100** anzuordnen. Durch eine Betätigung der Kupplungen **1020** beziehungsweise **1030** im übergehenden Wechsel kann ein kontinuierlicher Wechsel des Momentenflusses von einem Strang auf den anderen erreicht werden. Es sind zwei Gruppen **1040** und **1050** von Übersetzungsstufen vorhanden, die jeweils von einem der Stränge **1110** beziehungsweise **1120** umfaßt werden, wobei Übersetzungsstufen, zwischen denen ein zugkraftunterbrechungsfreier Wechsel möglich sein soll, unterschiedlichen Gruppen zugehören. Bevorzugterweise gehören bezüglich ihrer Übersetzung aufeinanderfolgende Übersetzungsstufen unterschiedlichen Gruppen zu, beispielsweise bilden die Gänge I, III und V eine Gruppe **1040** und die Gänge II, IV und gegebenenfalls VI eine Gruppe **1050**; der Rückwärtsgang R wird zweckmäßigerweise der Gruppe **1050** zugeordnet. In anderen Ausführungsbeispielen kann es jedoch auch von Vorteil sein, wenn die Aufteilung der Übersetzungsstufen in Gruppen anders erfolgt oder wenn bestimmte Übersetzungsstufen sowohl in einer Gruppe **1040** als auch in der anderen Gruppe **1050** nutzbar sind beziehungsweise in beiden Gruppen vorhanden sind.

**[0118]** Auch die Kupplungen **1030** und **1020**, sowie die Übersetzungsstufen der Gruppen **1040** und **1050** sind, wie im mit Fig. 24a gezeigten und beschriebenen Beispiel automatisiert betätigbar. Hierzu sind Kupplungsaktoren **1060** und **1070** zur Betätigung der Kupplungen **1020** und **1030** gezeigt. Es kann in einem anderen Ausführungsbeispiel auch sehr zweckmäßig sein, nur einen Kupplungssteller zur Betätigung beider Kupplungen zu verwenden. In der Figur sind weiterhin Betätigungseinrichtungen **1080** und **1090** zur Betätigung der Übersetzungsstufen der Gruppen **1040** und **1050** gezeigt. Besonders vorteilhaft ist jedoch ein Ausführungsbeispiel, die nur eine Betätigungseinrichtung zur Betätigung der Übersetzungsstufen beider Gruppen **1040** und **1050** aufweist. Eine Betätigung umfaßt einen Wähltrieb und einen Schaltantrieb. Bezüglich weiterer Einzelheiten der Kupplungs- und der Getriebebetätigung sowie der Steuerung wird auf die Fig. 1a mit zugehöriger Beschreibung verwiesen.

**[0119]** Weiterhin kann die vorliegende Ausführung bei einem Fahrzeug zur Anwendung kommen, dessen Antriebsstrang einen zum Hauptstrang parallelen Nebenstrang umfaßt, über den während eines Schaltvorganges im Hauptstrang das Antriebsmoment übertragen wird. Derartige Getriebe sind in ver-

schiedenen Ausgestaltungen als zugkraftunterbrechungsfreie Schaltgetriebe bekannt geworden.

**[0120]** Fig. 25 zeigt Endausgangsmechanismen mit Endbetätigungsmechanismus gemäß eines erfindungsgemäßen besonders bevorzugten Ausführungsbeispiels in Anwendung bei einem wie mit Fig. 24a gezeigten und beschriebenen Fahrzeug. Die Endausgangsmechanismen werden jeweils durch eine Kupplungsmuffe **601**, **602**, **603**, **604** und eine mit ihr in Verbindung stehende Schaltgabel **605**, **606**, **607**, **608** gebildet. Eine Gruppe von Übersetzungsstufen wird mittels der Endausgangselemente **601** und **604**, wie Kupplungsmuffen, betätigt, die andere Gruppe von Übersetzungsstufen wird mittels der Endausgangselemente **602** und **603** betätigt. Der Endbetätigungsmechanismus weist zur Verbindung mit den Endausgangsmechanismen der beiden Gruppen Haupt- und Nebenbetätigungselemente auf. Ein erstes Hauptbetätigungselement **611** und ein in dieser Ansicht nicht sichtbares weiteres Hauptbetätigungselement sind geeignet, Übersetzungsstufen einzulegen, Nebenbetätigungselemente **616**, **613** stellen dabei sicher, daß jeweils alle anderen Übersetzungsstufen derselben Gruppe ausgelegt sind. Die Schaltgabeln **605**, **606**, **607**, **608** sind auf Wellen **609** axial verschieblich angeordnet, ihre Schaltgabelmäuler sind so ausgebildet, daß sie jeweils mit einem Hauptbetätigungselement wie Schaltfinger **611** oder einem Nebenbetätigungselement wie Doppelnocken **613**, **616** in Verbindung treten können. Hierzu sind erste Teilbereiche **614** zur Verbindung mit einem Schaltfinger **611** und zweite Teilbereiche **615** zur Verbindung mit einem Doppelnocken **613** vorgesehen. Zum Einlegen einer Übersetzungsstufe tritt beispielsweise der Schaltfinger **611** mit dem Endbereich **610** der entsprechenden Schaltgabel **605** oder **606** in Verbindung, indem die Schaltwelle **612** in axialer Richtung verschoben wird. Zugleich tritt der Doppelnocken **613** jeweils mit der entsprechenden Schaltgabel **607** oder **608** in Verbindung, die zur selben Gruppe von Übersetzungsstufen gehört. Eine Drehung der Schaltwelle **612** verschwenkt den Schaltfinger **611**, wodurch die Schaltgabel **605** beziehungsweise **606** auf der Welle **609** und somit auch die dazugehörige Kupplungsmuffe **601** oder **602** verschoben wird und die entsprechende Übersetzungsstufe eingelegt wird. Zugleich bewirkt die Verdrehung des Doppelnockens **613** ein Auslegen der betreffenden Übersetzungsstufe, falls eingelegt.

**[0121]** Handelt es sich um ein Getriebe mit einer Kupplung und einem Getriebestrang, wie in Fig. 24a gezeigt, treten jeweils Nebenbetätigungselemente mit allen weiteren Endausgangsmechanismen in Verbindung, wenn ein Hauptbetätigungselement mit einem ersten Endausgangsmechanismus in Verbindung tritt. Bei einem Doppelkupplungsgetriebe mit zwei parallelen Getriebesträngen treten jeweils Nebenbetätigungselemente mit allen weiteren Endaus-

gangsmechanismen eines Stranges in Verbindung, wenn ein Hauptbetätigungselement mit einem ersten Endausgangsmechanismus dieses Stranges in Verbindung tritt; so ist in einem Strang nur jeweils eine Übersetzungsstufe zugleich einlegbar, jedoch ist es möglich gleichzeitig eine Übersetzungsstufe in jedem Strang einzulegen.

**[0122]** In den Fig. 26a, Fig. 26b, Fig. 26c, Fig. 26d ist die Wirkungsweise eines Nebenbetätigungselements genauer gezeigt. Ausgehend von Fig. 26a, in der die zur Schaltgabel **701** gehörende Übersetzungsstufe eingelegt ist und das Nebenbetätigungselement durch axiale Verschiebung der Schaltwelle mit der Schaltgabel **701** in Verbindung getreten ist, wird die Schaltwelle **703** verdreht, so daß der Endbereich **702** des Doppelnockens – siehe **613** in Fig. 25 – gegen die Schräge **701a** gedrückt wird und so eine Kraft in Ausrückrichtung erzeugt wird, die größer oder gleich der erforderlichen Ausrückkraft ist, wodurch eine Ausrückbewegung erzeugt wird, wie die Fig. 26b und Fig. 26c zeigen. In Fig. 26d ist die Übersetzungsstufe vollständig ausgelegt und die Schaltwelle **703** kann frei weiter verdreht werden, ohne daß Kraft in Ein- oder Ausrückrichtung auf die Schaltgabel **701** übertragen werden, wobei sich der Doppelnocken innerhalb des durch **701b** begrenzten Kreises dreht. Der in Fig. 26d gezeigte Zustand herrscht auch vor, wenn von Beginn an keine Übersetzungsstufe der betreffenden Schaltgabel **701** eingelegt. Das Nebenbetätigungselement kann frei im durch **701b** begrenzten Kreis verdreht werden.

**[0123]** Analog zum eben beschriebenen Auslegungsvorgang erfolgt das Auslegen, falls die andere mittels derselben Schaltgabel betätigte Übersetzungsstufe eingelegt ist. In der Fig. 26a wäre dann die Schaltgabel **701** zu Beginn gegenüber der Schaltwelle **703** nach rechts verschoben und die Wirkung würde zwischen dem Nocken **702a** und der Schräge **701c** erfolgen. Das Auslegen erfolgt sowohl für beide zur Schaltgabel **701** gehörenden Übersetzungsstufen als auch für beide Drehrichtungen der Schaltwelle **703**.

**[0124]** Das Ein- beziehungsweise Auslegen einer alten beziehungsweise einer neuen Übersetzungsstufe bei Drehung der Schaltwelle ist in Fig. 27 gezeigt. Zuerst wird mittels des Doppelnockens die alte Übersetzungsstufe ausgelegt, siehe durchgezogene Linie, bei weiterer Verdrehung erfolgt ein Einlegen der neuen Übersetzungsstufe, siehe gestrichelte Linie. Deutlich wird das zeitlich eng beieinander liegende, sich sogar leicht überschneidende Aus- beziehungsweise Einlegen der Übersetzungsstufen, welches dadurch möglich ist, daß das Hauptbetätigungselement und Nebenbetätigungselemente zugleich im Eingriff mit den jeweiligen Schaltgabeln stehen und bei einer Drehung der Schaltwelle beide Betätigungselemente zugleich verschwenkt werden. Der Versatz zwischen der Auslegebewegung der Kupplungsmuf-

fe der alten Übersetzungsstufe und der Einlegebewegung der neuen Übersetzungsstufe wird maßgeblich durch das Spiel des Hauptbetätigungselementes im Schaltgabelmaul, durch die Ausgestaltung der Doppelnocken und der relativen winkelmäßigen Anordnung von Haupt- und Nebenbetätigungselement auf der Schaltwelle – siehe auch **Fig. 28a** – bestimmt. Besonders zu bevorzugen ist aufgrund der Symmetrie eine Anordnung, bei der die Achse des Doppelnockens von Spitze **803a** zu Spitze **803b** auf der Achse des Schaltfingers **802** senkrecht steht. Jedoch kann es auch zweckmäßig sein, wenn diese Achsen aufeinander nicht senkrecht stehen, insbesondere, wenn eine Schaltgabel zu betätigen ist, die nur eine Übersetzungsstufe schaltet.

**[0125]** In **Fig. 28a** und **Fig. 28b** ist eine Anordnung eines Hauptbetätigungselementes **802** und eines Nebenbetätigungselements **803** auf einer Schaltwelle **801** gezeigt. Schaltfinger und zugehörige Doppelnocken sind axial auf der Schaltwellenachse so beabstandet, daß sie jeweils mit Schaltgabeln in Verbindung treten, die dem selben Getriebestrang zugeordnet sind, wenn die Schaltwelle entsprechend in axiale Richtung verschoben wird, so daß bei einer nachfolgenden Drehung der Schaltwelle die betreffenden Übersetzungsstufen zugleich betätigt werden können. Radial stehen die Achsen des Schaltfingers **802** und des Doppelnockens **803** mit den Endbereichen **803a** und **803b** in einem dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispiel normal zueinander. Eine weitere Anordnung ist mit den **Fig. 29a** und **Fig. 29b** gezeigt. Auf der Schaltwelle **901** sind neben einem Schaltfinger **902** zwei Doppelnocken **903** und **904** mit ihren Endbereichen **903a**, **903b**, **904a** und **904b** angeordnet. Auch in diesem Ausführungsbeispiel stehen die Achsen des Schaltfingers **902** und der Doppelnocken **903**, **904** normal zueinander. Die Doppelnocken **903**, **904** sind besonders breit ausgebildet, so daß sie jeweils mit zwei Schaltgabeln in Verbindung treten können. Jeder der Doppelnocken **903**, **904** kann so zwei Schaltgaben zum Auslegen der zugehörigen Übersetzungsstufen betätigen. In einem anderen Ausführungsbeispiel kann es auch sehr vorteilhaft sein, solche breite Doppelnocken und einfache Doppelnocken zu kombinieren. Es kann auch zweckmäßig sein, wenn ein Doppelnocken noch weiter verbreitert wird, um gleichzeitig mehr als zwei Schaltgabeln zu betätigen. Die Verwendung von besonders breiten Nebenbetätigungselementen ist immer dann zu bevorzugen, wenn Endausgangsmechanismen betätigt werden sollen, deren Schaltgabeln nebeneinander liegen.

**[0126]** **Fig. 30** zeigt beispielhaft vorteilhafte Ausgestaltungen von Nebenbetätigungselementen. Der bisher beschriebene Doppelnocken ist mit **a** gezeigt. Sowohl die Nockenendbereiche als auch die damit korrespondierenden Ausnehmungen **1603** sind keilförmig ausgebildet. Beispielhaft wird ein Nocken

**1604** beschrieben. Es sind zwei spitz zueinander laufende Funktionsflächen **1601a** und **1601b** gezeigt, der Nockenendbereich **1602** ist abgerundet. Im bevorzugten Ausführungsbeispiel schließen die Flächen **1601a** und **1601b** einen Winkel von  $40^\circ$  bis  $45^\circ$  ein, wobei der Winkel um so größer gewählt wird, je größer die zum Auslegen der zu betätigenden Übersetzungsstufe erforderliche Auslegekraft ist. Die Form des Nockens bestimmt maßgeblich den Verlauf der zur Erzeugung einer Ausrückbewegung erzeugbaren Ausrückkraft bei Drehung der Schaltwelle. In einem weiteren Ausführungsbeispiel wird daher die Form des Nockens dem während eines Ausrückens auftretenden erforderlichen Kraftverlauf angepaßt. Die mit dem Nocken korrespondierende Ausnehmung **1603** schließt mit den sie begrenzenden Flächen einen etwas größeren Winkel als der Winkel des Nockens ein. Die Ausgestaltung der Ausnehmung hängt von der Form des Nockens ab, da das Zusammenwirken zwischen Nocken und Ausnehmung maßgebend ist.

**[0127]** Kombinationen mit einem keilförmigen und einem rechteckförmigen Korrespondenzteil zeigen die Varianten **b** und **d**. In Variante **b** weist das drehbare Nebenbetätigungselement rechteckförmige Ausnehmungen **1606** auf, die mit keilförmigen Nocken **1607** der verschieblichen Schaltgabel in Verbindung stehen, in Variante **d** weist die verschiebliche Schaltgabel rechteckförmige Ausnehmungen **1608** auf, die mit keilförmigen Nocken **1609** des drehbaren Nebenbetätigungselements in Verbindung stehen. Variante **e** zeigt ebenso wie Variante **a** zwei keilförmige Korrespondenzteile, wobei hier jedoch das drehbare Nebenbetätigungselement **1610** die Ausnehmung **1615** und die verschiebliche Schaltgabel **1611** den Nocken **1614** aufweist. Zwei rechteckförmige Korrespondenzteile **1612**, **1613** zeigt die Variante **c**.

**[0128]** Die gezeigten Varianten variieren den Gedanken einer Keilform und einer Rechteckform mit Ausnehmung beziehungsweise Nocken am mit der Schaltwelle verdrehbaren Betätigungselement beziehungsweise am verschieblichen Endbetätigungsmechanismus.

