

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
27. Dezember 2007 (27.12.2007)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2007/147800 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 3/66 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2007/056012

(22) Internationales Anmeldedatum:
18. Juni 2007 (18.06.2007)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2006 028 798.3 23. Juni 2006 (23.06.2006) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **ZF Friedrichshafen AG** [DE/DE]; 88038 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder; und

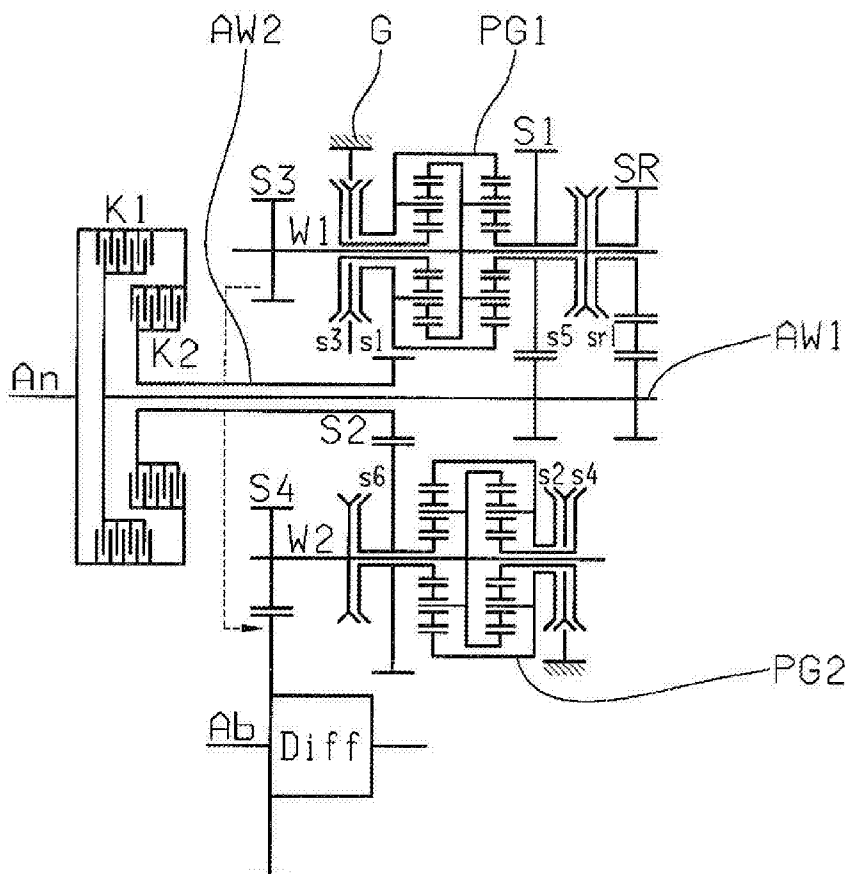
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **GUMPOLTS-BERGER, Gerhard** [DE/DE]; Saint-Dié-Str. 25, 88045 Friedrichshafen (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DUAL-CLUTCH TRANSMISSION

(54) Bezeichnung: DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBE



(57) Abstract: Disclosed is a dual-clutch transmission for a front-transverse arrangement, comprising a dual clutch and two partial transmissions (PG1, PG2). Each of the two clutches (K1, K2) of the dual clutch acts upon one coaxial transmission input shaft (AW1, AW2) which effects a partial transmission (PG1, PG2). The partial transmissions are embodied as planetary gears (PG1, PG2) that are to be shifted in a positive manner, the output being performed on the same side of the transmission as the input and axially parallel to the input, in the same rotational direction. Torque is transmitted to the output shaft (Ab) by means of at least one intermediate shaft (W1, W2) that runs parallel to the transmission input shafts (AW1, AW2).

(57) Zusammenfassung:

Es wird ein Doppelkuppelungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung vorgeschlagen, umfassend eine Doppelkupplung und zwei Teilgetriebe (PG1, PG2), wobei

die beiden Kupplungen (K1, K2) der Doppelkupplung jeweils auf eine koaxiale Getriebeeingangswelle (AW1, AW2)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2007/147800 A1



LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

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

wirken, die auf ein Teilgetriebe (PG1, PG2) wirkt, bei dem die Teilgetriebe als formschlüssig zu schaltende Planetengetriebe (PG1, PG2) ausgebildet sind, wobei der Abtrieb an der gleichen Seite des Getriebes wie der Antrieb und achsparallel zum Antrieb mit gleicher Drehrichtung erfolgt, und wobei das Moment über zumindest eine parallel zu den Getriebeeingangswellen (AW1, AW2) angeordnete Zwischenwelle (W1, W2) auf die Abtriebswelle (Ab) übertragen wird.

Doppelkupplungsgetriebe

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Heutige Automatgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung in einem Fahrzeug umfassen entweder einen vorgeschalteten Wandler und ein nachgeschaltetes lastschaltbares Planetengetriebe oder ein Doppelkupplungsgetriebe.

Bei dieser Antriebsstranganordnung ist der Bauraum beschränkt, so dass die Anordnung der notwendigen Elemente zur Darstellung der Übersetzungen möglichst kompakt sein soll. Dies betrifft insbesondere die Baulänge des Getriebes, da der Bauraum für Quereinbau sehr beschränkt ist. Des Weiteren ist der Wirkungsgrad des Getriebes ein sehr wichtiges Kriterium, wobei Doppelkupplungsgetriebe auf Grund ihrer Bauform gegenüber konventionellen Planetengetrieben einen Vorteil bezüglich der Verzahnungs- und Schleppverluste haben. Der Grund hierfür ist, dass bei einem Doppelkupplungsgetriebe zwei Zahneingriffe vorgesehen sind, wobei bei einem Planetengetriebe zwei Zahneingriffe und Planetengetriebeverluste den Wirkungsgrad gegenüber einem Doppelkupplungsgetriebe verschlechtern. Des Weiteren weist ein Doppelkupplungsgetriebe geringere Schleppverluste als ein Planetengetriebe auf, da bei einem Doppelkupplungsgetriebe eine offene Lastschaltkupplung gegenüber mindestens drei offenen Lastschaltkupplungen eines Planetengetriebes vorgesehen ist.

Planetengetriebe in Front-Quer-Bauweise für PKW's weisen üblicherweise einen Wandler als Anfaehrelement auf und umfassen mindestens zwei Planetensätze und mindestens fünf Lastschaltelemente, die üblicherweise als Lamellenkupplungen/-bremsen ausgebildet sind; in der Regel sind bis zu sechs Vorwärtsgänge und ein Rückwärtsgang realisierbar. Hierbei kann das Planetenge-

triebe entweder vollkommen coaxial zur Antriebswelle angeordnet sein oder als Quasi-Gruppengetriebe (in der Regel 5-Gang-Getriebe) mit einem coaxial zur Antriebswelle angeordneten Hauptgetriebe und einem auf einer Nebenwelle angeordneten Nachschaltsatz ausgebildet sein.

Aus der EP 0 434 525 B1 geht ein Getriebe in Planetenbauweise hervor, welches im Wesentlichen eine Antriebswelle und eine Abtriebswelle, die parallel zueinander angeordnet sind, einen konzentrisch zur Abtriebswelle angeordneten Doppelplanetenradsatz und fünf Schaltelemente in der Form von drei Kupplungen und zwei Bremsen umfasst, deren wahlweise Sperrung jeweils paarweise die verschiedenen Gangübersetzungen zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle bestimmt. Hierbei weist das Getriebe einen Vorschalt-radsatz und zwei Leistungswege auf, so dass durch das selektive paarweise Eingreifen der fünf Schaltelemente sechs Vorwärtsgänge erzielt werden.

Eine Konstruktion umfassend eine Nebenwelle ist beispielsweise aus der JP 2005-23987 bekannt. Hierbei sind die beiden Radsätze des Hauptschaltrad-satzes auf zwei parallel liegenden Wellen angeordnet und über zwei Stirn- bzw. zwei Kettentriebe miteinander wirkverbunden. Über eine mit den beiden Wellen mittels Stirngetriebe wirkverbundene Getriebeeingangswelle wird das Ein-gangsmoment auf die beiden genannten Wellen geführt und über Schaltele-mente gemäß der Schaltlogik auf die betreffenden Elemente der Planetenrad-sätze übertragen.

Des weiteren sind aus dem Stand der Technik Doppelkupplungsgetriebe in Vorgelegebauweise bekannt, bei denen die Doppelkupplung als Anfahr- und Schaltelement dient; hierbei ist das Vorgelegegetriebe formschlüssig schaltbar.

Aus der DE 10 2004 001 278 A1 ist ein Doppelkupplungsgetriebe be-kannt, welches zwei Eingangswellen, zwei Kupplungen und mindestens eine erste und eine zweite Triebwelle aufweist, wobei die erste Eingangswelle mit

der ersten Kupplung und die zweite Eingangswelle mit der zweiten Kupplung wirksam verbindbar ist, wobei die erste Triebwelle unterhalb und die zweite Triebwelle oberhalb oder umgekehrt der Eingangswellen angeordnet sind, wobei die Eingangswellen und Triebwellen miteinander in Eingriff stehende Zahnräder aufweisen und zumindest zwei Zahnräder eine Gangstufe bilden.

Hierbei ist mindestens ein Zahnrad einer Gangstufe als ein- und/oder auskuppelbares Losrad und das andere Zahnrad als Festrad ausgebildet; des weiteren weist jede Triebwelle ein Antriebszahnrad zur Übertragung von Drehkraft auf den Achsantrieb auf, wobei zur Realisierung des Rückwärtsganges eine weitere Welle vorgesehen ist, welche als dritte Triebwelle ausgebildet ist.

Aus dem Stand der Technik sind auch Doppelkupplungsgetriebe mit einem nachgeschalteten Planetengetriebe bekannt, welche jedoch für einen Standardantrieb und nicht für eine Front-Quer-Anordnung geeignet sind.

Beispielsweise ist in der EP 1 422 441 A2 eine Familie von Mehrgang-Planetengetrieben mit einer Doppelkupplung bekannt. Ein derartiges Getriebe umfasst eine Eingangswelle und eine Ausgangswelle, einen ersten, einen zweiten, einen dritten und einen vierten Planetensatz, wobei die Planetensätze jeweils drei Elemente aufweisen, wobei eine erste Welle ein erstes Element des ersten Planetensatzes mit einem ersten Element des zweiten Planetensatzes ständig verbindet, wobei eine zweite Welle ein zweites Element des ersten Planetensatzes mit einem zweiten Element des zweiten Planetensatzes ständig verbindet, wobei eine dritte Welle ein Element des ersten oder zweiten Planetensatzes mit einem ersten Element des dritten Planetensatzes und der Ausgangswelle ständig verbindet, und wobei eine vierte Welle ein zweites Element des dritten Planetensatzes mit dem ersten Element des vierten Planetensatzes ständig verbindet. Des weiteren ist eine erste Kupplung mit der Eingangswelle verbunden und eine zweite Kupplung verbindet die Eingangswelle mit einem dritten Element des dritten Planetensatzes.

Die in der EP 1 422 441 A2 beschriebenen Getriebe umfassen zudem einen ersten und einen zweiten Drehmomentübertragungsmechanismus, wobei die Drehmomentübertragungsmechanismen wahlweise Elemente des ersten und des zweiten Planetensatzes mit der ersten Kupplung verbinden. Ferner ist ein dritter und ein vierter Drehmomentübertragungsmechanismus vorgesehen, wobei diese Drehmomentübertragungsmechanismen wahlweise Elemente des dritten Planetensatzes mit Elementen des vierten Planetensatzes verbinden; ein fünfter und ein sechster Drehmomentübertragungsmechanismus verbinden zudem wahlweise Elemente des ersten oder zweiten Planetensatzes mit einem gehäusefesten Element, wobei ein siebter Drehmomentübertragungsmechanismus ein Element des vierten Planetensatzes mit dem gehäusefesten Element lösbar verbindet. Des weiteren ist ein achter Drehmomentübertragungsmechanismus vorgesehen, welcher wahlweise ein Element des ersten oder des zweiten Planetensatzes mit der ersten Kupplung oder ein Element des vierten Planetensatzes mit dem gehäusefesten Element lösbar verbindet.

Weitere Doppelkupplungsgetriebe mit nachgeschaltetem Planetengetriebe für eine Standard-Anordnung sind z.B. aus der EP 1 422 448 A2, der EP 1 424 510 A2, der EP 1 424 511 A2, der EP 1 566 570 A1 und der EP 1 566 574 A1 bekannt.