**[0129]** Schaltwellenposition und H-Schaltbild sind in **Fig. 31** gezeigt. Das Beispiel betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe, bei dem die Gänge I, III, V und VII eine Gruppe bilden, die einer Kupplung zugeordnet sind und die Gänge II, IV, VI sowie der Rückwärtsgang R eine weitere Gruppe bilden, die der anderen Kupplung zugeordnet ist. Bild **a** zeigt das Einlegen des Ganges I. Da jeweils nur ein Gang einer Gruppe zugleich eingelegt sein darf, muß sichergestellt sein, daß bei einer Schaltung in den Gang I die Gänge III, V und VII ausgelegt sind. Der Gang III wird von der selben Schaltkupplung wie der Gang I betätigt, er kann also ohnehin nicht gleichzeitig eingelegt sein. Bei axialer Verschiebung der Schaltwelle **1705** zum

Verbinden des Schaltfingers **1703** mit der zum Gang I gehörenden Schaltgabel tritt zugleich das Nebenbetätigungselement **1704** mit der Schaltgabel, zu der die Gänge V und VII gehören, in Verbindung. Die Drehung der Schaltwelle **1705** zum Einlegen des Ganges I bewirkt ein Auslegen der Gänge V beziehungsweise VII. Bild b zeigt das Einlegen des Ganges II, bei dem das Nebenbetätigungselement **1704** die Gänge VI beziehungsweise R auslegt. Beim Einlegen des Ganges V mittels des Schaltfingers **1701** werden mittels des Nebenbetätigungselements **1702** die Gänge I beziehungsweise III ausgelegt, siehe Bild c. Bild d zeigt das Einlegen des Ganges VI, wobei die Gänge II beziehungsweise IV ausgelegt werden.

**[0130]** Die Funktionsweise eines wie mit **Fig. 29a** und **Fig. 29b** beschriebenen breiten Nockens zeigen die **Fig. 32a** und **Fig. 32b**. Beim Einlegen beispielsweise des Ganges II – siehe **32a** – werden zugleich die Gänge III, IV, V beziehungsweise R ausgelegt, bei Einlegen des Rückwärtsganges – siehe **Fig. 32b** – werden zugleich die Gänge I, II, III beziehungsweise IV ausgelegt.

**[0131]** **Fig. 33a** zeigt eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem herkömmlichen einem automatisierten oder manuell betätigten Schaltgetriebe, die jedoch zugleich auch besonders bevorzugt wird. Obwohl nur eine Schaltgabel **1080** gezeigt ist, weist das beschriebene Getriebe mehrere Schaltgabeln auf. Die Schaltgabeln **1080** eines derartigen Getriebes weisen einen Eingriffsbereich **1082a** für den Eingriff eines Schaltfingers **1082b**, sowie zwei Schenkel **1083a** auf. Die Schenkel **1082b** bilden zusammen eine Bogenform, die in ihrem Durchmesser zumindest annähernd dem Durchmesser eines hülsenförmigen Betätigungselementes **1081** entspricht, welches zwischen den bogenförmigen Schenkeln **1083a** eingebracht ist. Das hülsenförmige Betätigungselement **1081** ist im Betrieb in bestimmten Positionen beispielsweise mittels eines handbetätigten oder mittels zumindest eines Aktors betätigten Schaltgestänges verdrehbar und axial verschiebbar. Durch axiale Verschiebung des hülsenförmigen Betätigungselementes **1081** kann ein Schaltfinger **1082b** mit dem Betätigungsbereich **1082a** der gewünschten Schaltgabel in Verbindung gebracht werden, so dass eine nachfolgende Verdrehung des hülsenförmigen Betätigungselementes **1081** ein Verschwenken des Schaltfingers **1082b** und somit eine Verschiebung der Schaltgabel **1080** bewirkt. Die Verdrehung wird ermöglicht, da in der Hülse des Betätigungselementes **1081** Ausschnitte **1083b** vorgesehen sind, in die bei einer Drehbetätigung die Schenkeln **1083a** eingreifen können. Wie bereits beschrieben, sind im Getriebe bezüglich des hülsenförmigen Betätigungselementes **1081** axial beabstandet weitere Schaltgabeln vorhanden. Diese Schaltgabeln weisen ebenfalls bogenförmige Schenkel auf, in denen das hülsenförmige Betätigungselement **1081**

eingebracht ist. Da axial auf Höhe dieser weiteren Schaltgabeln keine Ausschnitte wie **1083b** im hülsenförmigen Betätigungselement **1081** vorhanden sind, sind diese Schaltgabeln in ihrer Mittellage entsprechend der Neutralstellung fixiert. Es werden auf diese Weise besonders effektiv ein Betätigungsmechanismus zur Betätigung der gewünschten Schaltgabel mit einer Verriegelung der übrigen Schaltgabeln in der Neutralstellung verbunden. Die Verbindung der Hülse des Betätigungselementes **1081** mit einer hier nicht gezeigten Betätigungsstange erfolgt beispielsweise mittels buchsenförmigen Elementen **1084**. Der Schaltfinger **1082b** wird vorteilhaft durch eine sehr feste Verbindung mit der Hülse verbunden. Besonders geeignet sind hierzu Schweiß- oder Klebverfahren. Alternativ oder in Kombination damit kann der Schaltfinger **1082b** mechanisch formschlüssig mit der Hülse verbunden werden.

**[0132]** In **Fig. 33b** ist die Hülse **1090** des Betätigungselementes **1081** näher gezeigt. Die Hülse wird besonders vorteilhaft aus einem Rohrstück hergestellt, in das dann beispielsweise spanabhebend oder auch mittels einer Schneidtechnik wie Laserschneiden oder Brennschneiden die Ausnehmungen **1091** und **1092** eingebracht werden. Die Ausnehmungen **1091** und **1092** entsprechen in ihrer Grundform zumindest annähernd dem Querschnitt der Schaltgabelschenkel **1083a**, sind jedoch besonders in Umfangsrichtung etwas ausgedehnt, um die Verschiebung der Schaltgabel **1080** zu ermöglichen. Ebenfalls vorteilhaft ist es, die Hülse aus einem ebenen Blech herzustellen, das dann gerollt, wobei der sich bildende Axialspalt bei genügend hoher Festigkeit des Materials offen bleiben oder verschlossen, beispielsweise verschweißt, werden kann. Die Ausnehmungen **1091** und **1092** werden im ebenen Zustand des Bleches beispielsweise durch Stanzen hergestellt.

**[0133]** **Fig. 34a** zeigt eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem wie weiter oben ausführlich beschriebenen automatisierten Schaltgetriebe, die jedoch zugleich auch besonders bevorzugt wird. Die Schaltgabel **1480** weist einen ersten Funktionsbereich **1482a** zum Eingriff eines Schaltfingers **1482b** auf, der derart verbreitert ist, dass auch nach Einlegen einer Übersetzungsstufe durch Verschieben der Schaltgabel **1480** eine Wählgasse verbleibt, die breit genug ist, dass der Schaltfinger die Schaltgabel bei weiterhin eingelegter Übersetzungsstufe verlassen kann, um mit dem ersten Funktionsbereich einer weiteren Schaltgabel in Verbindung zu treten. Wird nun eine Übersetzungsstufe dieser weiteren Schaltgabel eingelegt, soll zugleich die alte Übersetzungsstufe ausgelegt werden, wozu an der Schaltgabel zweite Funktionsbereiche **1483a** vorgesehen sind, die mit entsprechenden Ausnehmungen **1483b** in Verbindung treten. Bei einer Verdrehung des Betätigungselementes **1481** wird die Schaltgabel auf je-

den Fall in ihre Neutralposition verschoben, die Ausrückkraft wird von den aus einem entsprechen umgebogenen Blech gebildeten Seitenbereichen der Ausnehmung **1483b** auf den keilförmigen zweiten Funktionsbereich der Schaltgabel übertragen. Das Betätigungselement **1181** ist beispielsweise aus einem buchsenförmigen Element **1484** und damit verbundenen Seitenelementen **1485a** und **1485b** vorzugsweise aus Blech gebildet, deren Endbereiche derart geformt sind, dass die gewünschten Funktionsflächen gebildet werden; zudem ist mit dem Seitenelement **1485b** der Schaltfinger **1482b** verbunden, wobei diese Verbindung ebenso wie die Verbindung des Schaltfingers in **Fig. 33a** erfolgen kann. Deutlich wird in **Fig. 34a** weiterhin, dass der Schaltfinger **1482b** – das Hauptbetätigungselement – und die Ausnehmungen **1483b** – die Nebenbetätigungselemente – auf der Achse des Betätigungselementes **1481** derart axial beabstandet angeordnet sind, dass der Schaltfinger **1482b** mit einer Schaltgabel und die Ausnehmung **1483b** mit einer weiteren Schaltgabel zugleich in Verbindung treten können. Bei einer (Schalt-)Betätigung werden beide Schaltgabeln zugleich betätigt, so dass eine Übersetzungsstufe eingelegt wird und zugleich wenigstens eine andere ausgelegt wird beziehungsweise sichergestellt wird, dass die Neutralposition vorherrscht. Mit dieser Figur wird nur eine besondere Ausgestaltung beispielhaft beschrieben werden, die gesamte Funktionsweise wurde bereits mit vorstehenden Figuren gezeigt, so dass stellvertretend nur ein Element mit einem Haupt- und einem Nebenbetätigungselement gezeigt ist. Das Seitenelement **1485b** aus **Fig. 34a** ist in **Fig. 34b** näher gezeigt. Das Element ist aus Blech vorzugsweise gestanzt hergestellt. Der mittlere Bereich **1489** ist eine gegenüber den Endbereichen **1486** verbreitert, wodurch sich eine besondere Stabilität im Bereich des Schaltfingers **1488** ergibt; Zudem sind die Endbereiche **1487** leicht verformbar. Die umgebogenen Enden **1487** bilden das Gegenwirkstück zum zweiten Funktionsbereich **1483b** der Schaltgabel.

**[0134]** Das buchsenförmige Element **1484** aus **Fig. 34a** ist in **Fig. 34c** näher gezeigt. Das Element ist vorzugsweise zweiteilig aus einem Rohrstück **1085** und einem damit verbundenen gestanzten Blechkragen **1086** hergestellt, der durch Umformen in die gezeigte Form gebogen wird. In einem anderen Ausführungsbeispiel ist das gesamte Element einteilig ausgeführt. Dann wird aus einem Rohrstück durch Umformung der Kragen in der gezeigten Form gestaltet. Die beiden Seitenbereiche **1088** und **1089** der Ausnehmungen **1087** zum Eingriff der zweiten Funktionsbereiche **1483a** der Schaltgabel **1480** (**Fig. 34a**) sind unterschiedlich ausgebildet. Nur der für die Funktion relevante Seitenbereich **1089** weist den umgebogenen Endbereich auf.

**[0135]** **Fig. 35a** zeigt eine beispielhafte Ausgestaltung zur Anwendung bei einem wie weiter oben

ausführlich beschriebenen Doppelkupplungsgetriebe, die jedoch zugleich auch besonders bevorzugt wird. Das buchsenförmige Element **1281** besteht aus zwei inneren Buchsen **1285**, die so zueinander angeordnet sind, dass ihre Kragen voneinander abgewandt sind. Sie tragen die beiden Seitenbereiche **1286**, von denen einer einen Schaltfinger **1282b** umfasst, der mit ersten Funktionsbereichen **1282** in Wirkverbindung treten kann. Die im Element **1281** vorgesehenen Nuten beziehungsweise Einfeldungen **1283b** sind dazu geeignet, mit zweiten Funktionsbereichen **1283a** in Verbindung zu treten, um wie bereits beschrieben die Neutralposition einer Schaltgabel zu sichern. Diese Einfeldungen – in der gezeigten Darstellung je eine auf jeder Seite des Schaltfingers – sind längs der axialen Hülsenform des Elements **1281** vom Schaltfinger **1282b** derart beabstandet, dass sie und der Schaltfinger **1282b** jeweils mit den gewünschten Schaltgabeln zugleich in Verbindung treten. Auf gleicher axialer Höhe des Schaltfingers **1282b** sind Ausnehmungen oder Nuten **1284** vorgesehen, die bei einer Schaltbewegung entsprechend einer Drehung des Elementes **1281** zur Betätigung einer Schaltgabel Raum für die zweiten Funktionsbereiche **1283a** derselben Schaltgabel bieten, so dass eine ungehinderte Schaltbewegung ermöglicht wird.

**[0136]** Ein Seitenelement **1286** aus **Fig. 35a** ist in **Fig. 35b** näher gezeigt. Das Element ist aus Blech vorzugsweise gestanzt hergestellt. Dargestellt ist ein Element mit Schaltfinger **1288**. Die Nuten sind in flachem Zustand beispielsweise gestanzt, in einem nachfolgenden Arbeitsgang wird das Element **1287** in den gewünschten Radius gebogen und mit den Umbördelungen **1290** versehen.

## Patentansprüche

1. Getriebe (**101**), für ein Kraftfahrzeug, mit einer ersten Elektromaschine (**110a**) zum Antrieb einer ersten Getriebeeingangswelle (**102a**) und einer zweiten Elektromaschine (**110b**) zum Antrieb einer zweiten Getriebeeingangswelle (**102b**), mit zumindest einer Getriebeausgangswelle (**103**), mit zumindest einem schaltbaren Gang (II, IV), über den die erste Getriebeeingangswelle (**102a**) in Wirkverbindung mit der Getriebeausgangswelle (**103**) bringbar ist, wobei der zumindest eine schaltbare Gang (II, IV) durch ein auf der ersten Getriebeeingangswelle (**102a**) angeordnetes Losrad (**112, 113**) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (**103**) angeordnetes Festrad (**116, 117**) gebildet ist, und mit zumindest einem weiteren schaltbaren Gang (I, III), über den die zweite Getriebeeingangswelle (**102b**) in Wirkverbindung mit der Getriebeausgangswelle (**103**) bringbar ist,

wobei der zumindest eine weitere schaltbare Gang (I, III) durch ein auf der zweiten Getriebeeingangswelle (**102b**) angeordnetes Losrad (**114, 115**) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (**103**) angeordnetes Festrads (**118, 119**) gebildet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die beiden Elektromaschinen (**110a, 110b**) einander entgegengesetzt und die diesen zugeordneten Getriebeeingangswellen (**102a, 102b**) koaxial zueinander zwischen den Elektromaschinen (**110a, 110b**) angeordnet sind, wobei der zumindest eine schaltbare Gang (II, IV) durch ein auf der ersten Getriebeeingangswelle (**102a**) angeordnetes Losrad (**112, 113**) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (**103**) angeordnetes Festrads (**116, 117**) gebildet ist und wobei der zumindest eine weitere schaltbare Gang (I, III) durch ein auf der zweiten Getriebeeingangswelle (**102b**) angeordnetes Losrad (**114, 115**) und ein auf der zumindest einen Getriebeausgangswelle (**103**) angeordnetes Festrads (**118, 119**) gebildet ist.

2. Getriebe (**101**) nach Anspruch 1, wobei zumindest ein Losrad (**112, 113, 114, 115**) auf der Getriebeausgangswelle (**103**) und das dazu korrespondierende Festrads entsprechend auf einer der Getriebeeingangswellen (**102a, 102b**) angeordnet sind.

3. Getriebe (**101**) nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Getriebeausgangswelle (**103**) zu den beiden Elektromaschinen (**110a, 110b**) achsparallel angeordnet ist.

4. Getriebe (**101**) nach Anspruch 1 bis 3, wobei die Getriebeausgangswelle (**103**) zumindest einen Abtrieb (**103a**) zum Antrieb zumindest eines Antriebsrads des Kraftfahrzeugs aufweist.

5. Getriebe (**101**) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Getriebeausgangswelle (**103**) zwei Abtriebe (**103a, 103b**) mit einem zwischengeschalteten Differential aufweist.

6. Getriebe (**101**) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Getriebeausgangswelle (**103**) einen ersten Wellenstrang (**103d**), mit dem die erste Getriebeeingangswelle (**102a**) über den zumindest einen schaltbaren Gang (II, IV) in Wirkverbindung bringbar ist, und einen zweiten Wellenstrang (**103c**), mit dem die zweite Getriebeeingangswelle (**102b**) über den zumindest einen weiteren schaltbaren Gang (I, III) in Wirkverbindung bringbar ist, aufweist.

7. Getriebe (**101**) nach Anspruch 6, wobei ein antriebsmäßig unterschiedliche Momente übertragendes Mittel (**120**), vorzugsweise eine Kupplung oder eine Leistungsverzweigung, zwischen den beiden Wellensträngen (**103c, 103d**) angeordnet ist.

8. Getriebe (**101**) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Elektromaschinen (**110a, 110b**) für den

Motorbetrieb und den Generatorbetrieb ausgebildet sind.

9. Kraftfahrzeug mit einem Getriebe (**101**) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei das Kraftfahrzeug durch das Getriebe (**101**) nur mit elektrischer Energie betreibbar ist, oder wobei das Kraftfahrzeug eine durch das Getriebe (**101**) unterstützbare Brennkraftmaschine aufweist.

Es folgen 31 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

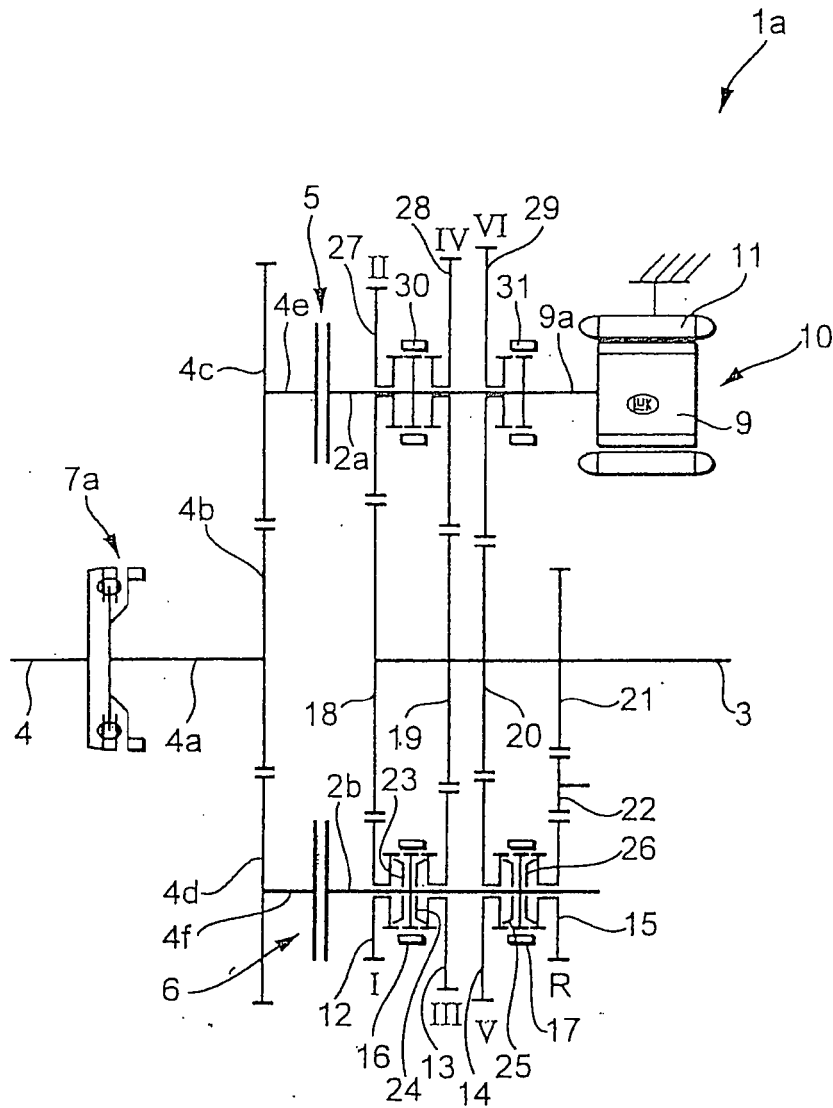
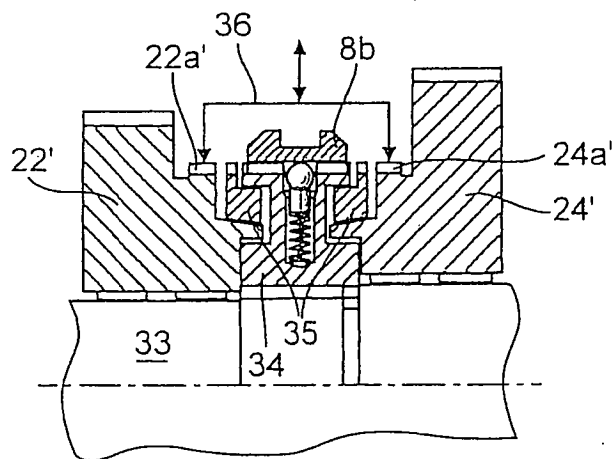
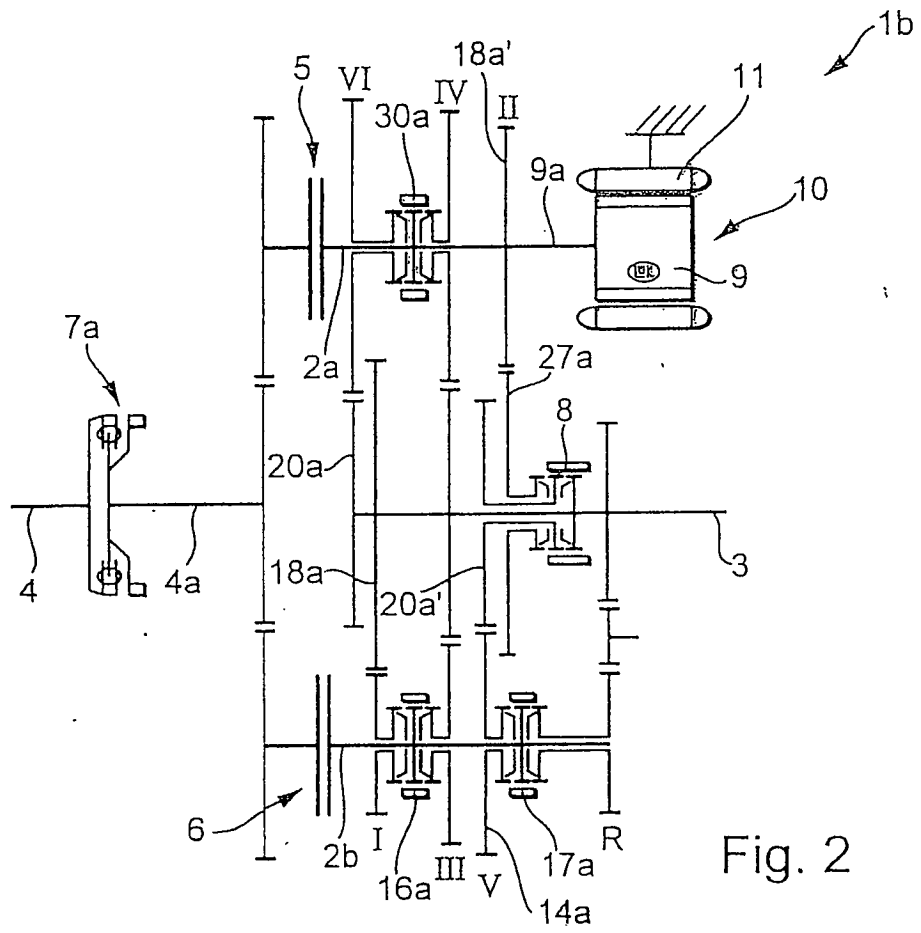


Fig. 1





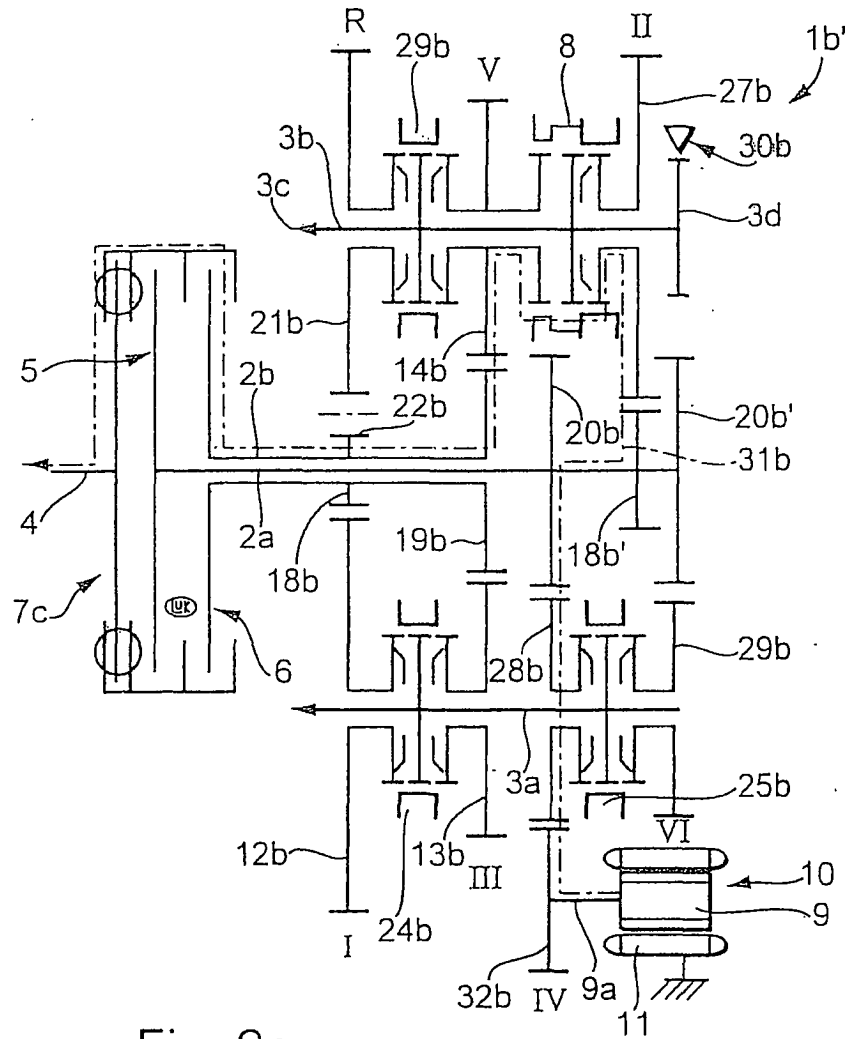


Fig. 2a

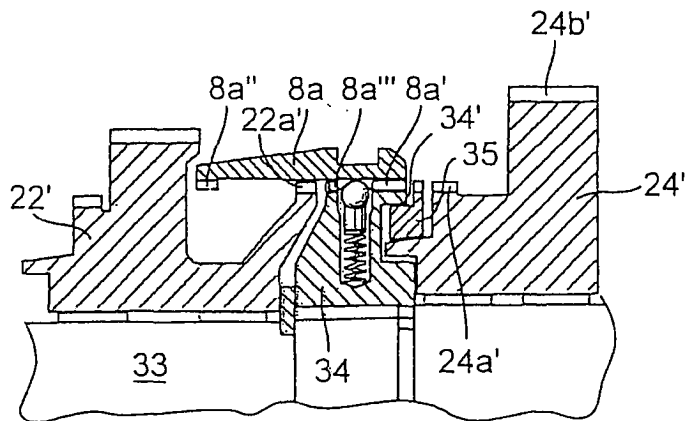


Fig. 2b

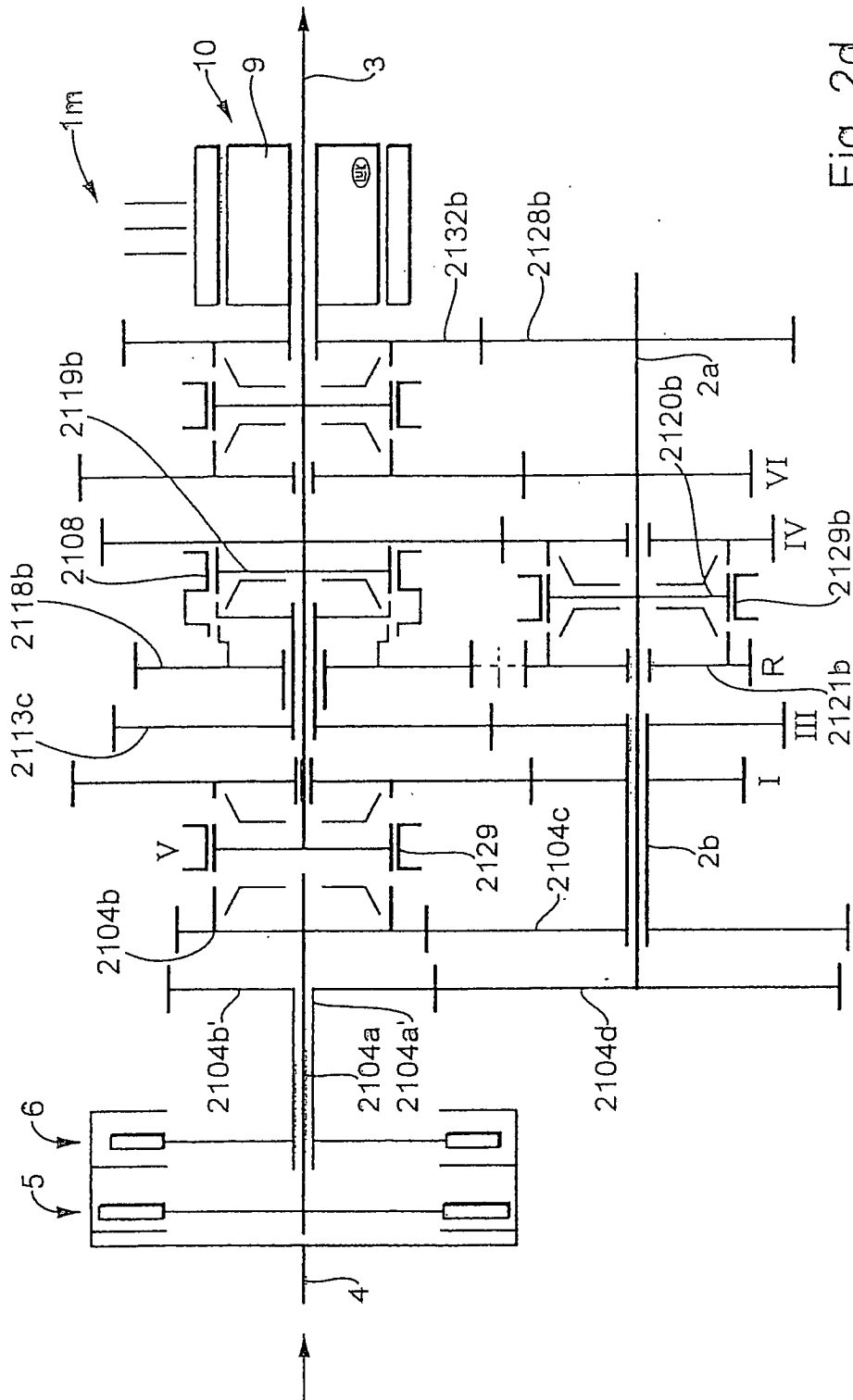
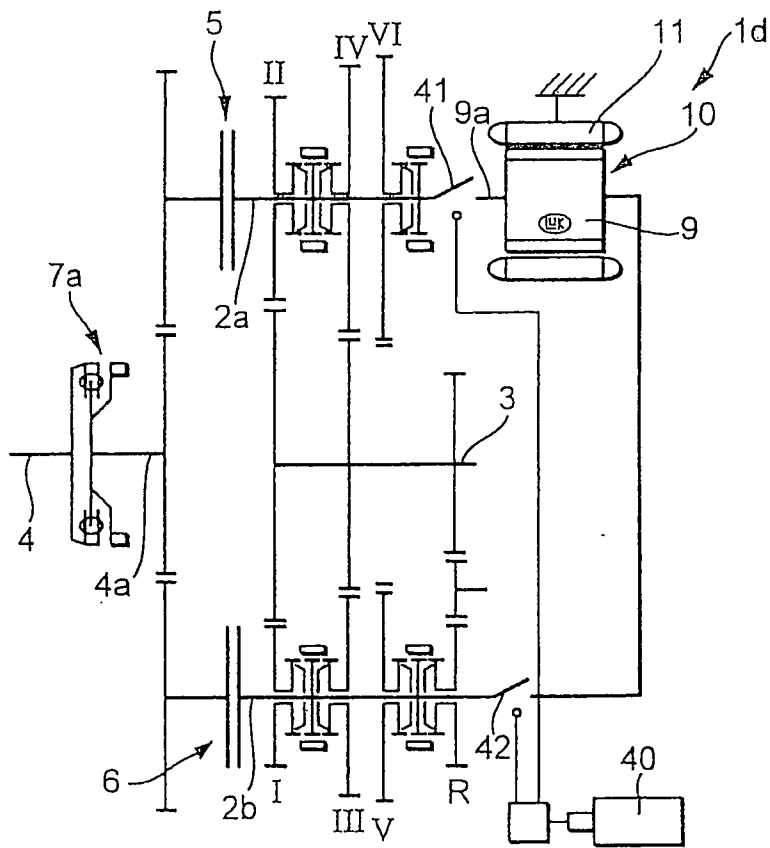
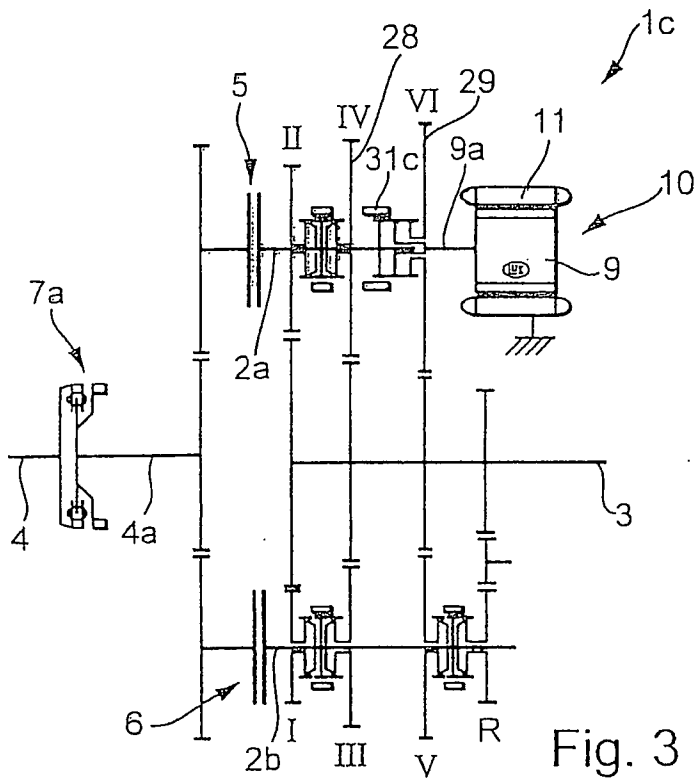