Aus der DE 10 2004 014 082 A1 der Anmelderin ist ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise mit mehreren Planetensätzen, wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mehreren formschlüssigen Schaltelementen zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden bekannt. Hierbei sind die reibschlüssigen Schaltelemente und die formschlüssigen Schaltelemente derart zwischen den Wellen der Planetensätze, einem Gehäuse sowie einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeausgangswelle angeordnet, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich über die reibschlüssigen Schaltelemente zugkraftunterbrechungsfrei

durchführbar sind, wobei zumindest eines der reibschlüssigen Schaltelemente als Kupplung ausgeführt ist, und wobei der zweite Planetensatz, ein dritter Planetensatz und ein vierter Planetensatz eine 3-Steg-5-Wellen Getriebeeinrichtung ausbilden, die mit separaten Planetenrädern ausgeführt ist.

Ein weiteres Doppelkupplungsgetriebe für eine Standardanordnung, umfassend ein Planetengetriebe ist im Rahmen der WO 2005/050060 A1 beschrieben. Es umfasst eine Antriebswelle und eine Abtriebswelle, die miteinander über zumindest zwei Leistungspfade verbunden sind, wobei ein Leistungspfad zumindest zwei Übersetzungen aufweist, wobei die Übersetzungen unterschiedlich sind. Des weiteren ist die Antriebswelle ständig mit den Eingangswellen der Leistungspfade verbunden.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein lastschaltbares Doppelkupplungsgetriebe anzugeben, welches möglichst kompakt aufgebaut ist und für einen Front-Quer-Einbau geeignet ist. Des weiteren soll das erfindungsgemäße Getriebe kostengünstig herstellbar und möglichst verlustarm sein.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Weitere erfindungsgemäße Ausgestaltungen und Vorteile gehen aus den Unteransprüchen hervor.

Demnach wird ein Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung vorgeschlagen, umfassend eine Doppelkupplung und zwei Teilgetriebe, wobei die beiden Kupplungen der Doppelkupplung jeweils auf eine koaxiale Getriebeeingangswelle wirken, die auf ein Teilgetriebe wirkt, bei dem die Teilgetriebe als formschlüssig zu schaltende Planetengetriebe ausgebildet sind, wobei der Abtrieb an der gleichen Seite des Getriebes wie der Antrieb und achsparallel zum Antrieb mit gleicher Drehrichtung erfolgt.

Hierbei wird das Moment über zumindest eine parallel zu den Getriebeeingangswellen angeordnete Zwischenwelle auf die Abtriebswelle übertragen. Die Gänge der Planetengetriebe werden nicht mittels lastschaltbaren Lamellenschaltelementen, sondern mit formschlüssigen Schaltelementen, beispielsweise mit Synchronisierungen oder Klauenkupplungen geschaltet.

Gemäß der Erfindung ist jedem Teilgetriebe zumindest eine Stirnradstufe bzw. Stirnradübersetzung zugeordnet, wodurch die Übersetzungsreihen den an Mehrganggetriebe gestellten Anforderungen entsprechen.

Der Leistungsfluss erfolgt vom Motor über ein optionales Element zur Drehschwingungsreduktion, über einen optionalen hydraulischen Drehmomentwandler oder eine hydraulische Kupplung in die Doppelkupplung. Diese ist vorzugsweise als ein Doppelkupplungsmodul ausgeführt. Sie kann jedoch auch als „aufgelöste“ Doppelkupplung aus zwei an unterschiedlichen Stellen im Getriebe angeordneten Kupplungen bestehen.

Jede Kupplung der Doppelkupplung wirkt auf eine koaxiale Getriebeeingangswelle, die auf ein Planetengetriebe wirkt, wobei optional eine Stirnradstufe in Kraftflussrichtung vor dem jeweiligen Planetengetriebe angeordnet sein kann. Das Moment wird über die Stirnradstufen auf eine koaxial zu den anderen Wellen angeordnete Zwischenwelle übertragen. Ist eine Stirnradstufe in Kraftflussrichtung vor dem ihr zugeordneten Planetengetriebe angeordnet, dann ist das Planetengetriebe auf der Zwischenwelle parallel zur Antriebsachse angeordnet. Sind die Stirnradstufen in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben angeordnet, dann sind die Planetengetriebe auf der Abtriebsachse angeordnet.

Sind die Stirnradstufen in Kraftflussrichtung vor den beiden Planetengetrieben angeordnet, dann können die Planetengetriebe entweder auf der glei-

chen zur Antriebsachse parallelen Zwischenwelle angeordnet sein oder auf zwei unterschiedlichen (aber parallelen) Zwischenwellen angeordnet sein.

Im Falle einer einzigen Zwischenachse/-welle ist eine zusätzliche Stirnradstufe vorgesehen, welche die Zwischenwelle mit der Abtriebswelle verbindet. Für den Fall, dass zwei unterschiedliche Zwischenachsen vorgesehen sind, sind zwei zusätzliche Stirnradstufen erforderlich, um die Verbindung der weiteren Zwischenachsen zur Abtriebswelle zu gewährleisten (d.h. pro Zwischenachse ist eine zusätzliche Stirnradstufe vorgesehen).

Im Vergleich zum konventionellen Doppelkupplungsgetriebe übernehmen bei dem erfindungsgemäßen Getriebe zwei Planetengetriebe die Aufgabe der beiden Teilgetriebe. Ein Planetengetriebe repräsentiert hierbei das Teilgetriebe mit den ungeraden Gängen, wobei das weitere Planetengetriebe hierbei das zweite Teilgetriebe mit den geraden Gängen repräsentiert.

Die Funktionsweise zum Schalten der unterschiedlichen Gänge unterscheidet sich nicht von der Funktionsweise von konventionellen Doppelkupplungsgetrieben. So werden die einzelnen Gänge in den Teilgetrieben vorbereitet und durch den Kupplungswechsel in der Doppelkupplung geschaltet. Die Planetengetriebe weisen hierbei als Teilgetriebe jeweils eine Hälfte der benötigten Vorwärtsgänge auf, wobei ein Planetengetriebe entweder die geraden oder die ungeraden Gänge darstellt. Des weiteren können ein oder mehrere Rückwärtsgänge vorhanden sein.

Die Teilgetriebegänge werden durch die Betätigung von einem oder auch von mehreren Schaltelementen gleichzeitig geschaltet. Diese verbinden entweder eine Planetengetriebewelle mit einer anderen vorhandenen Welle oder eine Planetengetriebewelle mit dem Gehäuse.

Die Erfindung erfüllt die Anforderungen an eine Front-Quer-Anordnung, d.h. es wird ein achsparalleler Abtrieb mit gleicher Drehrichtung und möglichst kurzer Bauform realisiert. Zudem entsprechen die Übersetzungsreihen den an Mehrganggetriebe gestellten Anforderungen. Dies wird unter anderem erreicht durch die jeweils den Teilgetrieben zugeordneten Stirnradübersetzungen.

Das Abtriebsrad bzw. die Abtriebsräder sind mit einem Ausgleichsdifferenzial verbunden, das entweder für den Drehzahlausgleich zwischen rechtem und linken angetriebenen Rad (reiner Front-Antrieb) oder zwischen Vorder- und Hinterachse (Allradantrieb) sorgt. Optionalerweise kann der Drehzahlausgleich auch durch Kupplungen erfolgen.

Die verwendeten Planetengetriebe bestehen aus mindestens einem Planetensatz in konventioneller Bauweise, wobei der Planetensatz als ebener Minus- oder Plus-Planetensatz oder als Stufenplanetensatz ausgebildet sein kann. Sie werden entweder mit Synchronisierungen oder mit Klauenkupplungen geschaltet.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der beigefügten Figuren beispielhaft näher erläutert.

Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes;

Figur 2 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes sowie der Anordnung der Stirnradstufen in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben;

- Figur 3 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes sowie einer weiteren Möglichkeit der Anordnung der Stirnradstufen;
- Figur 4 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes sowie einer weiteren Möglichkeit der Anordnung der Stirnradstufen;
- Figur 5 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes sowie der Anordnung der Stirnradstufen in Kraftflussrichtung vor den Planetengetrieben;
- Figur 6 eine schematische Darstellung des prinzipiellen Aufbaus eines erfindungsgemäßen Getriebes sowie der Anordnung der Stirnradstufen in Kraftflussrichtung vor und nach den Planetengetrieben;
- Figur 7: eine schematische Darstellung der Anordnung der Wellen bei einer Drei-Wellen-Anordnung;
- Figur 8 eine schematische Darstellung der Anordnung der Wellen bei einer Vier-Wellen-Anordnung;
- Figur 9 eine schematische Ansicht einer ersten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 10 eine schematische Ansicht einer zweiten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;

- Figur 11 eine schematische Ansicht einer dritten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 12 eine schematische Ansicht einer vierten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 13 eine schematische Ansicht einer fünften Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 14 eine schematische Ansicht einer sechsten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 15 eine schematische Ansicht einer siebten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 16 eine schematische Ansicht einer achten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 17 eine schematische Ansicht einer neunten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 18 eine schematische Ansicht einer zehnten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 19 eine schematische Ansicht einer elften Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 20 eine schematische Ansicht einer zwölften Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;

- Figur 21 eine schematische Ansicht einer dreizehnten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 22 eine schematische Ansicht einer vierzehnten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 23 eine schematische Ansicht einer fünfzehnten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 24 eine schematische Ansicht einer sechzehnten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 25 eine schematische Ansicht einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes;
- Figur 26 ein beispielhaftes Schaltschema enthaltend die Übersetzungsreihe für das in Figur 25 gezeigte Getriebe;
- Figur 27 eine schematische Ansicht einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes; und
- Figur 28 ein beispielhaftes Schaltschema enthaltend die Übersetzungsreihe für das in Figur 27 gezeigte Getriebe.

In Figur 1 ist der prinzipielle Aufbau eines Getriebes gemäß der Erfindung dargestellt. Demnach umfasst das Getriebe eine Antriebswelle An, eine Abtriebswelle Ab, eine Doppelkupplung umfassend die Kupplungen K1 und K2 und mindestens zwei formschlüssig zu schaltende Teilgetriebe, die als Planetengetriebe PG1 bzw. PG2 ausgebildet sind.

Erfindungsgemäß ist jedem Teilgetriebe zumindest eine Stirnradstufe bzw. Stirnradübersetzung zugeordnet, wodurch die Übersetzungsreihen den an Mehrganggetriebe gestellten Anforderungen entsprechen. Unterschiedliche Möglichkeiten der prinzipiellen Anordnung der Stirnradstufen sind Gegenstand der Figuren 2 bis 6.

Bei der Anordnung gemäß Figur 2 sind zwei Stirnradstufen S1 und S2 vorgesehen, die den Planetengetrieben PG1 bzw. PG2 zugeordnet sind, wobei die Stirnradstufen in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben angeordnet sind. Des weiteren ist eine weitere Stirnradstufe S3 vorgesehen, welche eine Zwischenwelle mit der Abtriebswelle Ab verbindet.

Die in Figur 3 gezeigte Anordnung unterscheidet sich von der Anordnung nach Figur 2 darin, dass die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 in Kraftflussrichtung vor dem Planetengetriebe PG2 angeordnet ist. In diesem Fall ist das Planetengetriebe PG2 auf einer zweiten Achse parallel zur Antriebsachse angeordnet, welche mit der Abtriebswelle Ab über die Stirnradstufe S3 verbunden ist.

Bei der Anordnung nach Figur 4 besteht der Unterschied zur Anordnung gemäß Figur 2 darin, dass die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 in Kraftflussrichtung vor dem Planetengetriebe PG1 angeordnet ist. Hierbei ist das Planetengetriebe PG1 auf einer zweiten Achse parallel zur Antriebsachse angeordnet, welche mit der Abtriebswelle Ab über die Stirnradstufe S3 verbunden ist.

Gemäß Figur 5 können die den Planetengetrieben zugeordneten Stirnradstufen S1 und S2 in Kraftflussrichtung vor den Planetengetrieben angeordnet sein. In diesem Fall können die Planetengetriebe entweder auf der gleichen zur Antriebsachse parallel angeordneten Zwischenachse angeordnet sein (vgl. Figuren 17, 18, 19, 20) oder auf zwei unterschiedlichen, parallelen

Zwischenachsen angeordnet sein, wie anhand der Figuren 21, 22, 23 und 24 erläutert. Für den Fall, dass zwei unterschiedliche Zwischenachsen vorgesehen sind, ist, wie in Figur 6 gezeigt, eine weitere Stirnradstufe S4 erforderlich, um die Verbindung der weiteren Zwischenachse zur Abtriebswelle zu gewährleisten.

Das erfindungsgemäße Getriebe kann demnach, neben den mit den beiden Kupplungen K1 und K2 drehfest verbundenen Wellen, drei oder vier Wellen aufweisen, nämlich die Antriebswelle An, die Abtriebswelle Ab, eine Zwischenwelle W1 und in Abhängigkeit von der Anordnung der Planetengetriebe eine weitere Zwischenwelle W2. Dies ist Gegenstand der Figuren 7 und 8, wobei Figur 7 eine Drei-Wellen-Anordnung und Figur 8 eine Vier-Wellen-Anordnung darstellt.