Fig. 2d



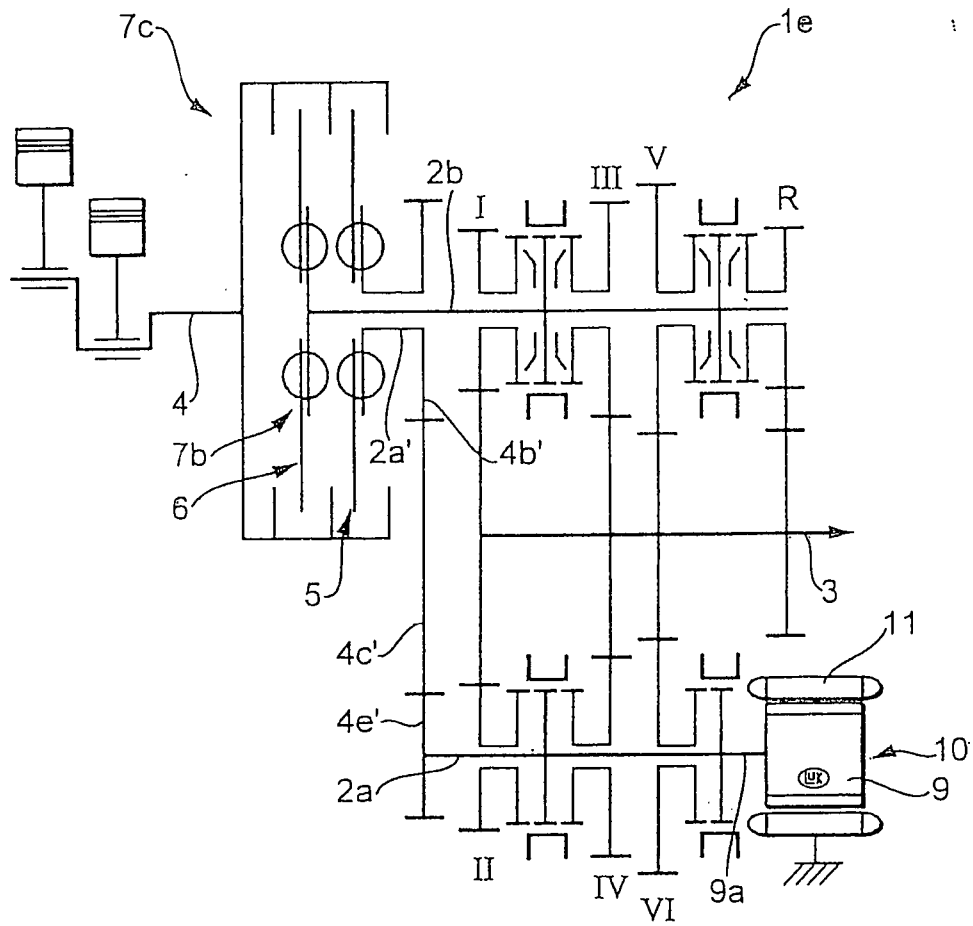


Fig. 5

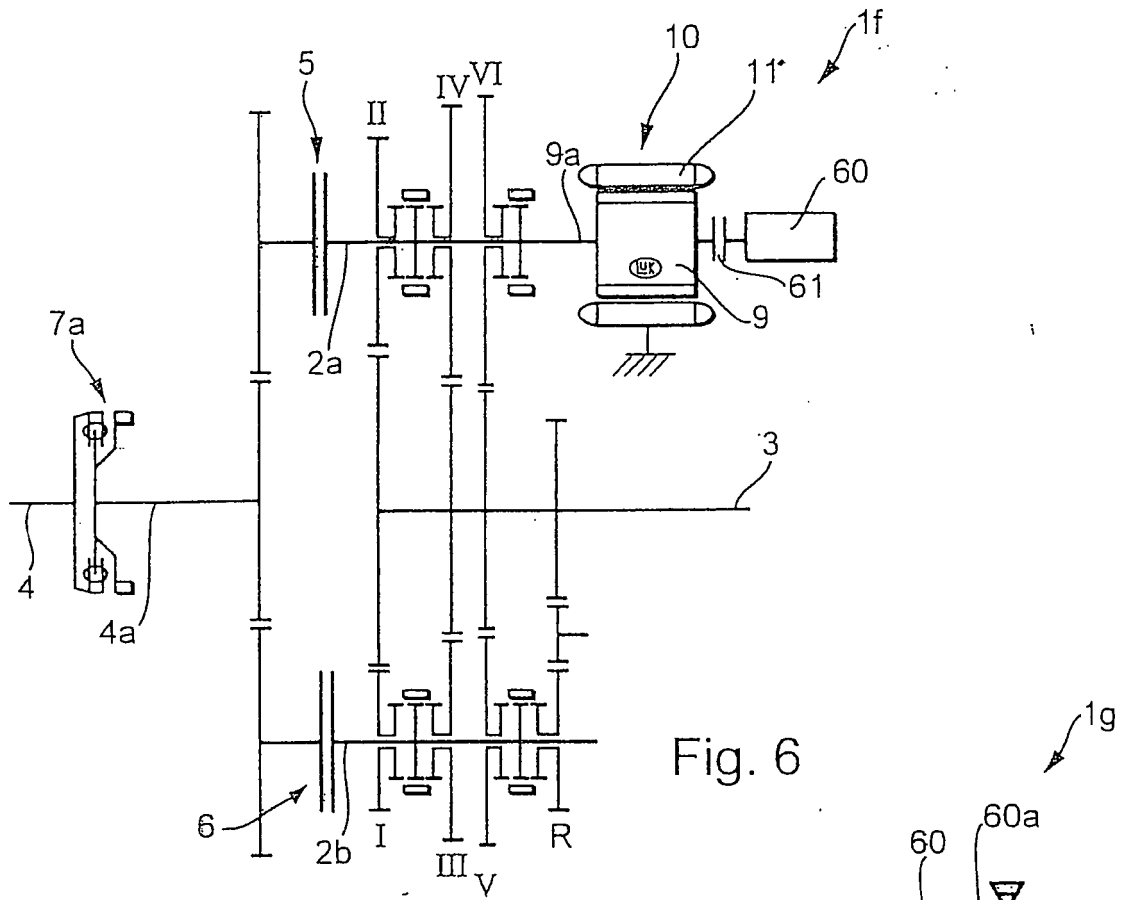


Fig. 6

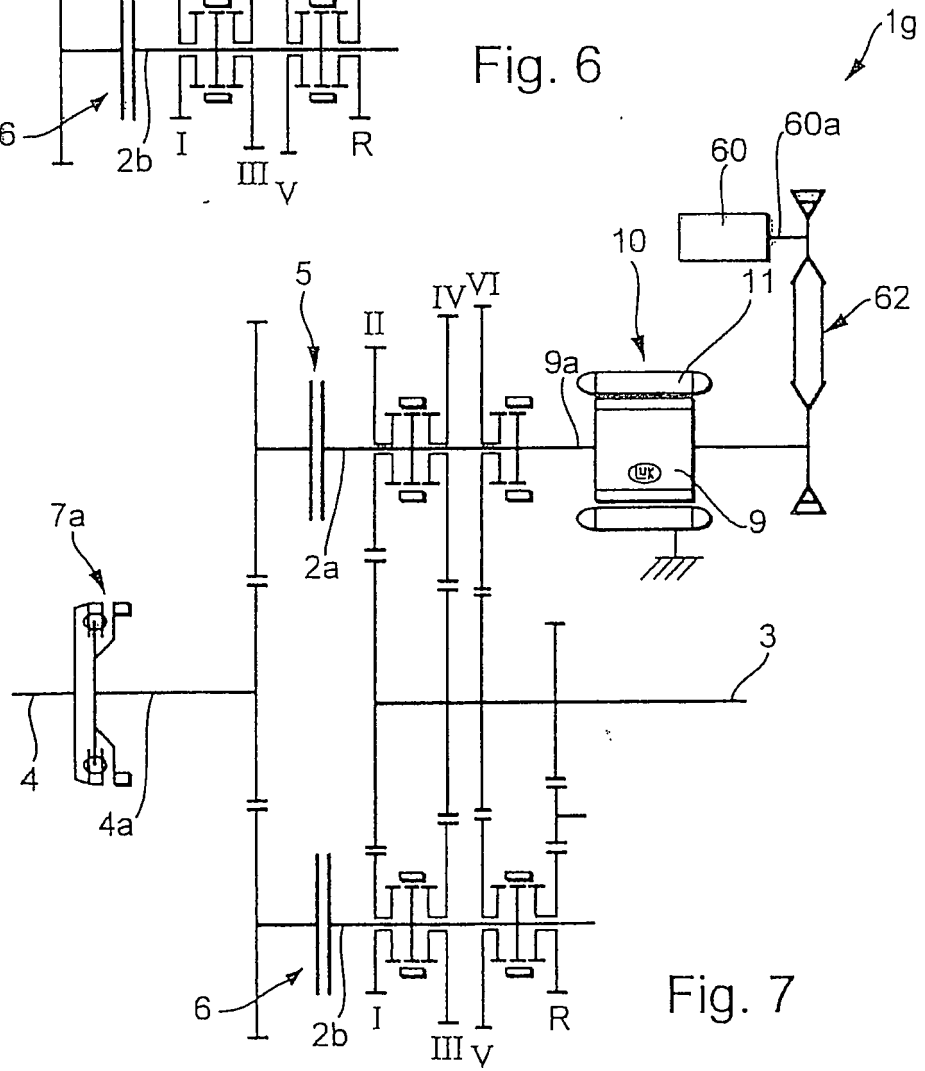


Fig. 7

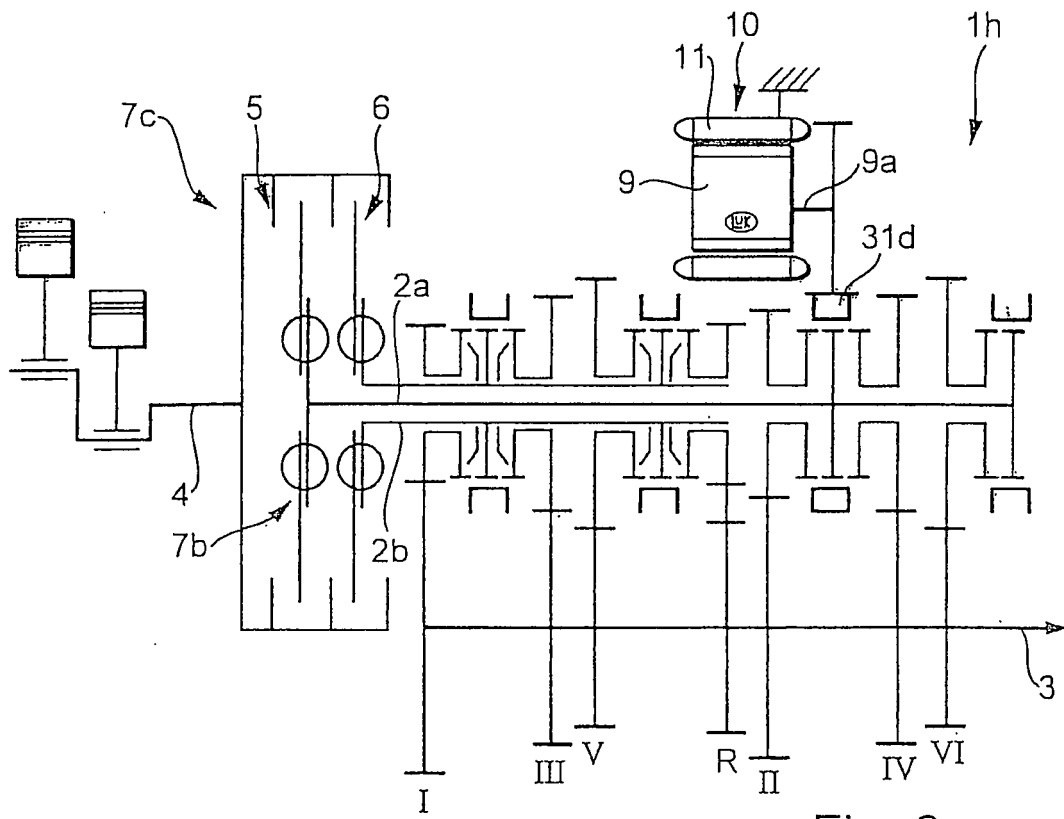


Fig. 8

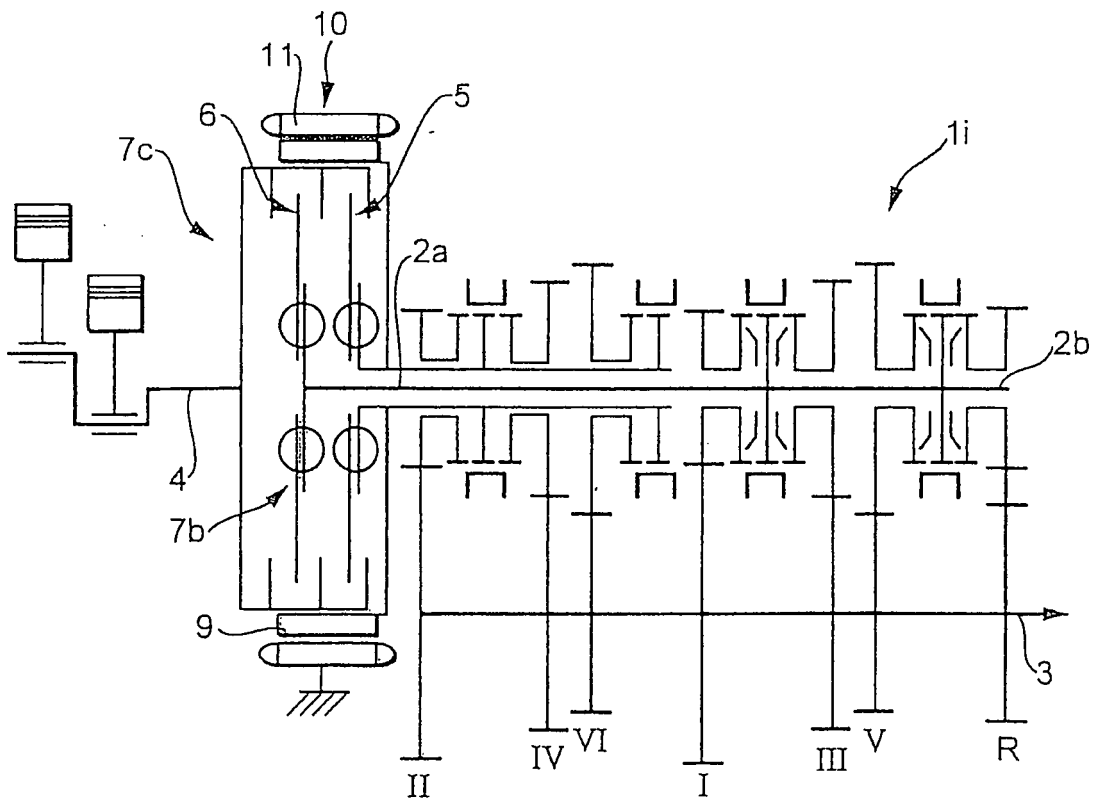


Fig. 9

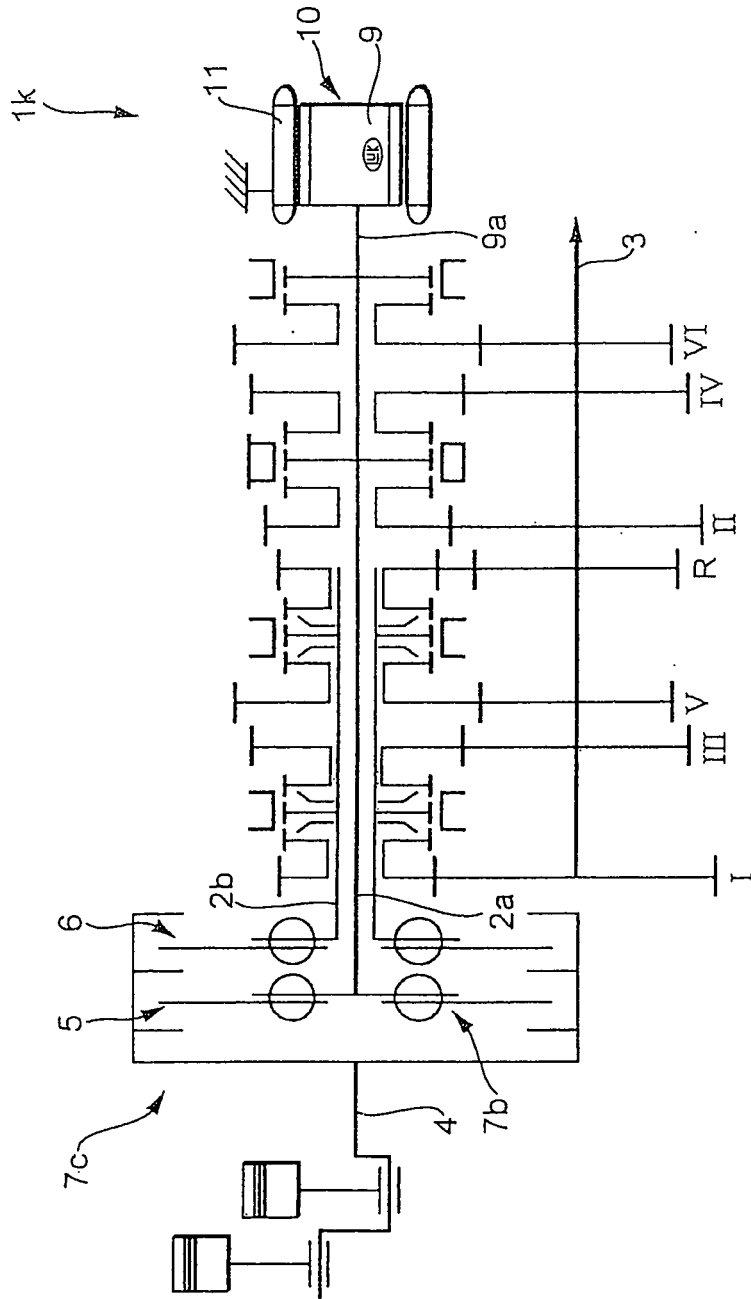


Fig. 10



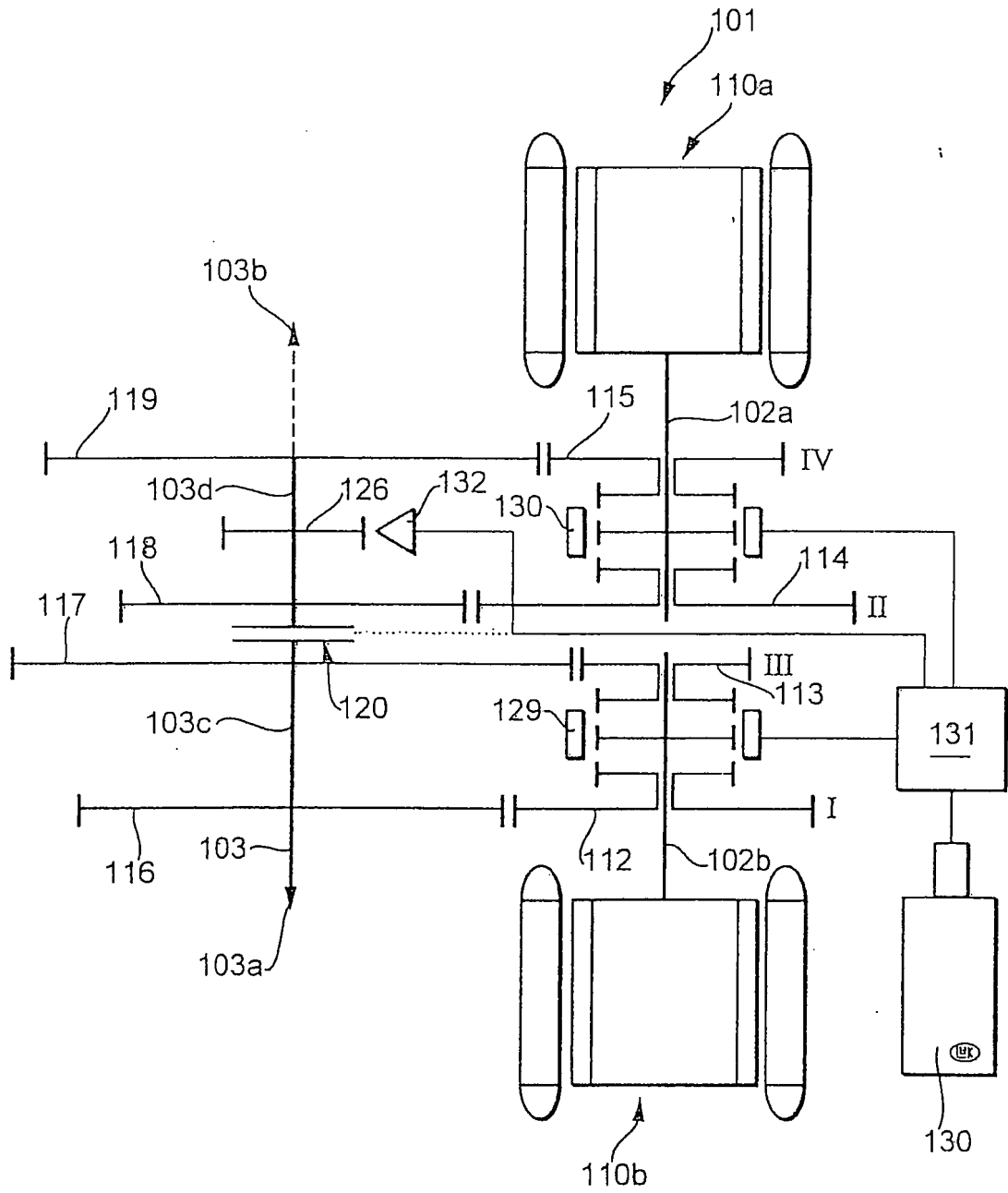


Fig. 11

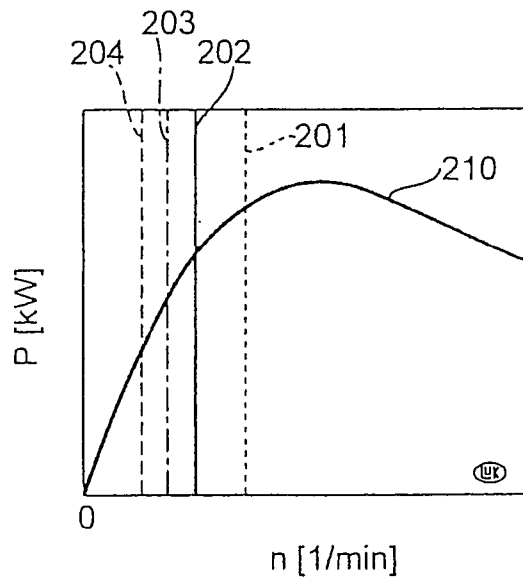


Fig. 12

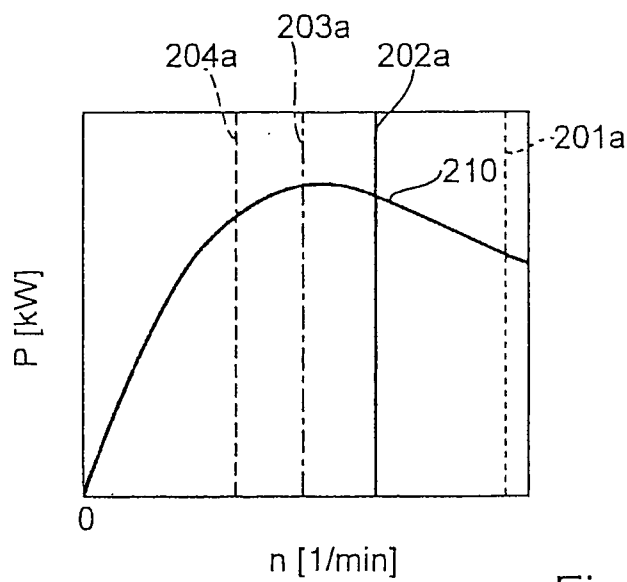


Fig. 13

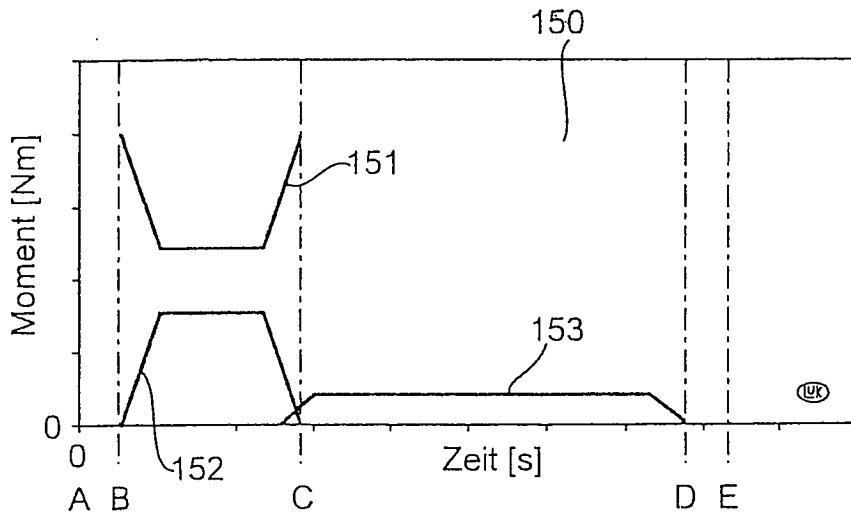


Fig. 14

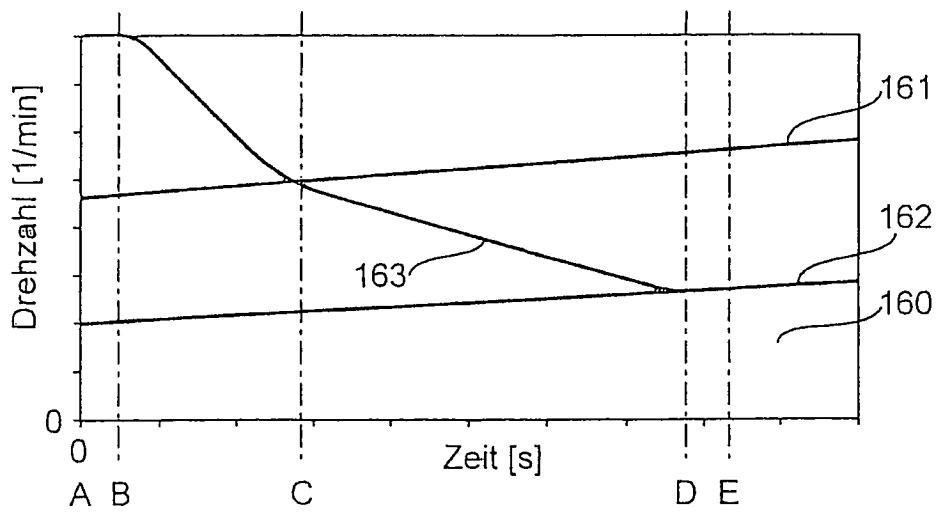


Fig. 15

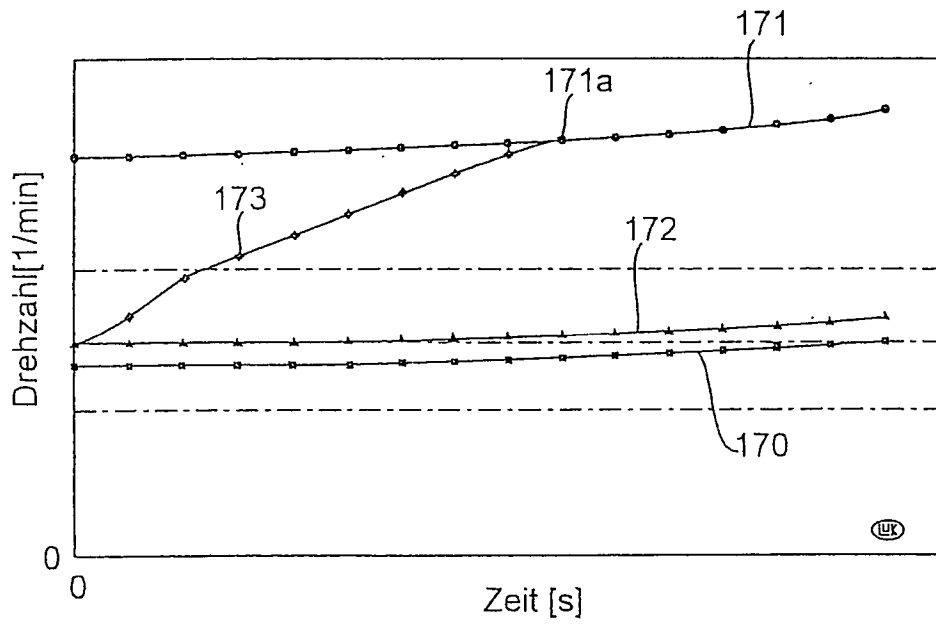


Fig. 16

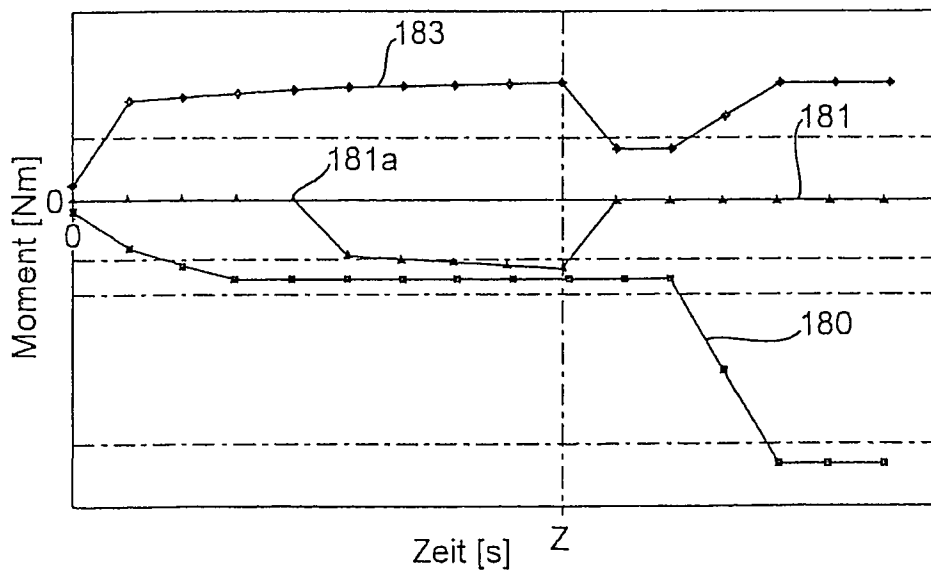


Fig. 17

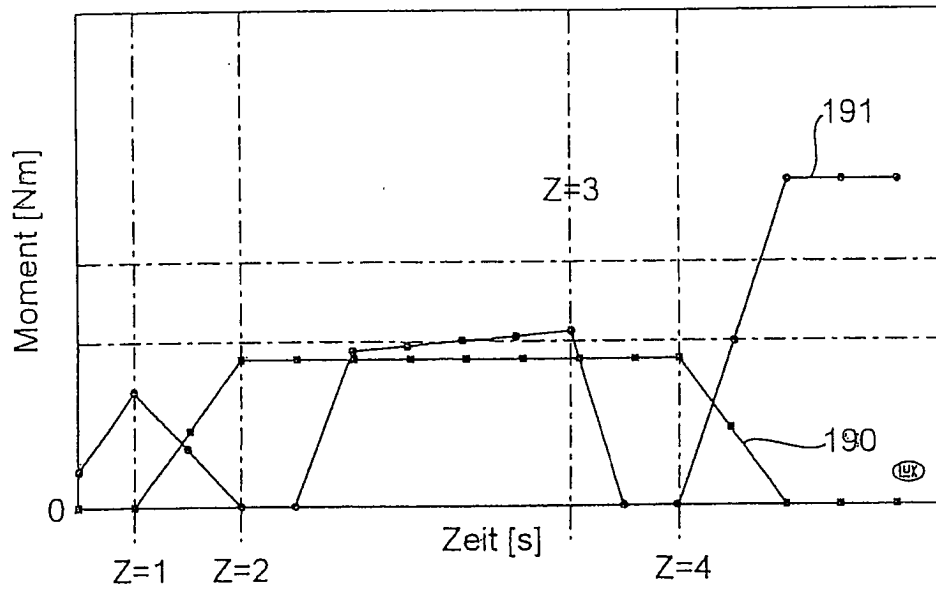


Fig. 18