In Figur 9 ist eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes schematisch dargestellt. Es umfasst eine Doppelkupplung mit den Kupplungen K1 und K2 und zwei Teilgetriebe, die als formschlüssig zu schaltende Planetengetriebe PG1, PG2 ausgebildet sind, wobei jedem Planetengetriebe zumindest eine Stirnradstufe bzw. Stirnradübersetzung S1 bzw. S2 zugeordnet ist.

Die beiden Kupplungen K1, K2 der Doppelkupplung wirken jeweils auf zwei koaxiale Getriebeeingangswellen AW1 bzw. AW2, welche jeweils auf ein Planetengetriebe PG1 bzw. PG2 wirken; die Welle AW1 ist als Vollwelle ausgebildet und ist koaxial zur als Hohlwelle ausgebildeten Welle AW2 angeordnet. Bei dem in Figur 9 gezeigten Ausführungsbeispiel sind die den Planetengetrieben PG1, PG2 zugeordneten Stirnradstufen S1 bzw. S2 in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben angeordnet (d.h. sie sind mit dem Abtrieb des jeweiligen Planetengetriebes verbunden), wobei die Stirnradstufe S1 gemäß der Figur axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG1 und die Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetrie-

be PG2 angeordnet ist. Durch die Stirnradstufen S1 und S2 wird, wie aus der Figur ersichtlich, das Drehmoment auf eine parallel zur Antriebswelle An angeordnete Zwischenwelle W1 übertragen, welche über eine weitere Stirnradstufe S3 mit der Abtriebswelle Ab wirkverbunden ist. Die Abtriebswelle Ab bzw. das Abtriebsrad ist vorzugsweise mit einem Ausgleichsdifferenzial Diff verbunden, das entweder für den Drehzahlausgleich zwischen rechtem und linkem angetriebenem Rad (reiner Front-Antrieb) oder zwischen Vorder- und Hinterachse (Allradantrieb) sorgt. Optionalerweise kann der Drehzahlausgleich auch durch Kupplungen bzw. durch sogenannte Hang-On-Systeme erfolgen.

Das in Figur 10 dargestellte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich vom Ausführungsbeispiel nach Figur 9 darin, dass die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist. Gemäß der Erfindung können die Stirnradstufen in Kraftflussrichtung betrachtet nach den Planetengetrieben angeordnet sein und axial bzw. räumlich betrachtet rechts von dem jeweiligen Planetengetriebe PG1 bzw. PG2 angeordnet sein. Diese Anordnung ist Gegenstand der Figur 11; bei dem in Figur 12 gezeigten Beispiel ist die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet, wobei die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist.

Im Rahmen weiterer Ausführungsformen der Erfindung kann die einem Planetengetriebe zugeordnete Stirnradstufe in Kraftflussrichtung vor dem Planetengetriebe angeordnet sein (d.h. das Planetengetriebe ist antriebsseitig mit der Stirnradstufe verbunden). In diesem Fall ist dieses Planetengetriebe auf der Zwischenwelle W1 angeordnet. In den Figuren 13, 14, 15 und 16 werden Ausführungsformen veranschaulicht, bei denen das Getriebe PG2 auf der Zwischenwelle S1 angeordnet ist; sie unterscheiden sich in der räumlichen Anordnung der Stirnradstufen S1, S2 relativ zu den Planetengetrieben PG1, PG2.

Selbstverständlich kann anstelle des Planetengetriebes PG2 das Planetengetriebe PG1 auf der Zwischenwelle angeordnet sein und das Getriebe PG2 anstelle des Getriebes PG1 koaxial zur Antriebswelle angeordnet sein.

Bei dem in Figur 13 gezeigten Ausführungsbeispielen ist die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG2 angeordnet (d.h. nach dem Planetengetriebe), wobei die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 in Kraftflussrichtung nach dem Planetengetriebe PG1 und axial betrachtet links vom Getriebe PG1 angeordnet ist.

Die in Figur 14 gezeigte Ausführungsform unterscheidet sich von der Ausführungsform nach Figur 13 darin, dass die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist, wobei die in Figur 15 gezeigte Ausführungsform sich von der Ausführungsform nach Figur 13 darin unterscheidet, dass die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Getriebe PG1 angeordnet ist.

Des weiteren ist in Figur 16 ein Getriebe gezeigt, bei dem die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist, wobei die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet ist.

In den Figuren 17, 18, 19 und 20 sind Ausführungsbeispiele eines erfindungsgemäßen Getriebes gezeigt, bei denen die beiden Planetengetrieben PG1, PG2 zugeordneten Stirnradstufen S1, S2 in Kraftflussrichtung vor den Planetengetrieben PG1 bzw. PG2 angeordnet sind (d.h. die Planetengetriebe sind antriebsseitig mit der entsprechenden Stirnradstufe verbunden). Hierbei sind die Planetengetriebe PG1, PG2 auf der gleichen zur Antriebsachse parallelen Zwi-

schenachse angeordnet. Die gezeigten Ausführungsbeispiele unterscheiden sich in der räumlichen Anordnung der Stirnradstufen S1, S2 relativ zu den Planetengetrieben PG1, PG2.

Bei dem in Figur 17 gezeigten Beispiel ist die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG2 angeordnet, wobei die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG1 angeordnet ist. Das in Figur 18 gezeigte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich vom in Figur 17 gezeigten Beispiel darin, dass die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist. Des weiteren ist in Figur 19 ein Getriebe gezeigt, dessen Aufbau sich vom in Figur 17 gezeigten Getriebe darin unterscheidet, dass die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet ist. Alternativ zu den in den Figuren 17, 18 und 19 gezeigten Anordnungen kann die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 und die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet sein. Eine derartige Anordnung ist Gegenstand der Figur 20.

In den Figuren 21, 22, 23 und 24 sind Ausführungsbeispiele eines erfindungsgemäßen Getriebes gezeigt, bei denen die beiden Planetengetrieben PG1, PG2 zugeordneten Stirnradstufen S1, S2 in Kraftflussrichtung vor den Planetengetrieben PG1 bzw. PG2 angeordnet sind (d.h. die Planetengetriebe sind antriebsseitig mit der entsprechenden Stirnradstufe verbunden). Hierbei sind die Planetengetriebe PG1, PG2 jeweils auf einer unterschiedlichen zur Antriebsachse parallelen Zwischenachse W1 bzw. W2 angeordnet. Die gezeigten Ausführungsbeispiele unterscheiden sich in der räumlichen Anordnung der Stirnradstufen S1, S2 relativ zu den Planetengetrieben PG1, PG2.

Bei den in den Figuren 21, 22, 23, und 24 gezeigten Anordnungen ist in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben PG1, PG2 jeweils eine weitere Stirnradstufe S3 bzw. S4 angeordnet, welche die Wirkverbindung zur Abtriebswelle Ab herstellt. Diese Stirnradstufen S3, S4 können jeweils aus einem Antriebsritzel und einem Abtriebsrad bestehen. In vorteilhafter Weise wird jedoch für beide Stirnradstufen nur ein einziges Abtriebsrad verwendet, auf das beide Ritzel wirken, wie in den Figuren 21 bis 24 gezeigt, wobei die Stirnradstufen trotzdem als zwei getrennte Übersetzungen verwendbar sind.

Gemäß Figur 21 ist die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG2 angeordnet, wobei die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG1 angeordnet ist. Das in Figur 22 gezeigte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich vom in Figur 17 gezeigten Beispiel darin, dass die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 angeordnet ist.

Des weiteren ist in Figur 23 ein Getriebe gezeigt, dessen Aufbau vom in Figur 21 gezeigten Getriebe darin unterscheidet, dass die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet ist. Des weiteren kann gemäß Figur 24, alternativ zu den in den Figuren 17, 18 und 19 gezeigten Anordnungen, die dem Planetengetriebe PG2 zugeordnete Stirnradstufe S2 axial bzw. räumlich betrachtet links vom Planetengetriebe PG2 und die dem Planetengetriebe PG1 zugeordnete Stirnradstufe S1 axial bzw. räumlich betrachtet rechts vom Planetengetriebe PG1 angeordnet sein.

Um eine von 1 unterschiedliche Übersetzung eines Planetengetriebes zu erreichen, wird immer eine Abstützung an einem feststehenden Gehäuse benötigt. Dies bedeutet, dass eine Verbindung zwischen einer freien Welle des Pla-

netengetriebes und des Gehäuses benötigt wird. Diese Verbindung kann entweder zeitlich begrenzt hergestellt werden, wobei in diesem Fall die lösbare Verbindung zum Gehäuse mittels einer Synchronisierung, einer Klauenkupplung oder einer Lamellenbremse herstellbar ist, oder die Verbindung kann dauerhaft sein, d.h. die Abstützung kommt erst zum Tragen, wenn mittels einer Synchronisierung, Klauen- oder Lamellenkupplung eine zweite Welle mit einer dritten Welle verbunden wird.

Eine Übersetzung gleich 1 ist bei einem Planetensatz bzw. Planetengetriebe dadurch realisierbar, indem das Getriebe überbrückt wird, d.h. indem An- und Abtrieb direkt miteinander verbunden werden, oder wenn das Getriebe verblockt wird, d.h. wenn zwei Wellen eines Planetensatzes miteinander verbunden werden.

Zur Realisierung weiterer Gänge, insbesondere eines Rückwärtsgangs, können diese durch weitere Stirnradstufen dargestellt werden, die nach dem Stand der Technik mittels Synchronisierungen mit einer Welle verbunden werden.

In der folgenden Tabelle ist die Erzeugung einer sinnvollen Übersetzung durch Aufteilung der Einzelübersetzungen dargestellt.

	i	phi	i _{p1}	i _{p2}		i _{p1'}	i _{p2'}		i _{p1''}	i _{p2''}
1.Gang	6,00	1,71	6,00			5,02			2,68	
2.Gang	3,51	1,57		3,51			3,51			2,24
3.Gang	2,24	1,43	2,24			1,87			1,00	
4.Gang	1,57	1,31		1,57			1,57			1,00
5.Gang	1,20	1,20	1,20			1,00			0,53	
6.Gang	1,00			1,00			1,00			0,64
					i _{s'} =	1,20	1,00	i _{s''} =	1,87	1,57

Um die ganz links dargestellte Übersetzungsreihe i mit 6 Gängen und Spreizung 6 zu erhalten, müssen die in den mit i_{p1} und i_{p2} überschriebenen Spalten dargestellten Übersetzungen auf die Teilgetriebe PG1 und PG2 aufgeteilt werden (der Stufensprung ist mit ϕ bezeichnet). Mit den zur Verfügung stehenden Stirnradübersetzungen kann nun jeweils eine dieser Übersetzungen als Direktgang ($i=1,0$) gewählt werden. In den mit i_{p1}' und i_{p2}' überschriebenen Spalten ist jeweils der letzte Gang als Direktgang gewählt, in den mit i_{p1}'' und i_{p2}'' überschriebenen Spalten wurde der mittlere Gang als Direktgang gewählt. Darunter sind die jeweils notwendigen Stirnradübersetzungen dargestellt. Es muss jedoch noch zusätzlich eine weitere nicht dargestellte Endübersetzung (Achsübersetzung) hinzugefügt werden, um die erforderlichen Gesamtübersetzungen zu erhalten. Anhand dieses Schemas lässt sich somit erkennen, dass auf einfache Weise Planetengetriebe ausgewählt werden können, welche die erforderlichen Übersetzungen darstellen können.

In Figur 25 ist eine detaillierte Ansicht eines die in Figur 23 gezeigte Anordnung aufweisenden Getriebes dargestellt, welches als Sechsganggetriebe mit zwei Rückwärtsgängen ausgebildet ist, wobei beide Teilplanetengetriebe PG1, PG2 gleich aufgebaut sind und sich nur in ihren Standübersetzungen unterscheiden. Beide Teilgetriebe beinhalten jeweils drei Vorwärts- und einen Rückwärtsgang; die Anpassung der Einzel-Übersetzungen an die erforderliche Gesamt-Übersetzung erfolgt über unterschiedliche Stirnradstufen S1, S2, S3, und S4.

In der Figur sind mit s1, s2, s3, s4, s5 und s6 die für den ersten, zweiten, dritten, vierten, fünften bzw. sechsten Gang zu betätigende formschlüssige Schaltelemente bezeichnet, die vorzugsweise als Synchronisierungen ausgebildet sind. Des weiteren sind mit sr1 und sr2 die Schaltelemente bezeichnet, die für den ersten bzw. zweiten Rückwärtsgang erforderlich sind; mit G ist ein Gehäuse des Getriebes bezeichnet.