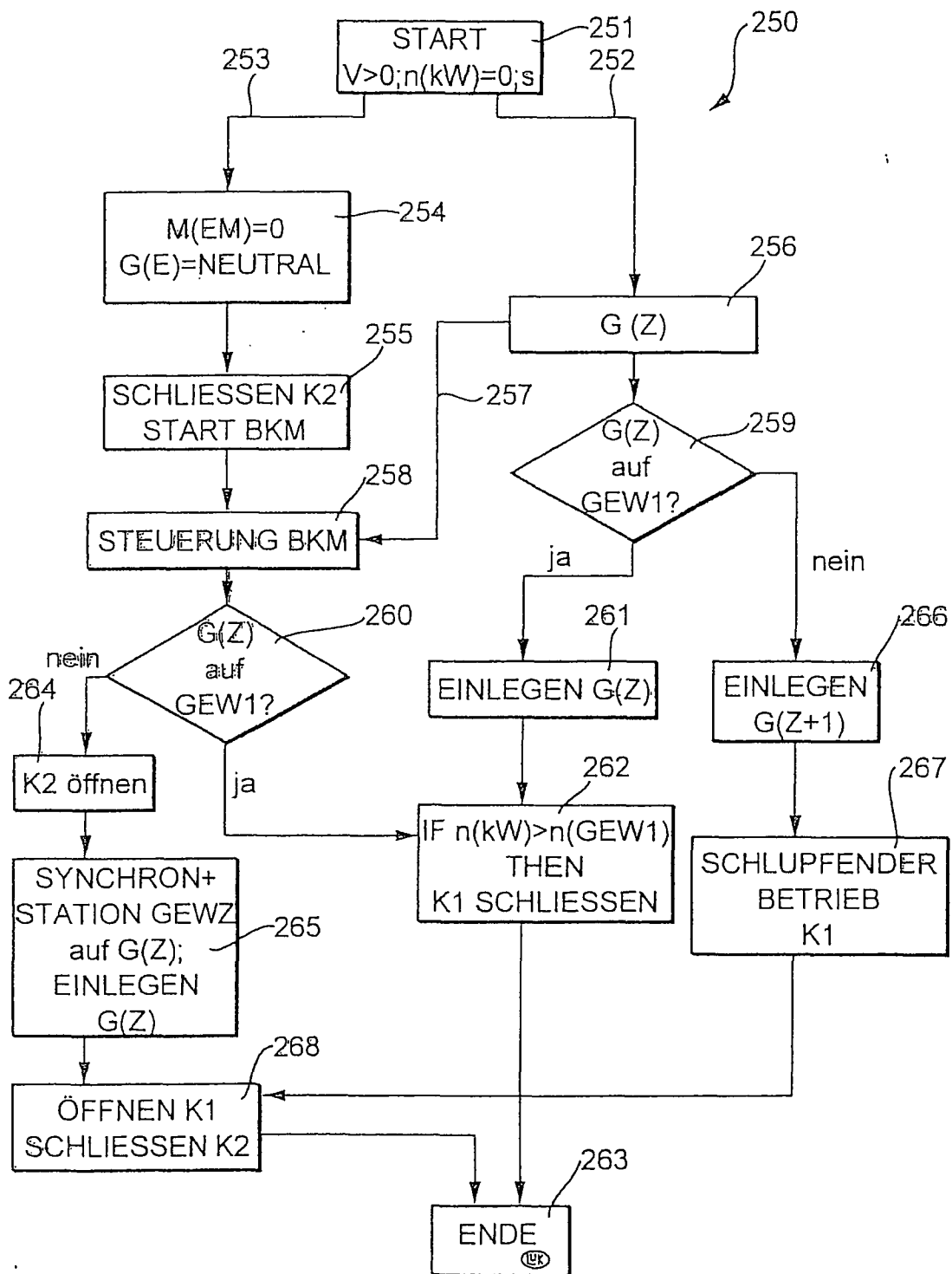


Fig. 19

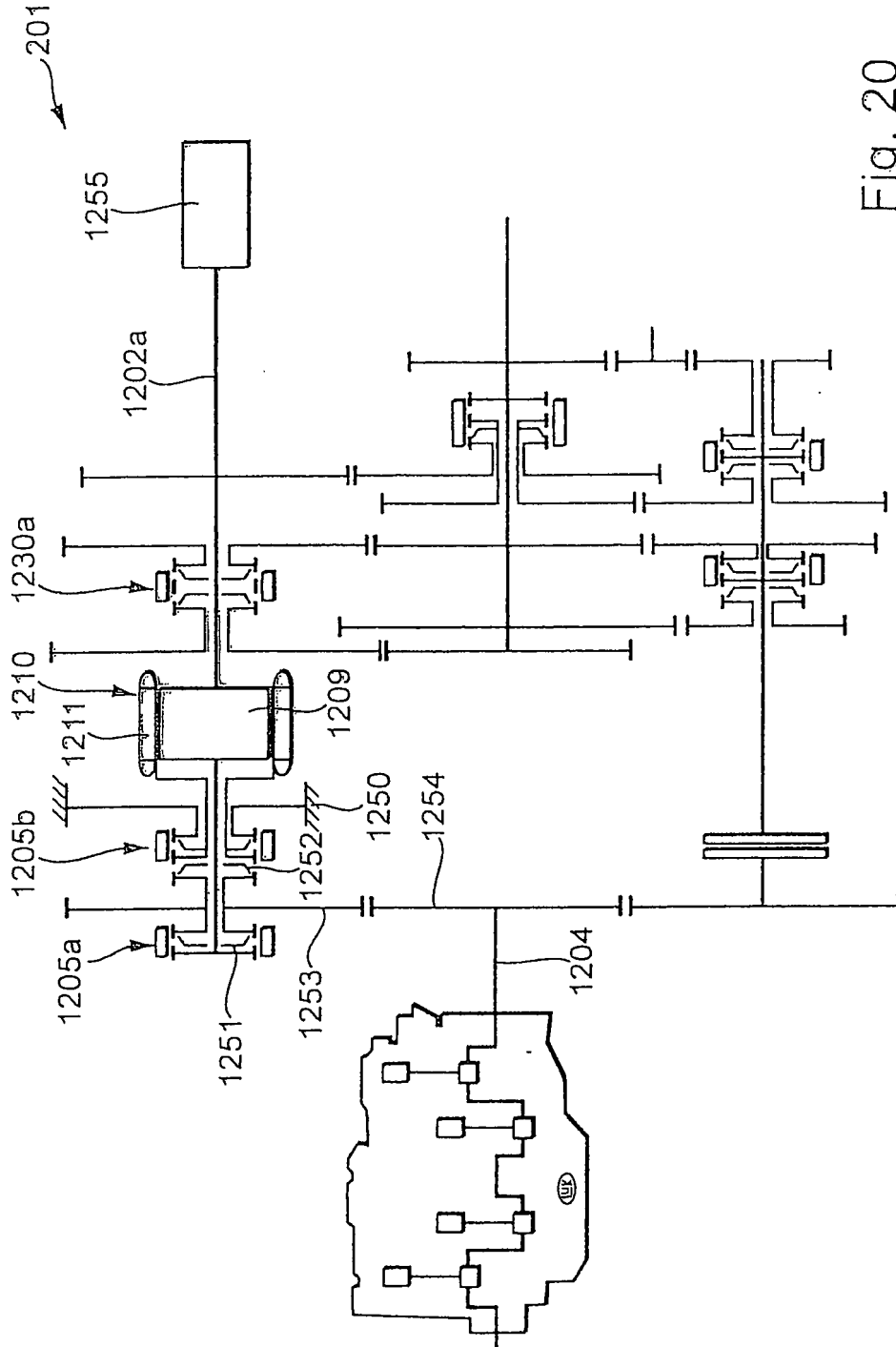


Fig. 20

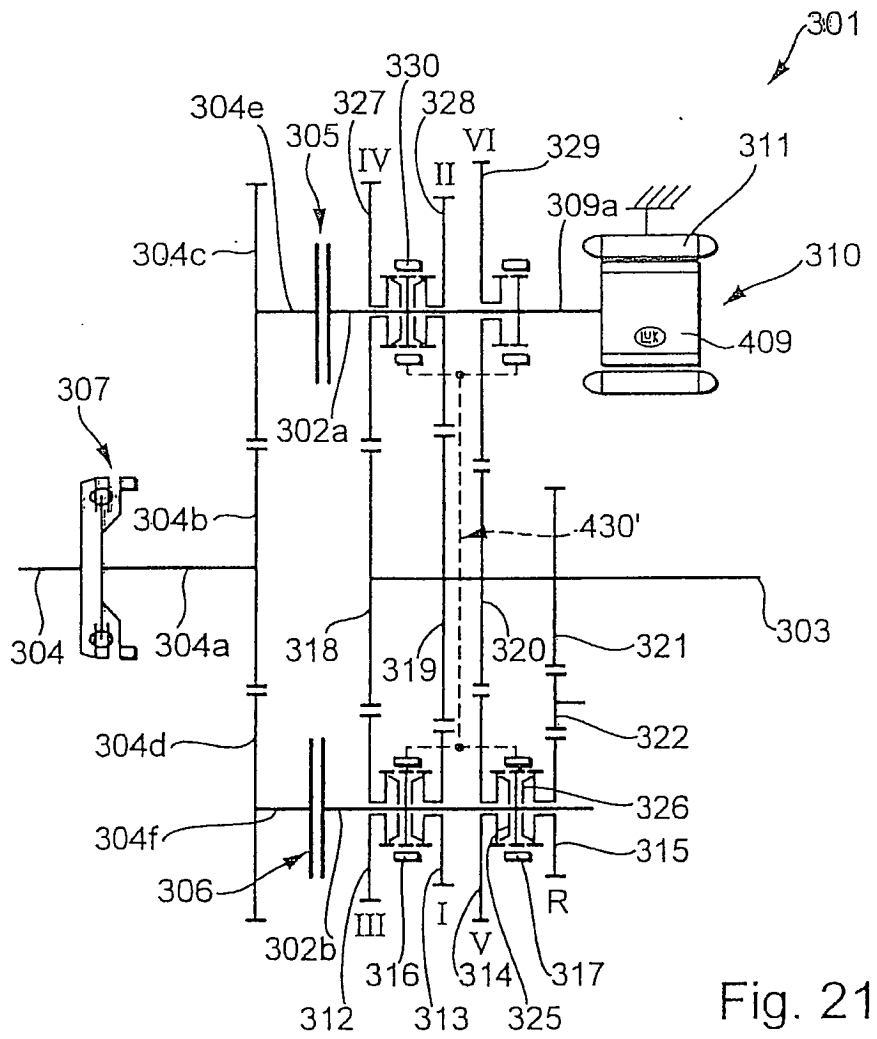


Fig. 21



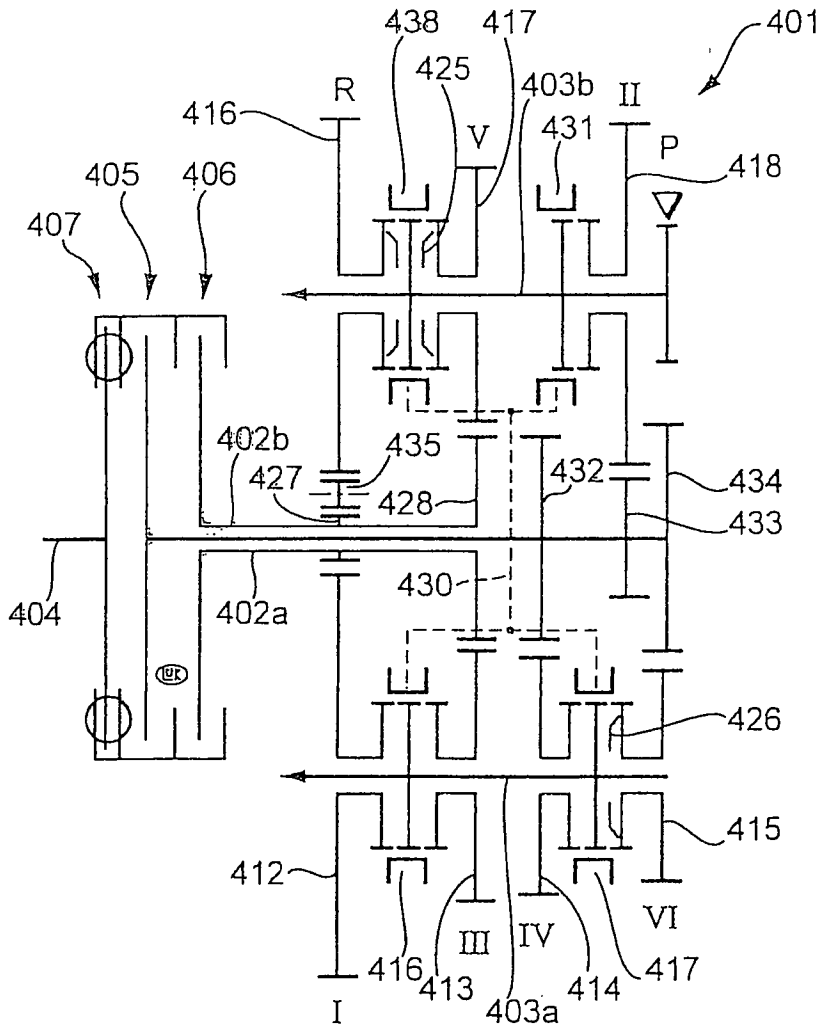


Fig. 22

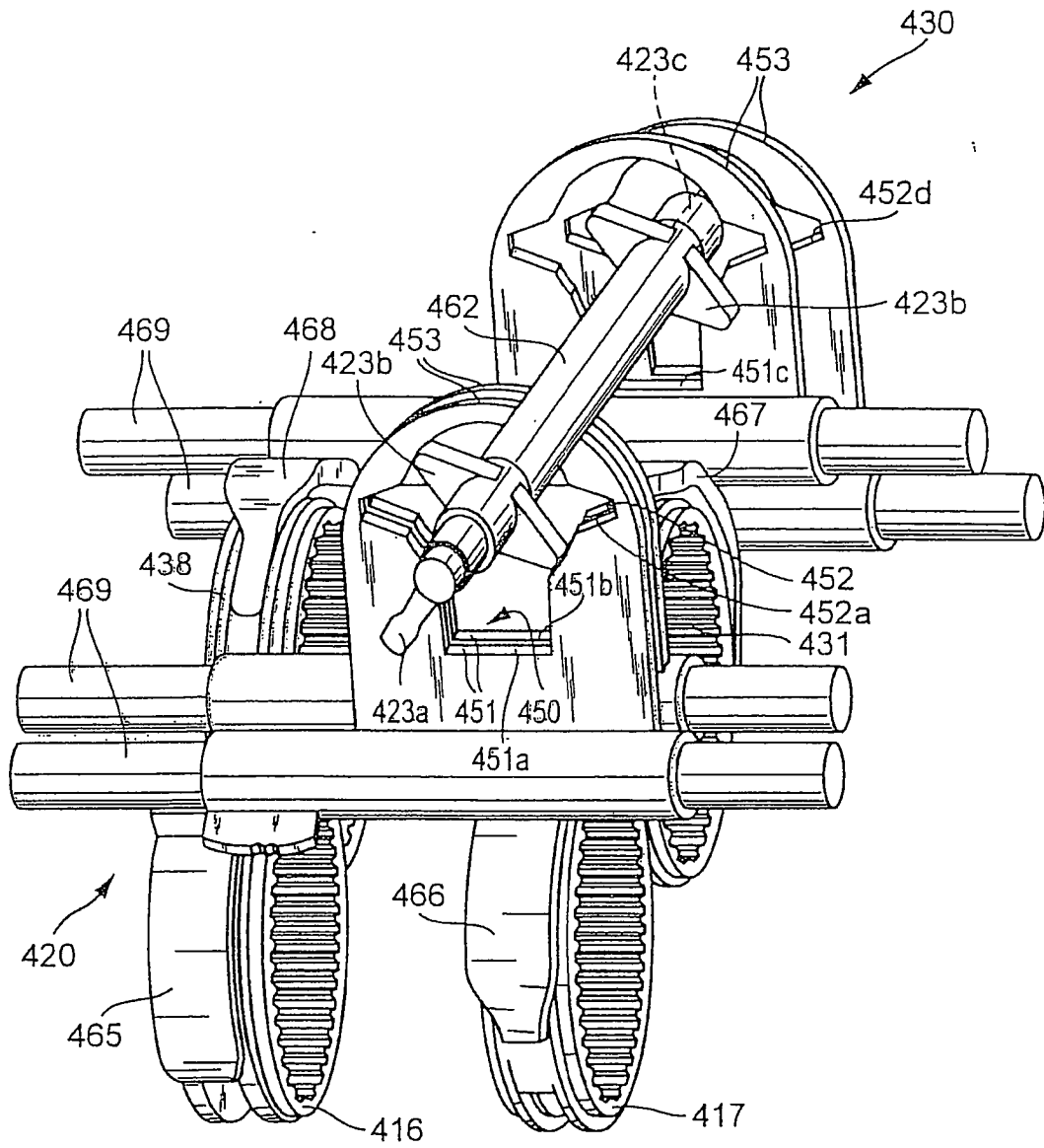


Fig. 23

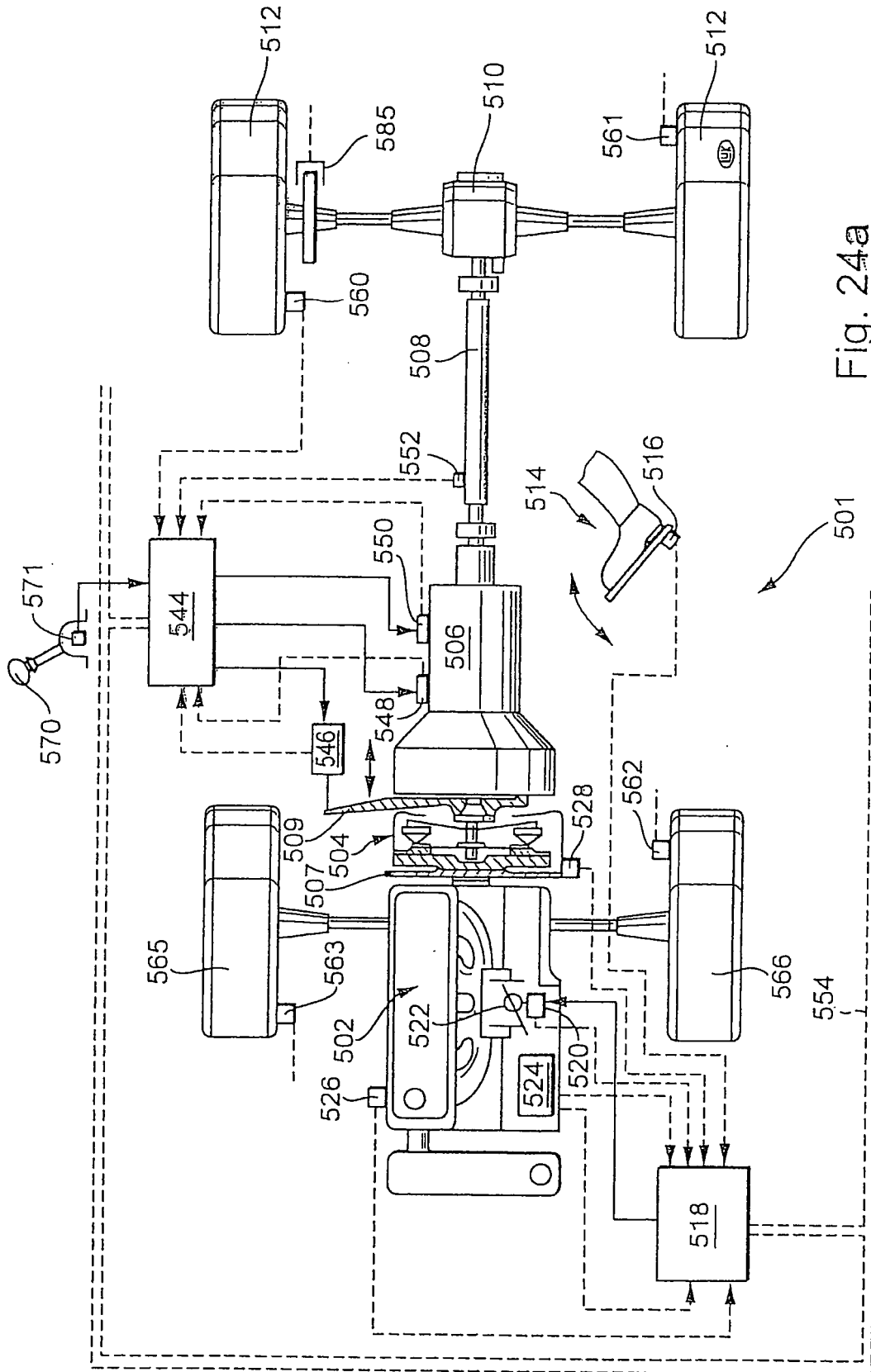


Fig. 24a

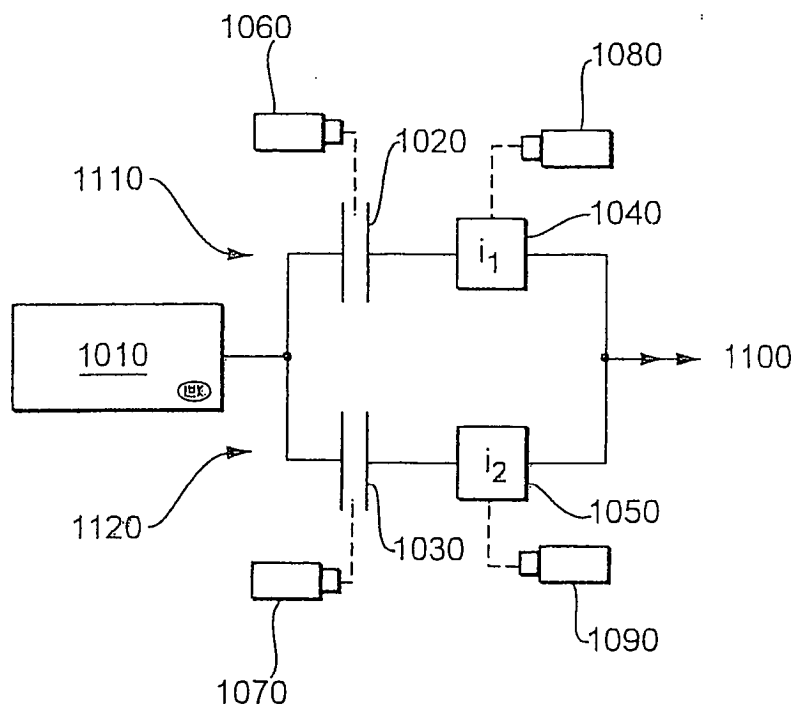


Fig. 24b

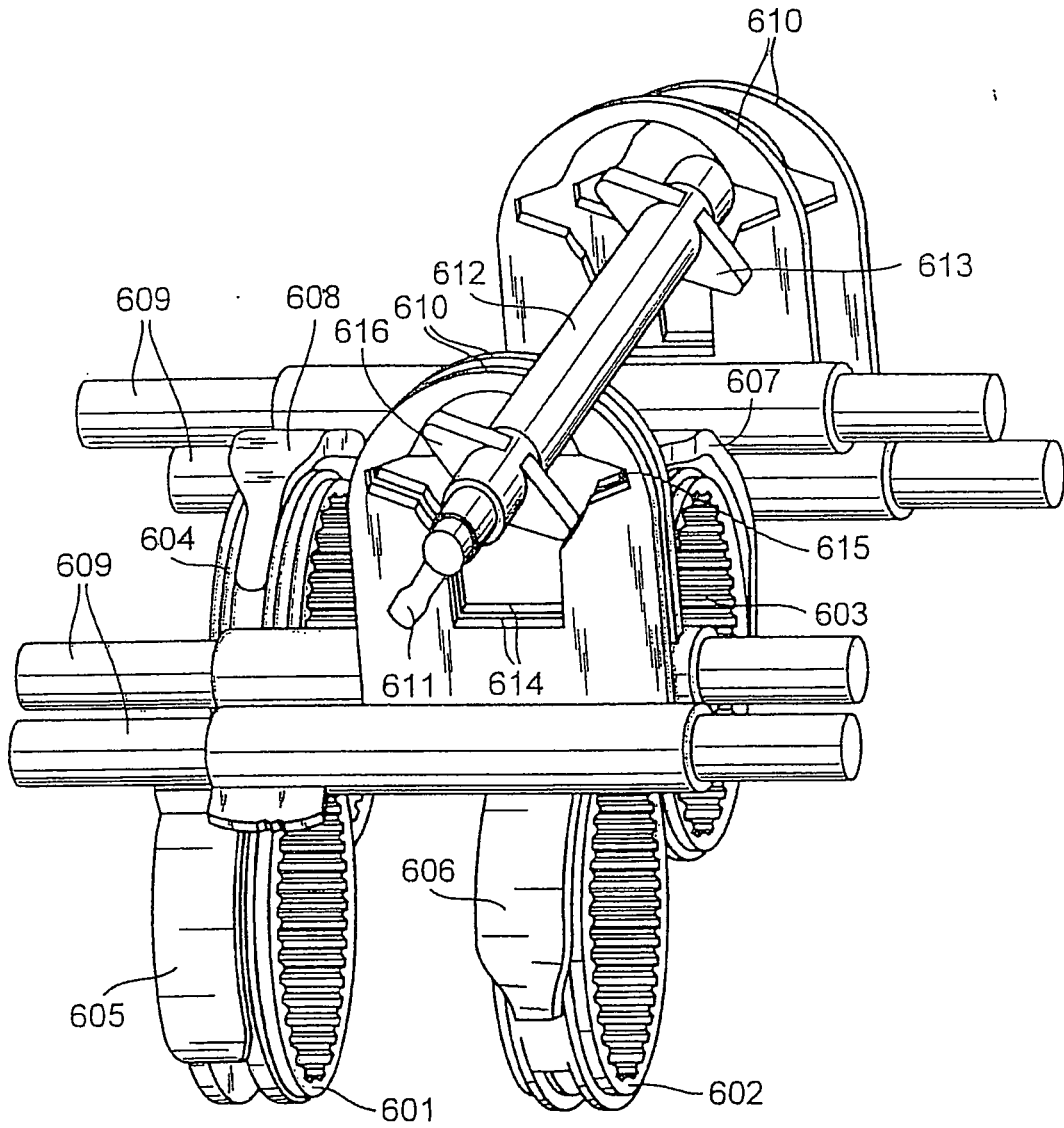


Fig. 25

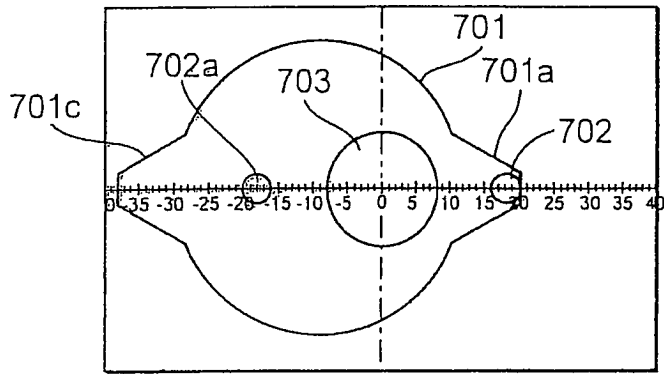


Fig. 26a

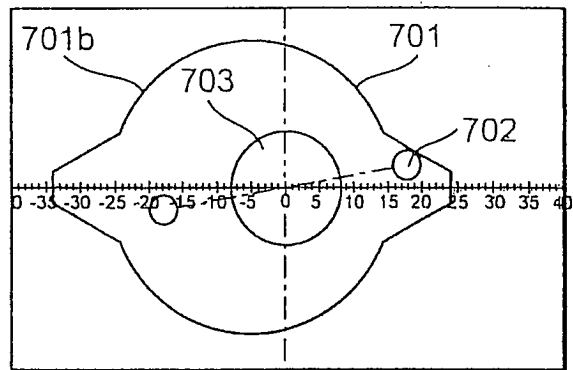


Fig. 26b

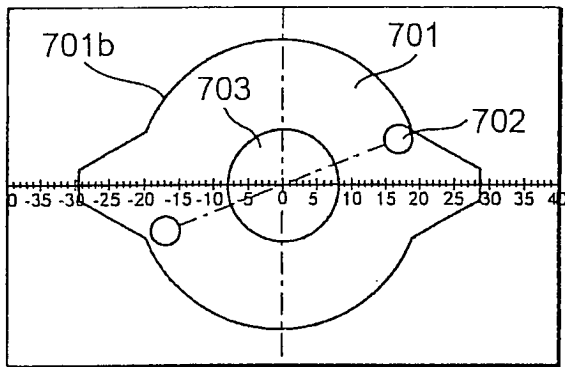


Fig. 26c

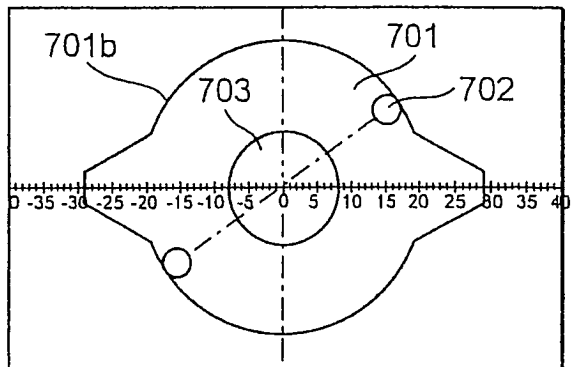


Fig. 26d

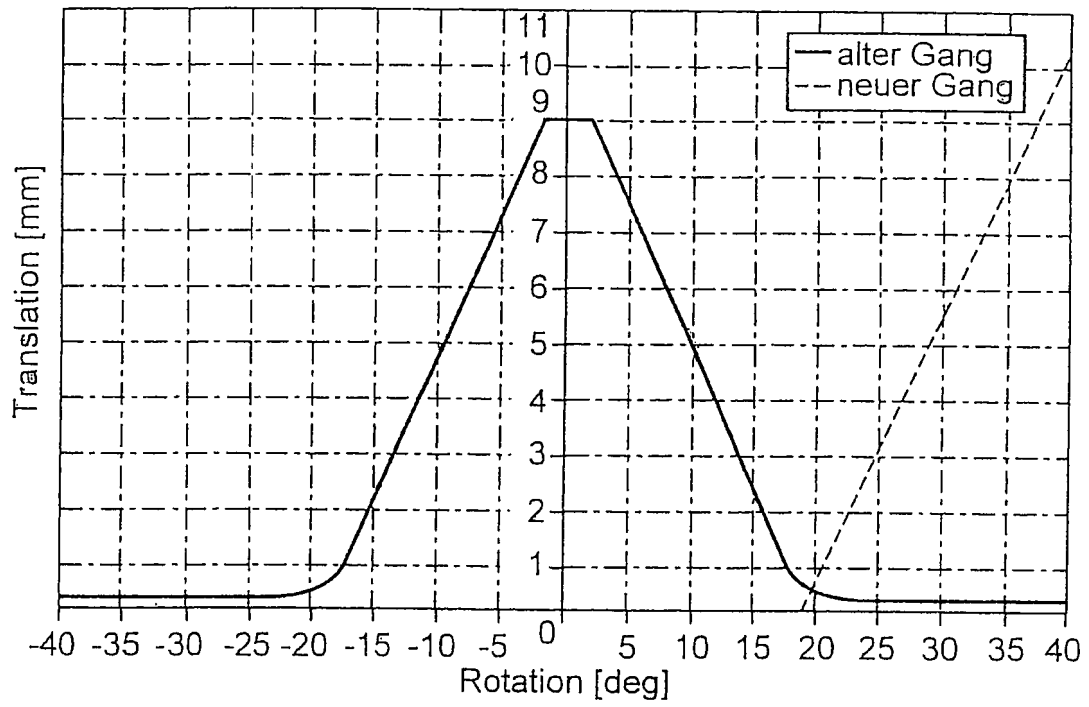


Fig. 27

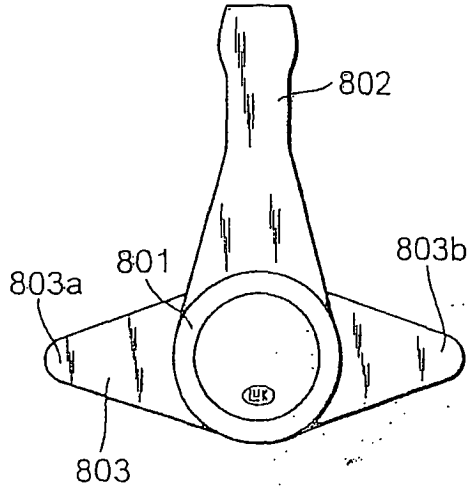


Fig. 28a