Das Planetengetriebe PG1 repräsentiert hierbei das Teilgetriebe 1 mit den ungeraden Gängen und das Planetengetriebe PG2 repräsentiert hierbei das Teilgetriebe 2 mit den geraden Gängen. Die Funktionsweise zum Schalten der unterschiedlichen Gänge unterscheidet sich nicht von der Funktionsweise von konventionellen Doppelkupplungsgetrieben. Die einzelnen Gänge werden in den Teilgetrieben vorbereitet und durch den Kupplungswechsel in der Doppelkupplung geschaltet.

In Figur 26 ist ein Schaltschema für das in Figur 25 gezeigte Getriebe dargestellt. Für jeden Gang wird eine Kupplung K1 bzw. K2 der Doppelkupplung sowie ein formschlüssiges Schaltelement eines Teilgetriebes PG1, PG2 geschlossen, dem die zu schließende Kupplung K1 bzw. K2 zugeordnet ist. In der Figur sind mit x die für den jeweiligen Gang benötigten Schaltelemente und mit o die für den nächst höheren oder nächst niedrigen Gang zu vorbereitenden Schaltelemente des anderen Teilgetriebes bezeichnet (bei den Rückwärtsgängen sind mit o auch die für den nächstmöglichen Vorwärtsgang erforderliche Schaltelemente bezeichnet). Dem Schaltschema können die jeweiligen Übersetzungen i der einzelnen Gangstufen und die daraus zu bestimmenden Stufensprünge ϕ_i beispielhaft entnommen werden.

Der erste Gang ergibt sich durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s1, der zweite Gang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes s2, der dritte Gang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s3 und der vierte Gang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes s4. Ferner ergibt sich der fünfte Gang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s5 und der sechste Gang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes s6. Wie aus dem Schaltschema ersichtlich, ergibt sich der erste Rückwärtsgang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes sr1, wobei sich der zweite Rückwärtsgang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes sr2 ergibt.

In Figur 27 ist ebenfalls ein Sechsganggetriebe gezeigt, bei dem die Stirnradstufen S1, S2 in Kraftflussrichtung vor den Planetengetrieben PG1, PG2 angeordnet sind, wobei die Planetengetriebe PG1, PG2 jeweils auf einer unterschiedlichen zur Antriebsachse parallelen Zwischenachse W1 bzw. W2 angeordnet sind, und wobei beide Teilplanetengetriebe PG1, PG2 gleich aufgebaut sind (ein Teilgetriebe ist jedoch gespiegelt angeordnet) und sich nur in ihren Standübersetzungen unterscheiden. Wie bei dem in Figur 25 gezeigten Getriebe ist nach den Planetengetrieben PG1, PG2 jeweils eine weitere Stirnradstufe S3 bzw. S4 angeordnet, welche die Wirkverbindung zur Abtriebswelle Ab herstellt. Beide Teilgetriebe PG1, PG2 beinhalten jeweils drei Vorwärtsgänge, wobei der notwendige Rückwärtsgang mittels einer Stirnradstufe SR und einer Synchronisierung sr1 realisierbar ist. Die Anpassung der Einzelübersetzungen an die erforderliche Gesamt-Übersetzung erfolgt gemäß der Erfindung über unterschiedliche Stirnradstufen S1, S2, S3 und S4.

In Figur 28 ist ein Schaltschema für das in Figur 27 gezeigte Getriebe dargestellt. Für jeden Gang wird eine Kupplung K1 bzw. K2 der Doppelkupplung sowie ein formschlüssiges Schaltelement eines Teilgetriebes PG1, PG2 geschlossen, dem die zu schließende Kupplung K1 bzw. K2 zugeordnet ist. In der Figur sind mit x die für den jeweiligen Gang benötigten Schaltelemente und mit o die für den nächst höheren oder nächst niedrigeren Gang zu vorbereitenden Schaltelemente des anderen Teilgetriebes bezeichnet (beim Rückwärtsgang ist mit o das für den zweiten Vorwärtsgang benötigte Schaltelement bezeichnet). Dem Schaltschema können die jeweiligen Übersetzungen i der einzelnen Gangstufen und die daraus zu bestimmenden Stufensprünge ϕ_i beispielhaft entnommen werden.

Der erste Gang ergibt sich durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s1, der zweite Gang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes s2, der dritte Gang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s3 und der vierte Gang durch Schließen der Kupplung K2

und des Schaltelementes s4. Ferner ergibt sich der fünfte Gang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes s5 und der sechste Gang durch Schließen der Kupplung K2 und des Schaltelementes s6. Wie aus dem Schalt-schema ersichtlich, ergibt sich der Rückwärtsgang durch Schließen der Kupplung K1 und des Schaltelementes sr1.

Durch die erfindungsgemäße Konzeption wird eine sehr kompakte Baueinheit zur Verfügung gestellt; durch die kurze Baulänge sind die hier vorgestellten Getriebe optimal für eine Front-Quer Bauweise; Planetengetriebe zeichnen sich durch eine hohe spezifische Leistungsdichte im Vergleich zu Vorgelegegetrieben aus, wobei mit weniger Elementen mehr Übersetzungen darstellbar sind. Des weiteren ist ein erfindungsgemäßes Getriebe im Vergleich zu konventionellen Doppelkupplungsgetrieben in Vorgelegebauweise leichter.

Im Rahmen weiterer Ausführungsformen können Mehrfachkupplungsgetriebe mit mehr als zwei Teilgetrieben vorgesehen sein, bei denen die Teilgetriebe analog zu den beschriebenen Beispielen als Planetengetriebe ausgebildet sind.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Übersetzungswahl im Vergleich zu herkömmlichen Planetengetrieben freier ist, so dass das Getriebe an die Erfordernisse angepasst werden kann. Durch die zusätzlichen Stirnradstufen steigt der Freiheitsgrad bei der Übersetzungswahl, wodurch eine gewünschte Übersetzungsreihe in vorteilhafter Weise sehr genau getroffen werden oder verändert werden kann.

Des weiteren ist ein erfindungsgemäßes Getriebe durch die hohe Teilewiederverwendung kostengünstig herstellbar und weist einen höheren Wirkungsgrad im Vergleich zu konventionellen Planetengetrieben auf, da verlustarme Synchronisierungen eingesetzt werden. Zudem können pro Teilgetriebe

zwei Direktgänge vorgesehen sein (bei einem herkömmlichen Planetengetriebe ist ein Direktgang realisierbar).

Selbstverständlich fällt auch jede konstruktive Ausbildung, insbesondere jede räumliche Anordnung der Planetensätze und der Schaltelemente an sich sowie zueinander und soweit technisch sinnvoll, unter den Schutzzumfang der vorliegenden Ansprüche, ohne die Funktion des Getriebes, wie sie in den Ansprüchen angegeben ist, zu beeinflussen, auch wenn diese Ausbildungen nicht explizit in den Figuren oder in der Beschreibung dargestellt sind.

Bezugszeichen

K1	Kupplung
K2	Kupplung
PG1	Planetengetriebe
PG2	Planetengetriebe
An	Antriebswelle
Ab	Abtriebswelle
AW1	Vollwelle
AW2	Hohlwelle
W1	Zwischenwelle
W2	Zwischenwelle
S1	Stirnradstufe
S2	Stirnradstufe
S3	Stirnradstufe
S4	Stirnradstufe
SR	Stirnradstufe
Diff	Differential
G	Gehäuse
I	Übersetzung
phi	Stufensprung
s1	Schaltelement
s2	Schaltelement
s3	Schaltelement
s4	Schaltelement
s5	Schaltelement
s6	Schaltelement
sr1	Schaltelement
sr2	Schaltelement

Patentansprüche

1. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung, umfassend eine Doppelkupplung und zwei Teilgetriebe, wobei die beiden Kupplungen (K1, K2) der Doppelkupplung jeweils auf eine koaxiale Getriebeeingangswelle (AW1, AW2) wirken, die auf ein Teilgetriebe wirkt, dadurch gekennzeichnet, dass die Teilgetriebe als formschlüssig zu schaltende Planetengetriebe (PG1, PG2) ausgebildet sind, und dass der Abtrieb an der gleichen Seite des Getriebes wie der Antrieb und achsparallel zum Antrieb mit gleicher Drehrichtung erfolgt, wobei das Moment über zumindest eine parallel zu den Getriebeeingangswellen (AW1, AW2) angeordnete Zwischenwelle (W1, W2) auf die Abtriebswelle (Ab) übertragen wird.

2. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetengetriebe (PG1, PG2) aus mindestens einem Planetensatz in konventioneller Bauweise bestehen.

3. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetensätze als ebene Minus- oder Plus-Planetensätze oder als Stufenplanetensätze ausgebildet sind.

4. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetengetriebe (PG1, PG2) mit Synchronisierungen oder mit Klauenkupplungen schaltbar sind.

5. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Gänge in den Teilgetrieben (PG1, PG2) vorbereitet und durch den Kupplungswechsel in der Doppelkupplung geschaltet werden, wobei jedes Planetengetriebe (PG1, PG2) mindestens die Hälfte weniger einen der benötigten Vorwärtsgänge aufweist, wobei ein Planetengetriebe (PG1, PG2) entweder die geraden oder die ungeraden Gänge darstellt.

6. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Rückwärtsgänge durch Schließen eines Schaltelementes eines Planetengetriebes oder durch eine zusätzliche Stirnradstufe und ein formschlüssiges Schaltelement realisierbar sind.

7. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Teilgetriebe (PG1, PG2) gleich aufgebaut sind.

8. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass jedem Planetengetriebe (PG1, PG2) zumindest eine Stirnradstufe (S1, S2) zugeordnet ist, welche axial bzw. räumlich betrachtet links oder rechts vor dem jeweiligen Getriebe (PG1, PG2) angeordnet ist.

9. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnradstufen (S1, S2) in Kraftflussrichtung nach den Planetengetrieben (PG1, PG2) angeordnet sind, wobei die Planetengetriebe (PG1, PG2) auf der Antriebswelle (AW1, AW2) angeordnet sind.

10. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnradstufen (S1, S2) in Kraftflussrichtung vor den beiden Planetengetrieben (PG1, PG2) angeordnet sind, wobei die Planetengetriebe (PG1, PG2) entweder auf der gleichen zur Antriebsachse parallelen Zwischenwelle (W1) oder auf zwei unterschiedlichen parallelen Zwischenwellen (W1, W2) angeordnet sind.

11. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass zwei zusätzliche Stirnradstufen (S3, S4) vorgesehen sind, um die Verbindung der weiteren Zwischenwellen (W1, W2) zur Abtriebswelle (Ab) zu gewährleisten.

12. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnradstufen (S3, S4) jeweils aus einem Antriebsritzel und einem Abtriebsrad bestehen.

13. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass für beide Stirnradstufen (S3, S4) ein einziges Abtriebsrad vorgesehen ist, auf das beide Antriebsritzel wirken, wobei die Stirnradstufen (S3, S4) als zwei getrennte Übersetzungen verwendbar sind.

14. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine Stirnradstufe (S1, S2) in Kraftflussrichtung vor dem ihr zugeordneten Planetengetriebe (PG1, PG2) und eine Stirnradstufe (S1, S2) in Kraftflussrichtung nach dem ihr zugeordneten Planetengetriebe (PG1, PG2) angeordnet ist, wobei das Planetengetriebe, dessen zugeordnete Stirnradstufe in Kraftflussrichtung vor demselben angeordnet ist, auf der Zwischenwelle (W1) parallel zur Antriebsachse angeordnet ist.

15. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach Anspruch 8 oder 13, dadurch gekennzeichnet, dass im Fall einer einzigen Zwischenwelle (W1) eine zusätzliche Stirnradstufe (S3) vorgesehen ist, welche die Zwischenwelle (W1) mit der Abtriebswelle (Ab) verbindet.

16. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Doppelkupplung als ein Doppelkupplungsmodul oder als „aufgelöste“ Doppelkupplung, umfassend zwei an unterschiedlichen Stellen im Getriebe angeordnete Kupplungen, ausgeführt ist.

17. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Leistungsfluss vom Motor über ein optionales Element zur Drehschwingungsreduktion, über einen hydraulischen Drehmomentwandler oder über eine hydraulische Kupplung in die Doppelkupplung erfolgt.

18. Doppelkupplungsgetriebe für eine Front-Quer-Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebsrad bzw. die Abtriebsräder mit einem Ausgleichsdifferenzial (Diff) verbunden sind, das entweder für den Drehzahlausgleich zwischen rechtem und linken angetriebenen Rad (reiner Front-Antrieb) oder für den Drehzahlausgleich zwischen Vorder- und Hinterachse (Allradantrieb) sorgt.

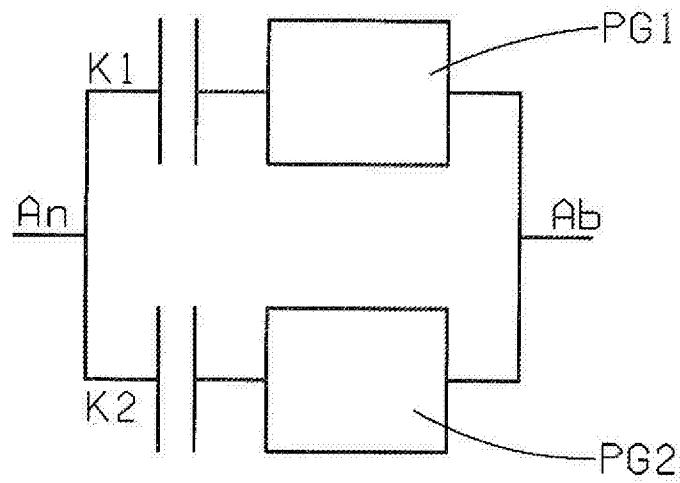


Fig. 1

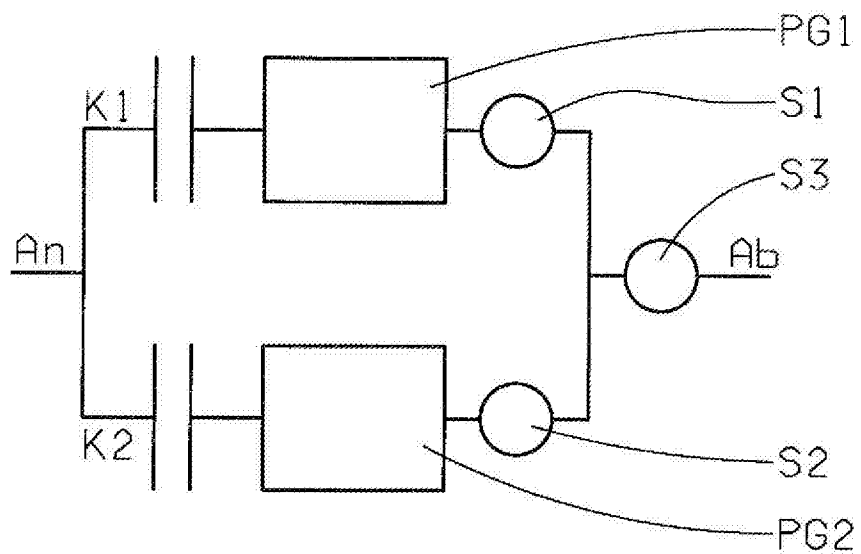


Fig. 2

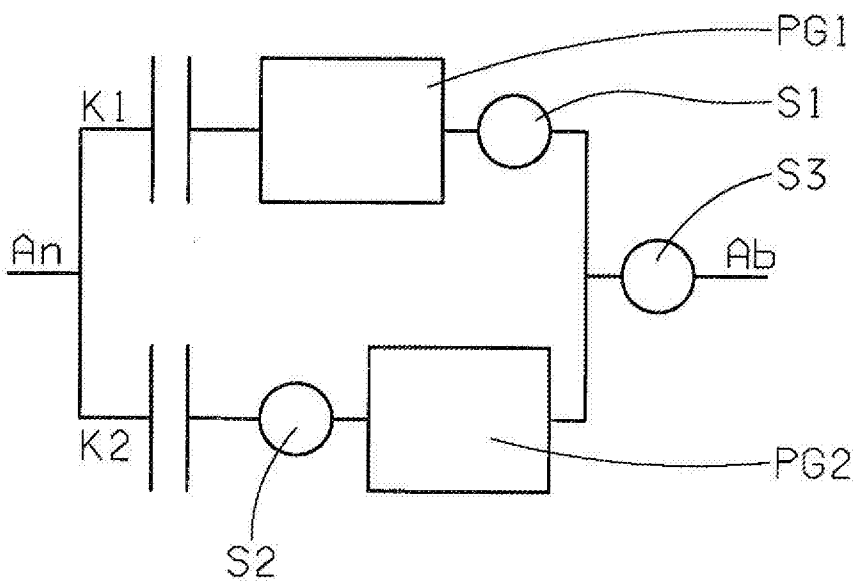


Fig. 3

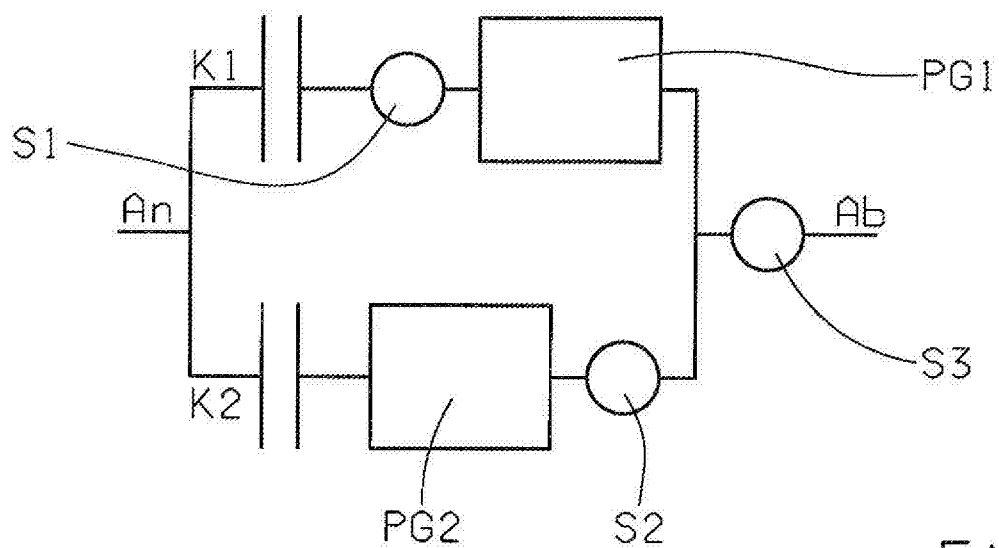


Fig. 4

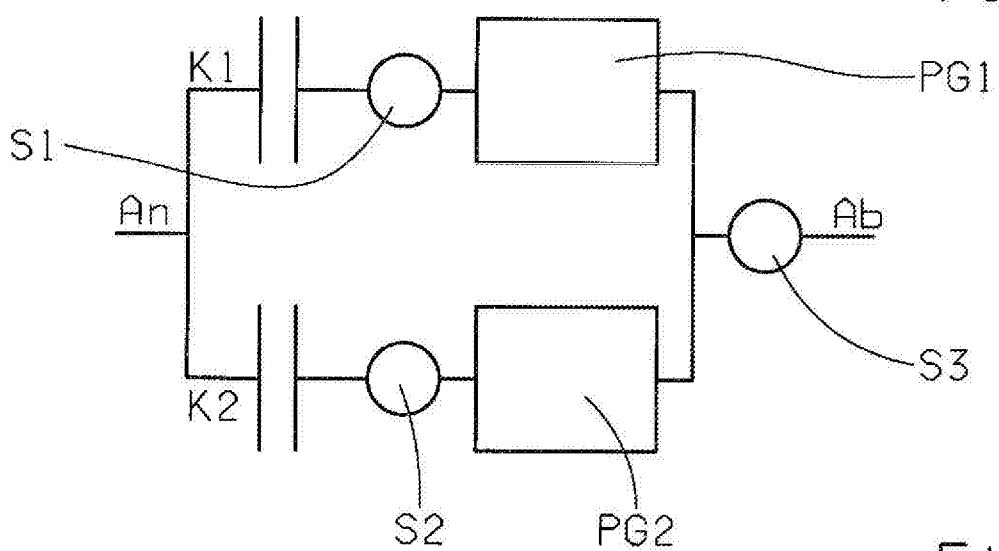


Fig. 5

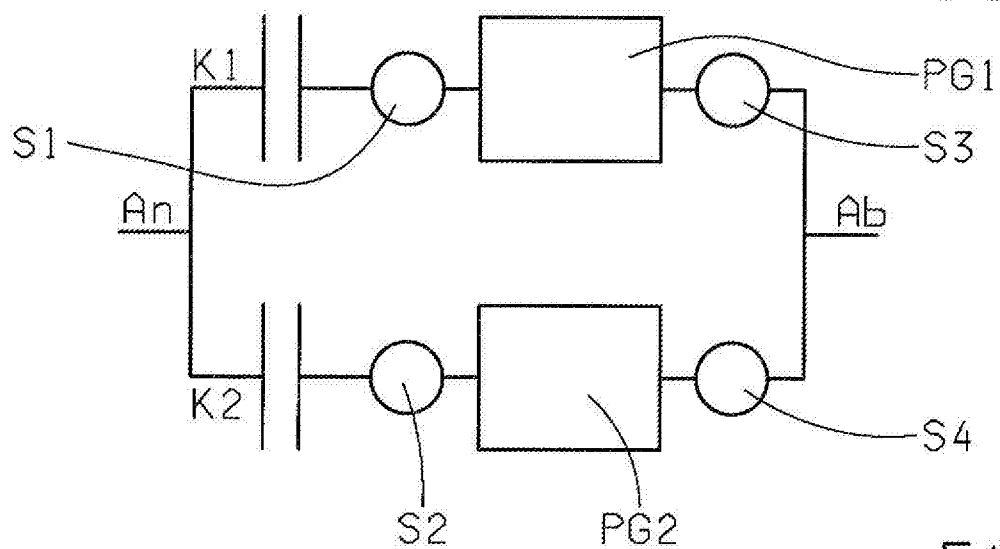


Fig. 6

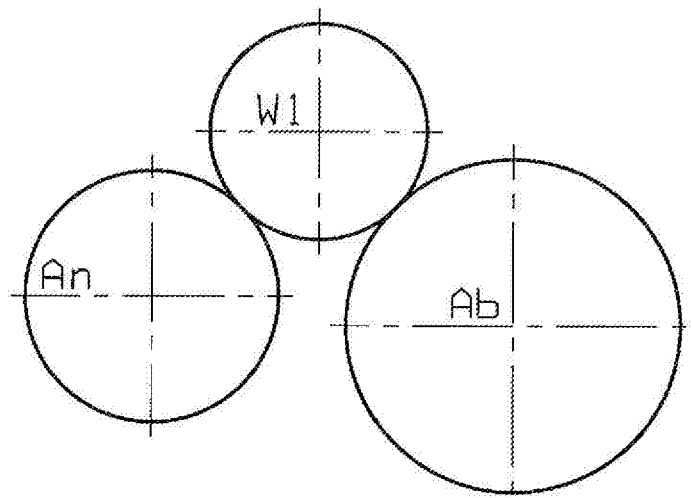


Fig. 7

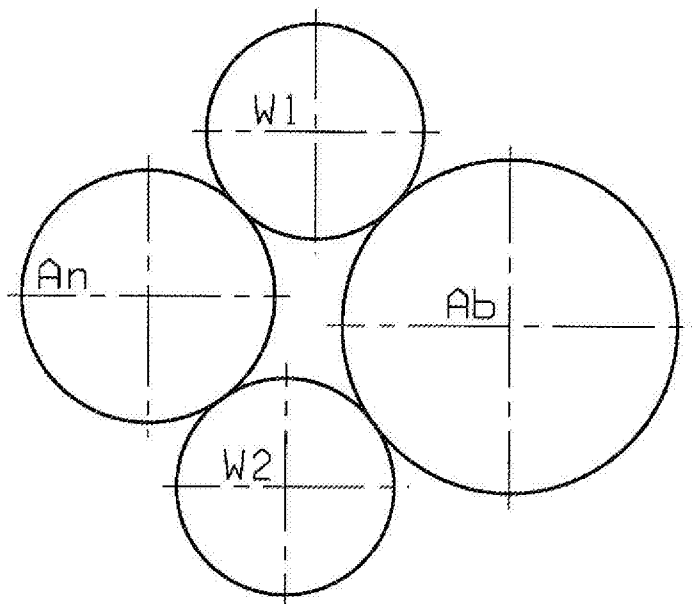


Fig. 8

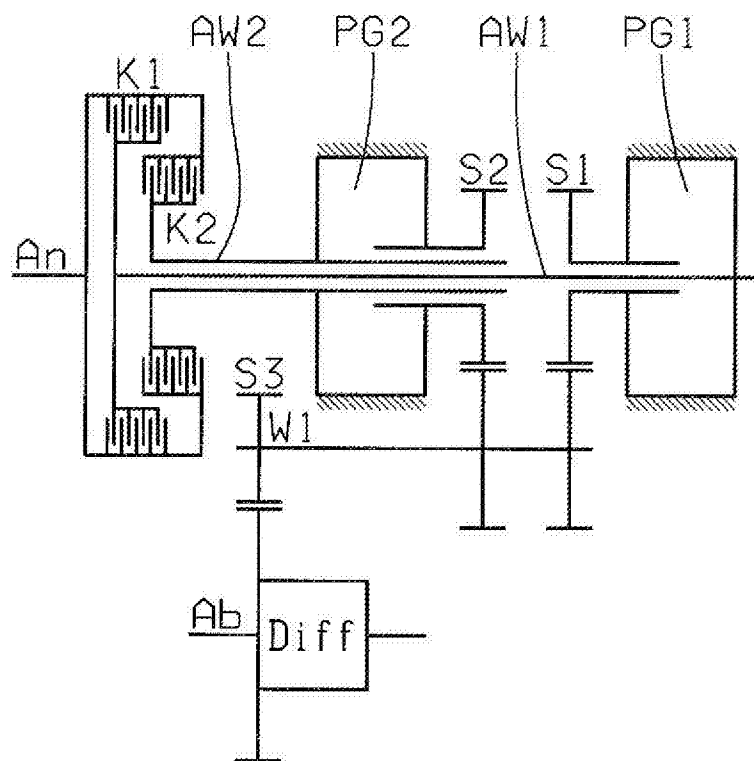


Fig. 9

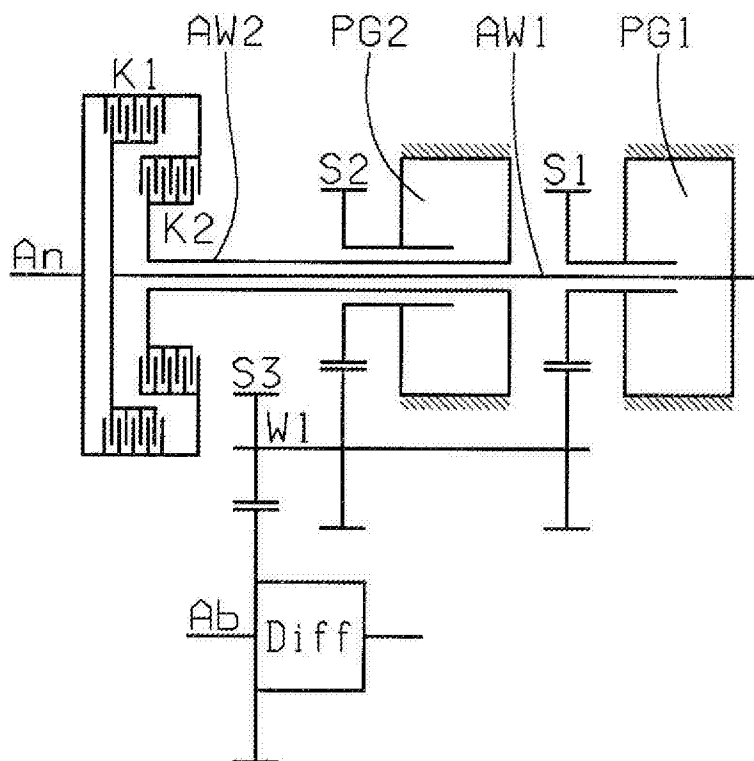


Fig. 10

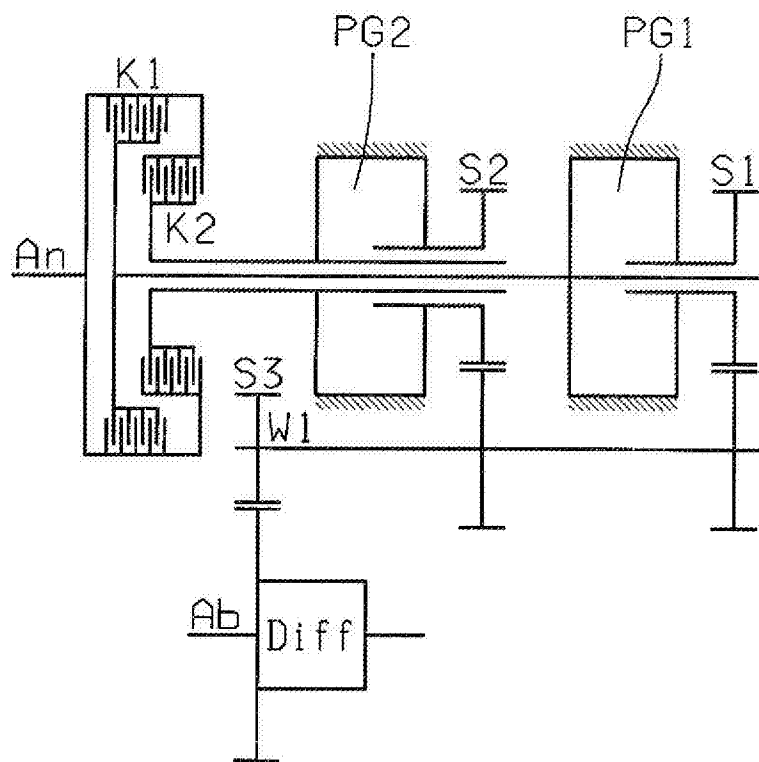


Fig. 11

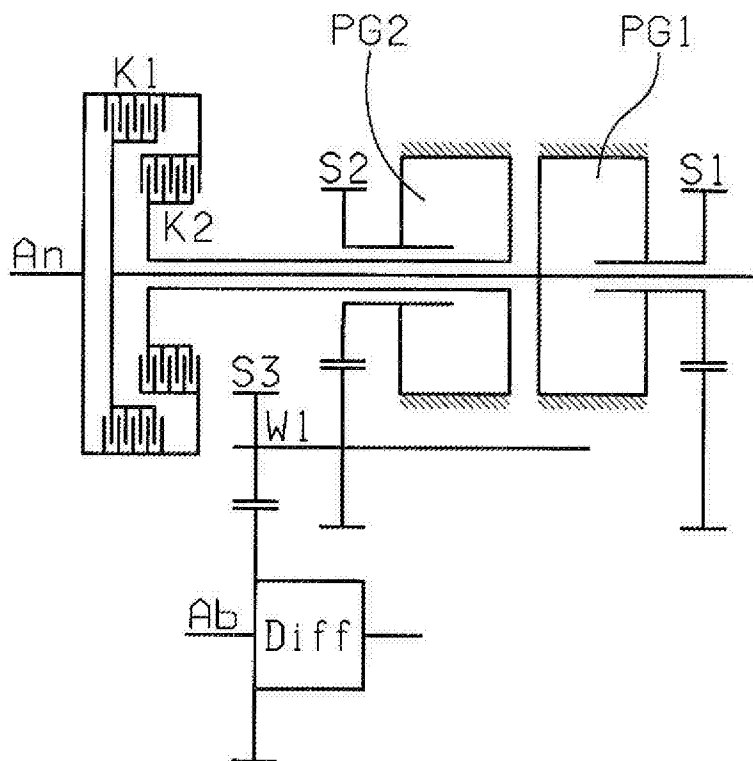


Fig. 12

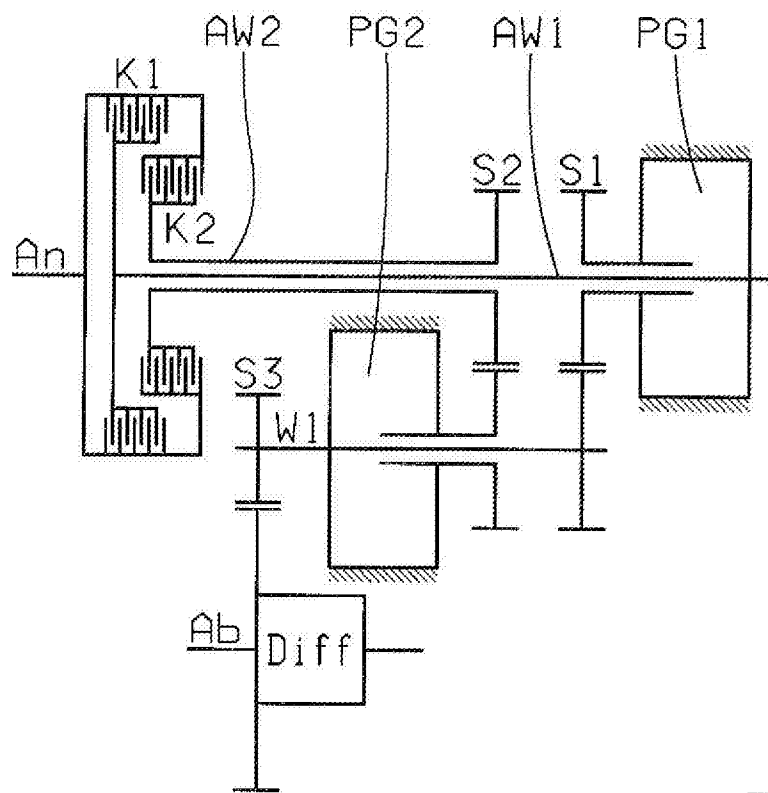


Fig. 13

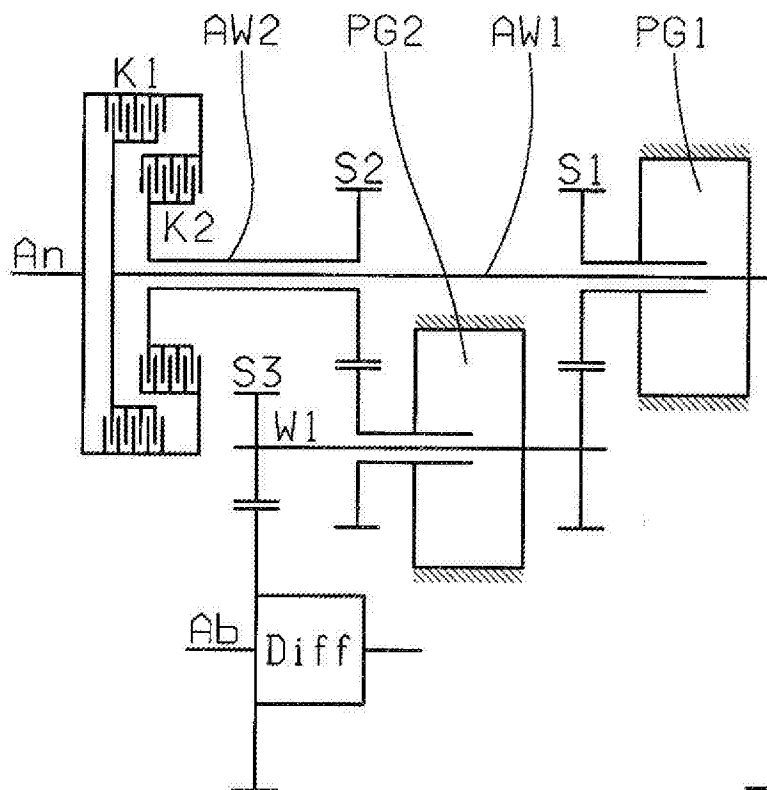


Fig. 14

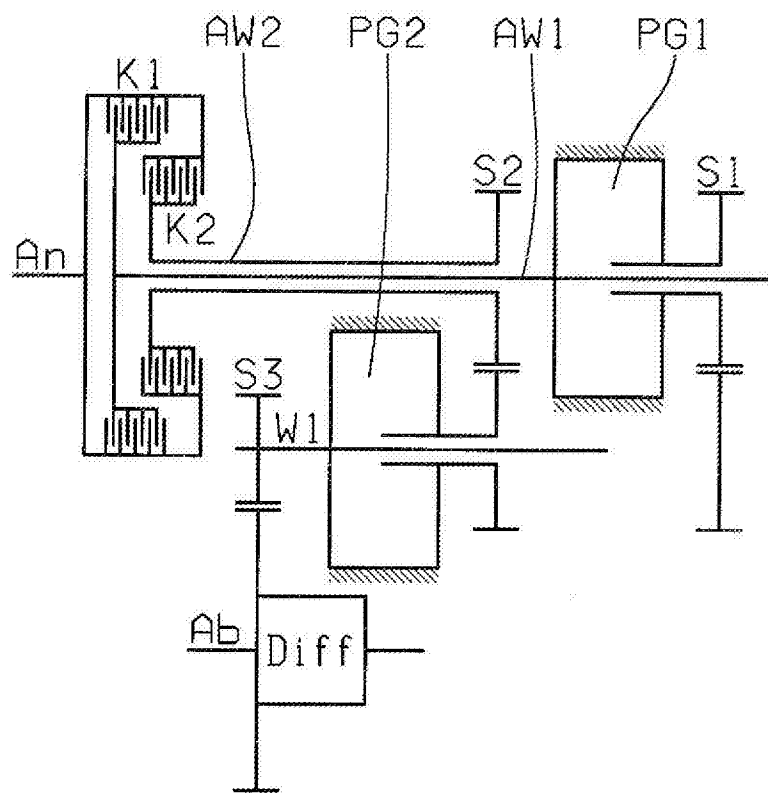


Fig. 15

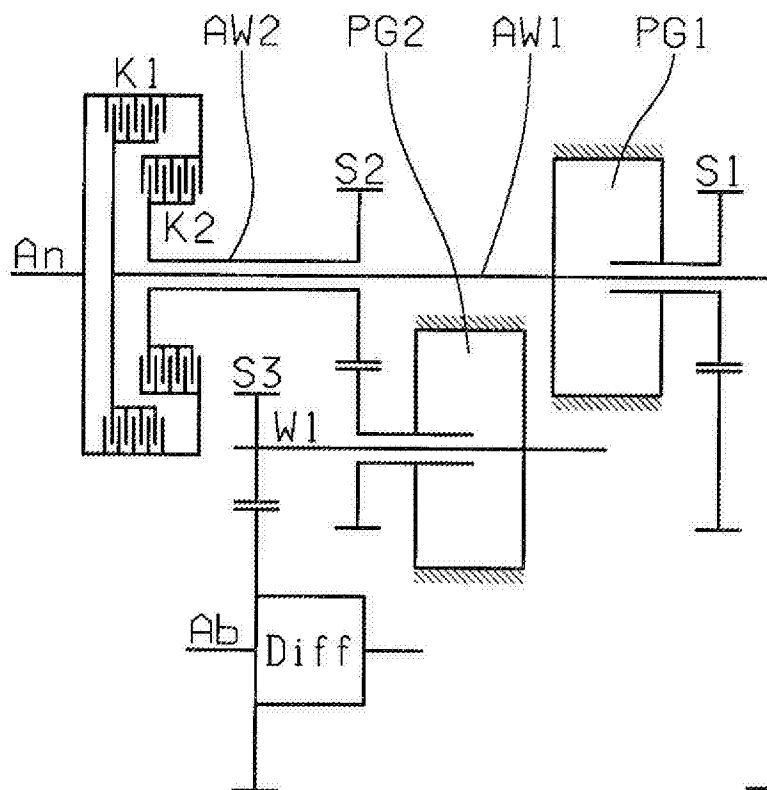


Fig. 16

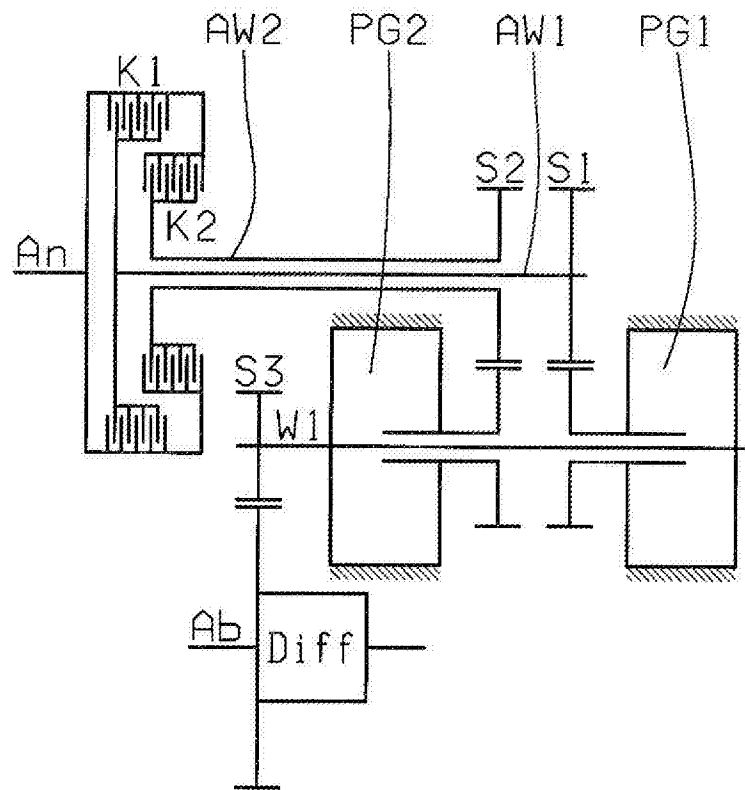


Fig. 17

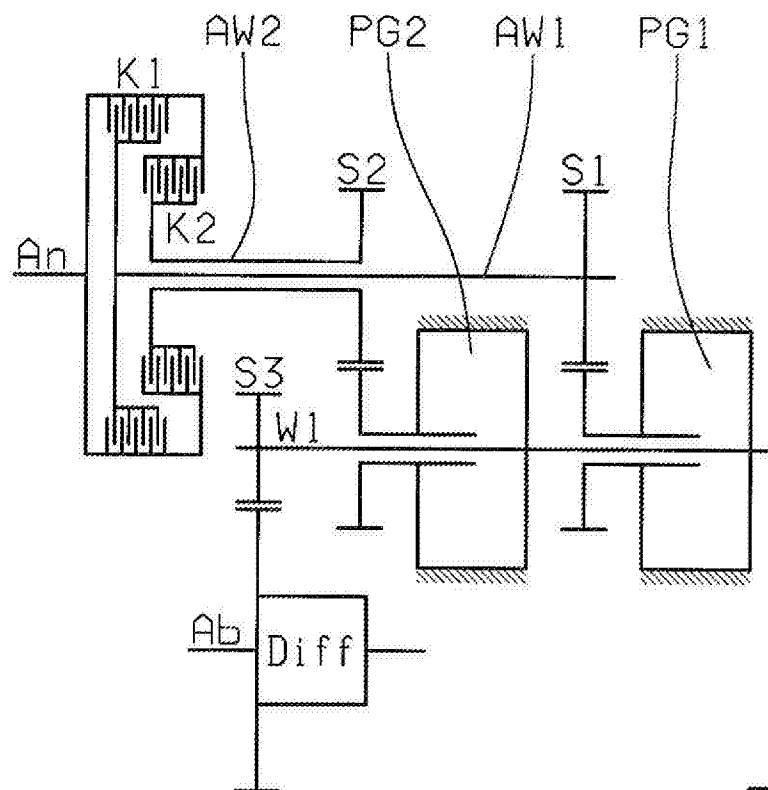


Fig. 18

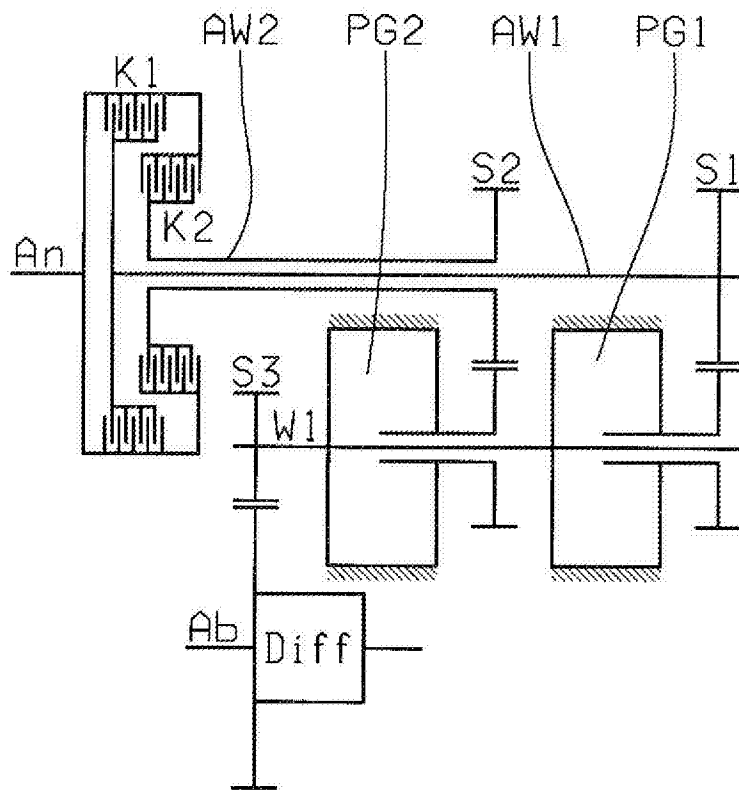


Fig. 19

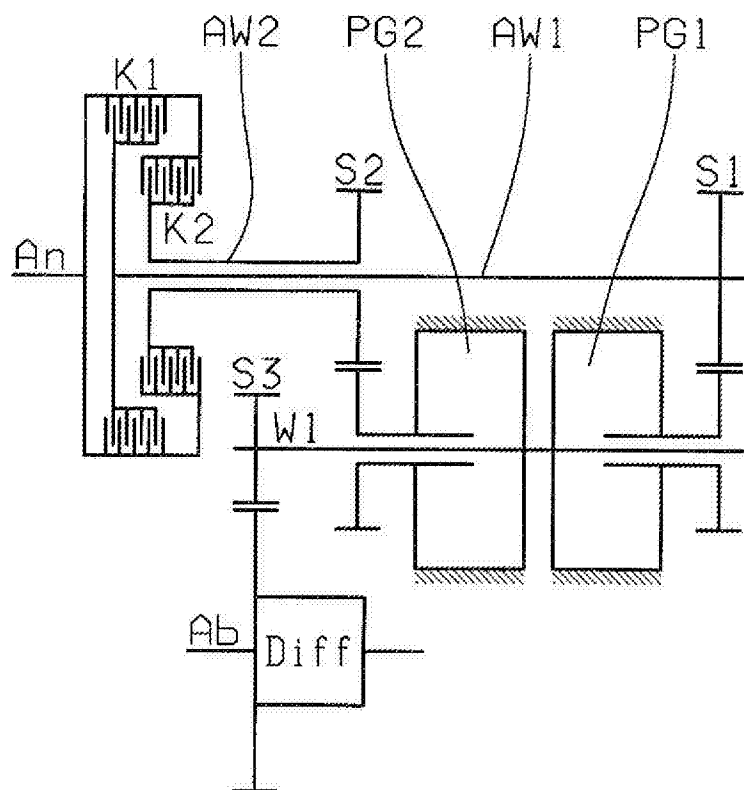


Fig. 20

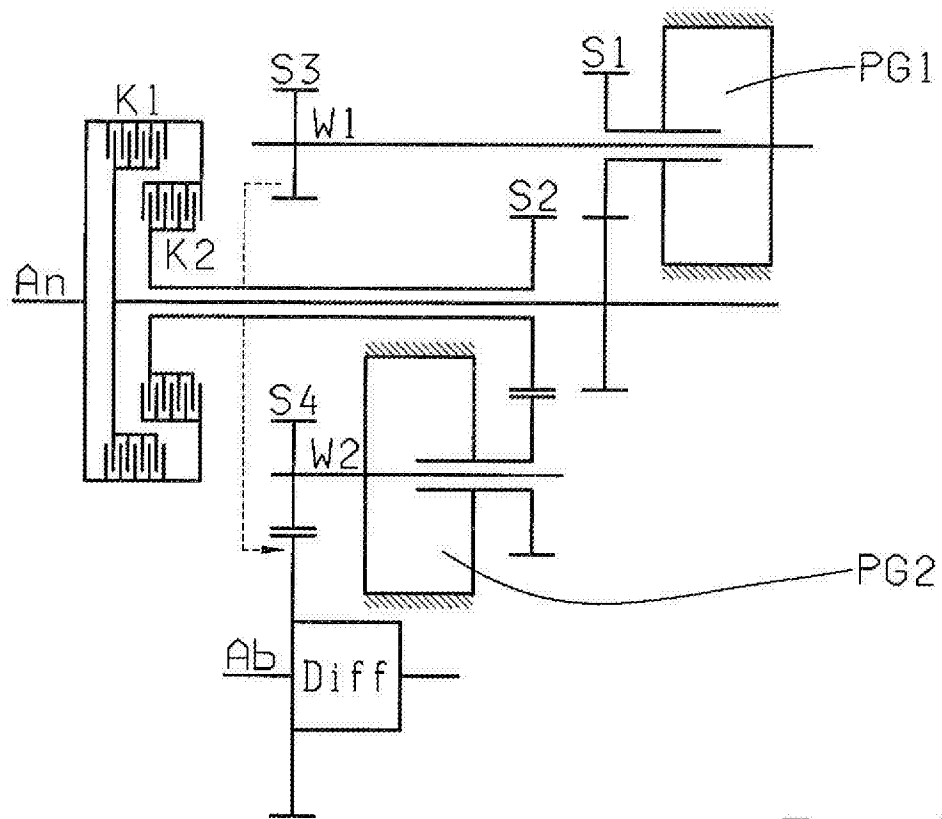


Fig. 21

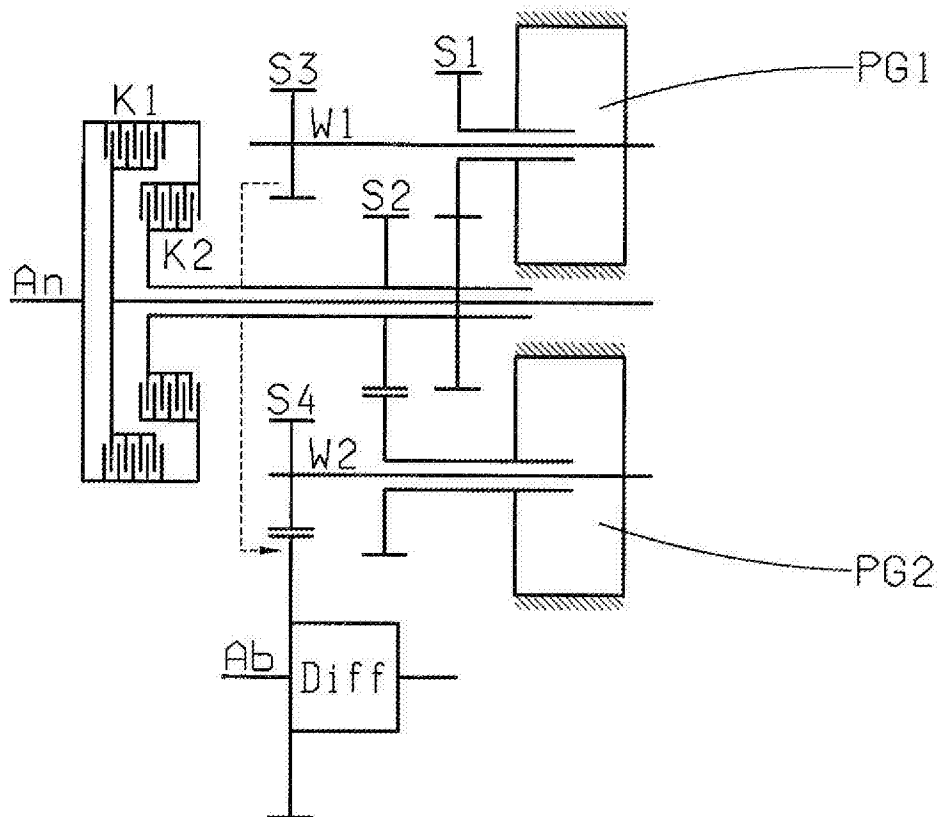


Fig. 22

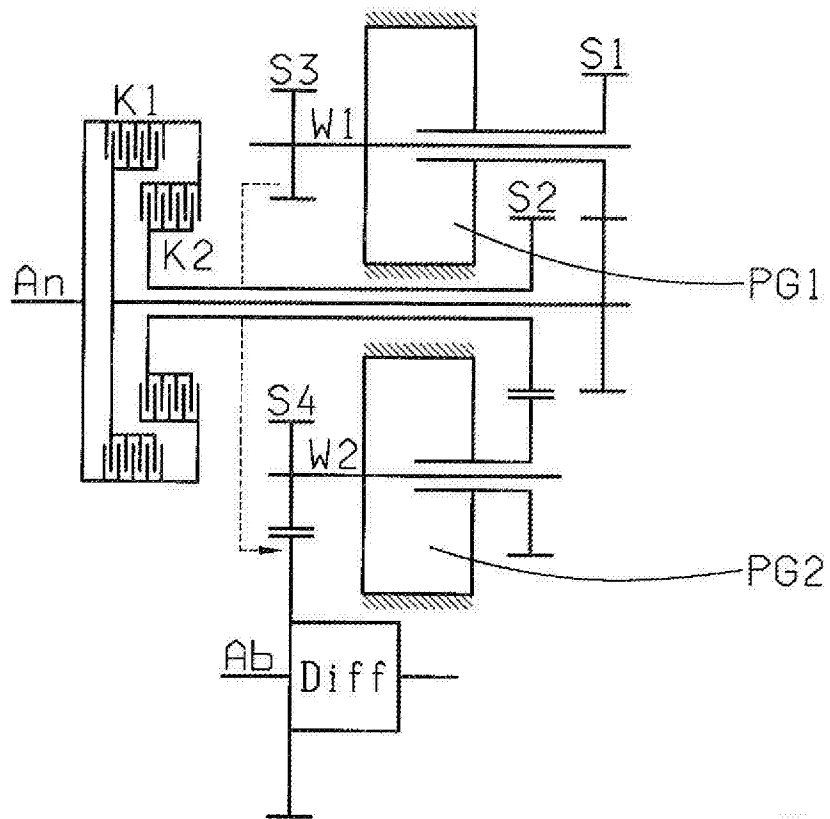


Fig. 23