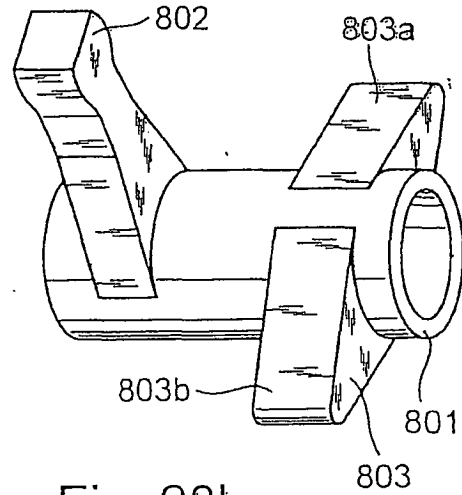


Fig. 28b

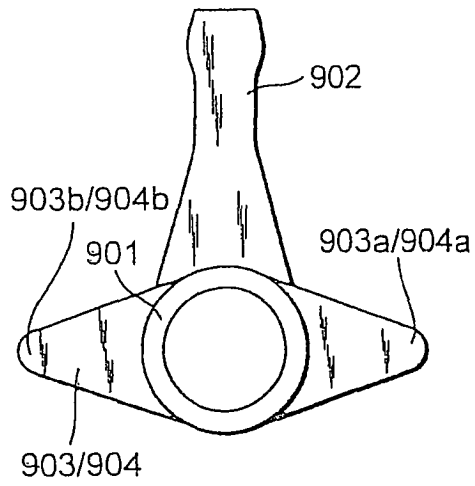


Fig. 29a

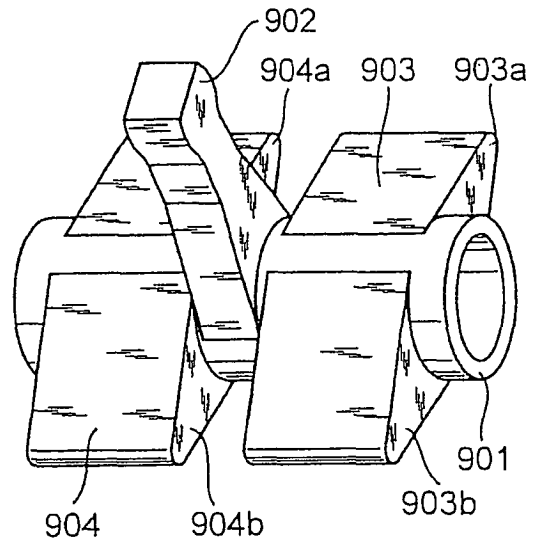


Fig. 29b



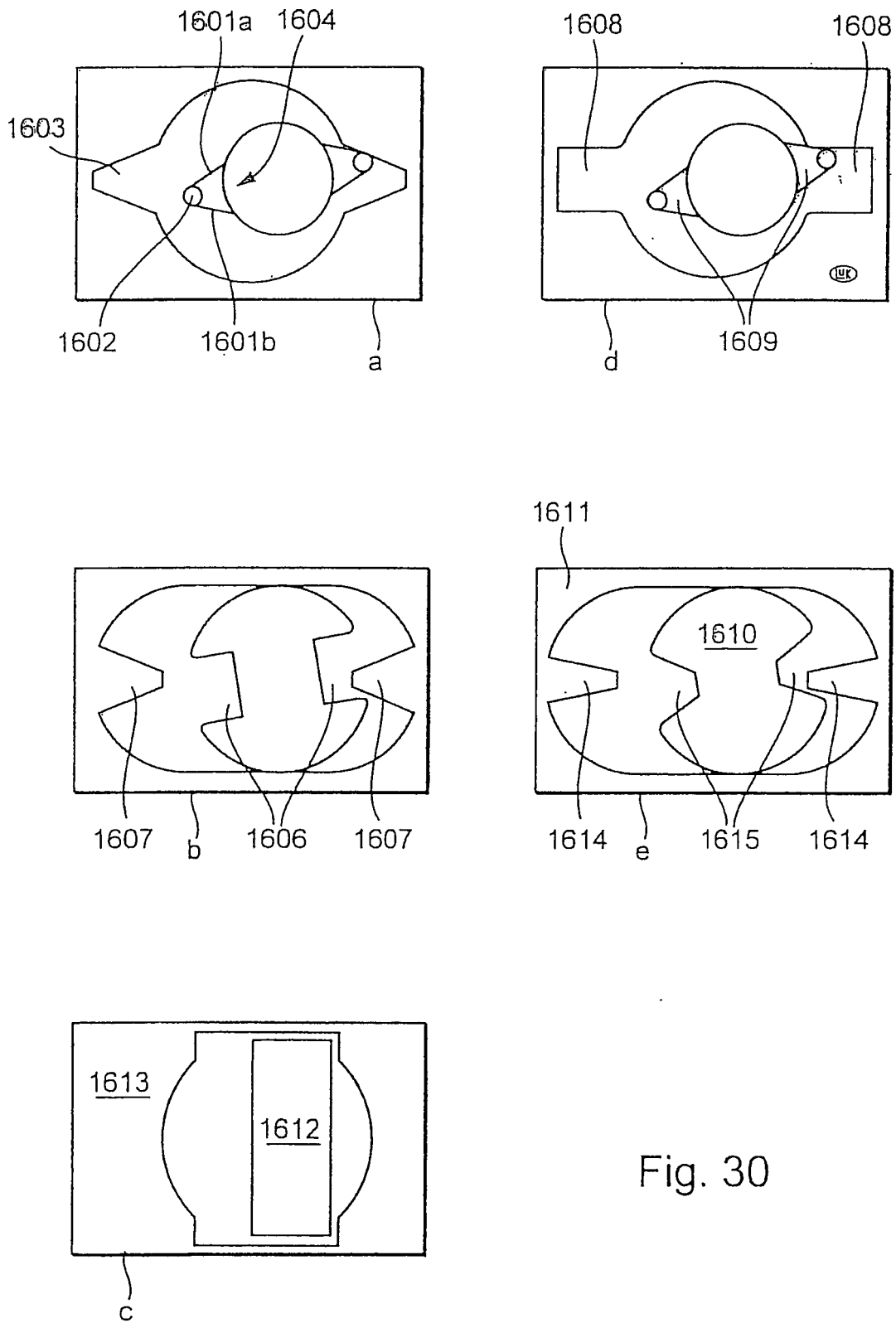


Fig. 30

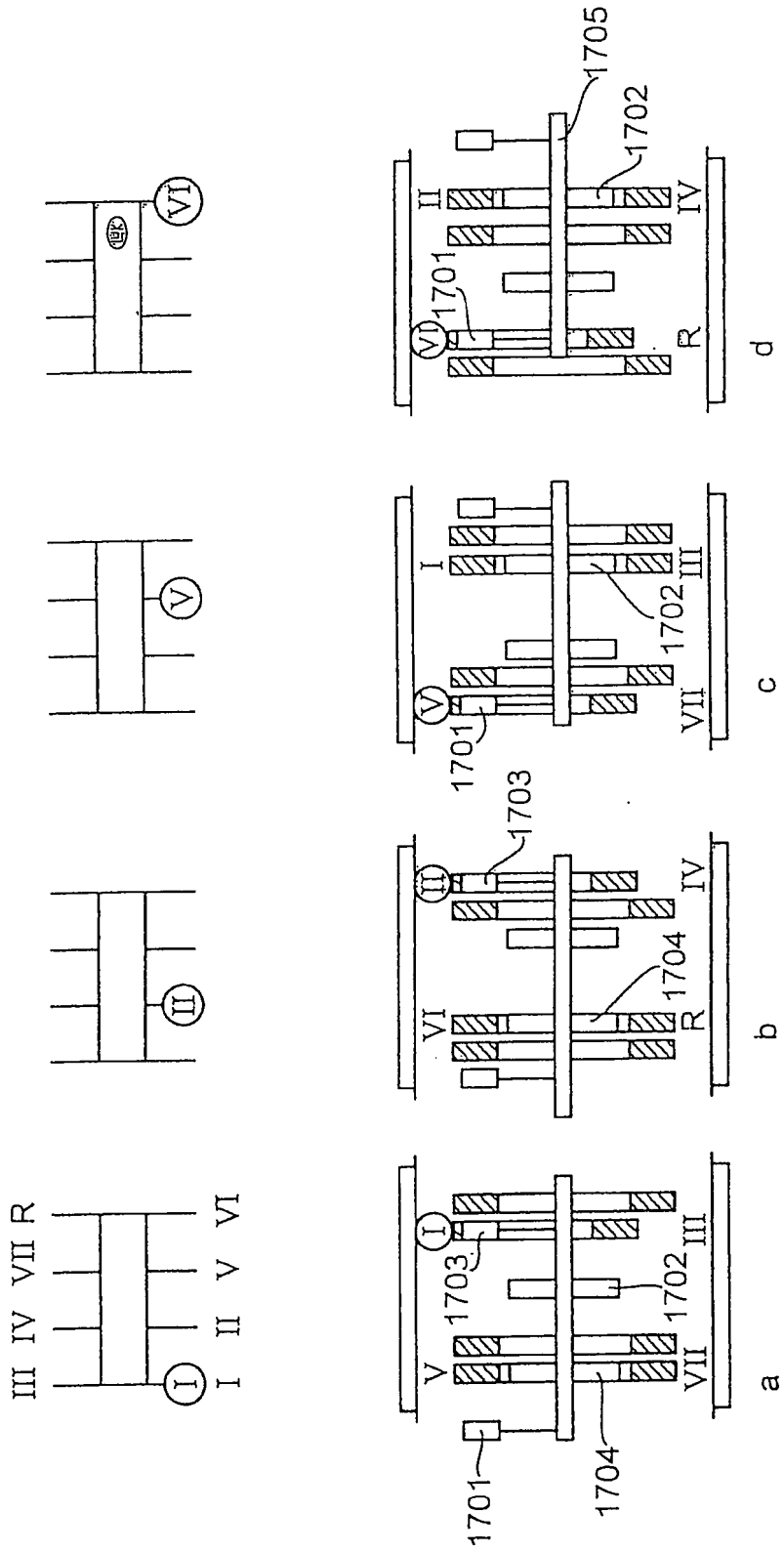


Fig. 31

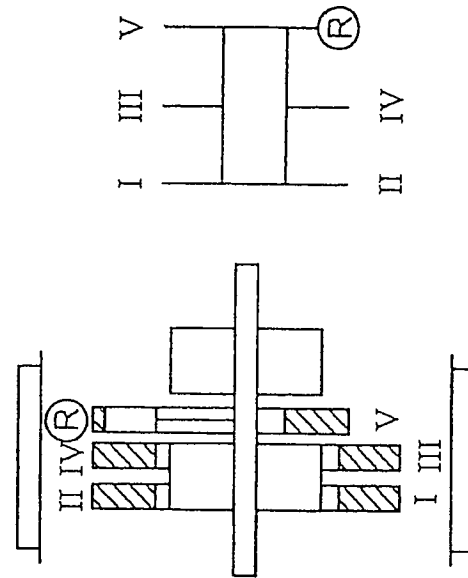


Fig. 32b

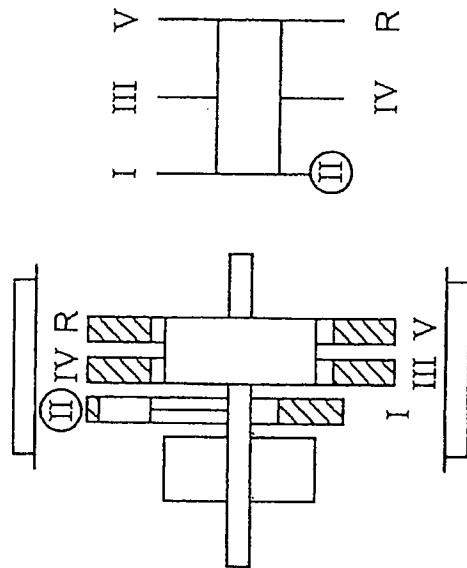


Fig. 32a