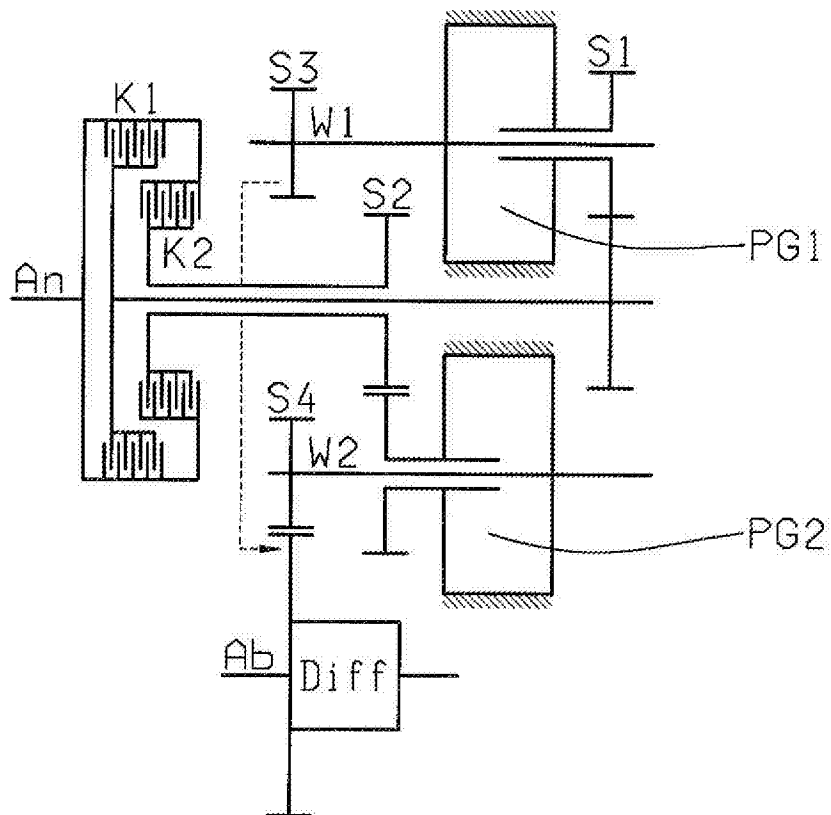


Fig. 24

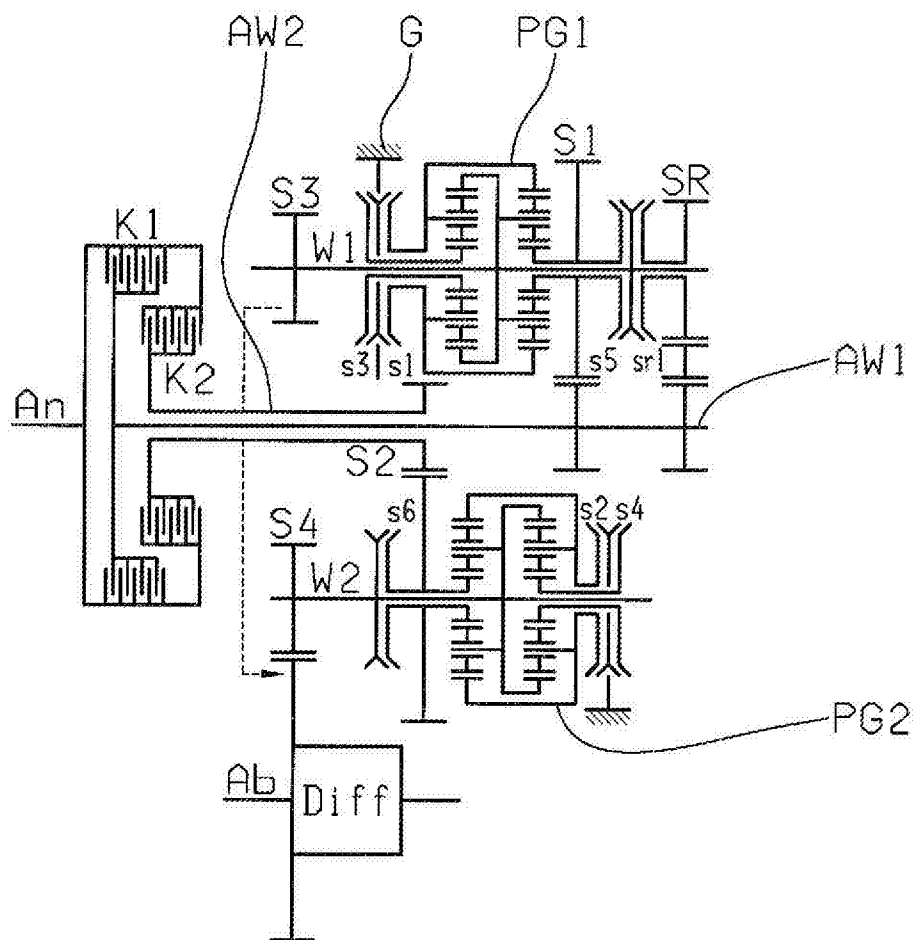


Fig. 27

	K1	K2	s1	s2	s3	s4	s5	s6	sr1	i	phi
1. Gang	x		x	o						6,9	1,8
2. Gang		x	o	x	o					3,9	1,5
3. Gang	x			o	x	o				2,5	1,4
4. Gang		x			o	x	o			1,7	1,2
5. Gang	x					o	x	o		1,4	1,4
6. Gang		x					o	x		1,0	
R1. Gang	x			o					x	-5,1	-0,7

Fig. 28

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2007/056012

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H3/66

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H

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

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

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 1 647 736 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU [DE]) 19 April 2006 (2006-04-19) paragraphs [0032] - [0043]; figure 14	1-18
A	DE 10 2004 014082 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 20 October 2005 (2005-10-20) cited in the application paragraphs [0033] - [0043]; figure 1	1-18
A	DE 100 33 476 A1 (HYUNDAI MOTOR COMPANY SEOUL SO [KR] HYUNDAI MOTOR CO LTD [KR]) 10 May 2001 (2001-05-10) abstract; figure 1	1-18



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

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

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

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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

21 September 2007

Date of mailing of the international search report

04/10/2007

Name and mailing address of the ISA/

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

Authorized officer

Lord, Gareth

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2007/056012

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1647736 A	19-04-2006	DE 102005047107 A1	13-04-2006
DE 102004014082 A1	20-10-2005	EP 1728007 A1	06-12-2006
		WO 2005093291 A1	06-10-2005
		US 2007149345 A1	28-06-2007
DE 10033476 A1	10-05-2001	AU 763634 B2	31-07-2003
		AU 4380200 A	10-05-2001
		CN 1294991 A	16-05-2001
		JP 2001140999 A	22-05-2001
		KR 20010045891 A	05-06-2001
		US 6394928 B1	28-05-2002

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2007/056012

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H3/66

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16H

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

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

EP0-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	EP 1 647 736 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU [DE]) 19. April 2006 (2006-04-19) Absätze [0032] - [0043]; Abbildung 14	1-18
A	DE 10 2004 014082 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 20. Oktober 2005 (2005-10-20) in der Anmeldung erwähnt Absätze [0033] - [0043]; Abbildung 1	1-18
A	DE 100 33 476 A1 (HYUNDAI MOTOR COMPANY SEOUL SO [KR] HYUNDAI MOTOR CO LTD [KR]) 10. Mai 2001 (2001-05-10) Zusammenfassung; Abbildung 1	1-18

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

21. September 2007

Abscendatum des internationalen Recherchenberichts

04/10/2007

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

Bevollmächtigter Bediensteter

Lord, Gareth

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2007/056012

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 1647736 A	19-04-2006	DE 102005047107 A1	13-04-2006
DE 102004014082 A1	20-10-2005	EP 1728007 A1	06-12-2006
		WO 2005093291 A1	06-10-2005
		US 2007149345 A1	28-06-2007
DE 10033476 A1	10-05-2001	AU 763634 B2	31-07-2003
		AU 4380200 A	10-05-2001
		CN 1294991 A	16-05-2001
		JP 2001140999 A	22-05-2001
		KR 20010045891 A	05-06-2001
		US 6394928 B1	28-05-2002