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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

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

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2008/019778 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 3/10 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2007/006944

(22) Internationales Anmeldedatum:
6. August 2007 (06.08.2007)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2006 038 813.5 18. August 2006 (18.08.2006) DE

(71) Anmelder *(für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US)*: **MAGNA POWERTRAIN AG & CO KG** [AT/AT]; Industriestrasse 35, A-8502 Lannach (AT).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder *(nur für US)*: **GLASSNER, Rudolf** [AT/AT]; Teichmanns 1, A-3623 Kottens (AT). **HASEWEND, Wolfram** [AT/AT]; Petrifelderstrasse 124, A-8041 Graz (AT).

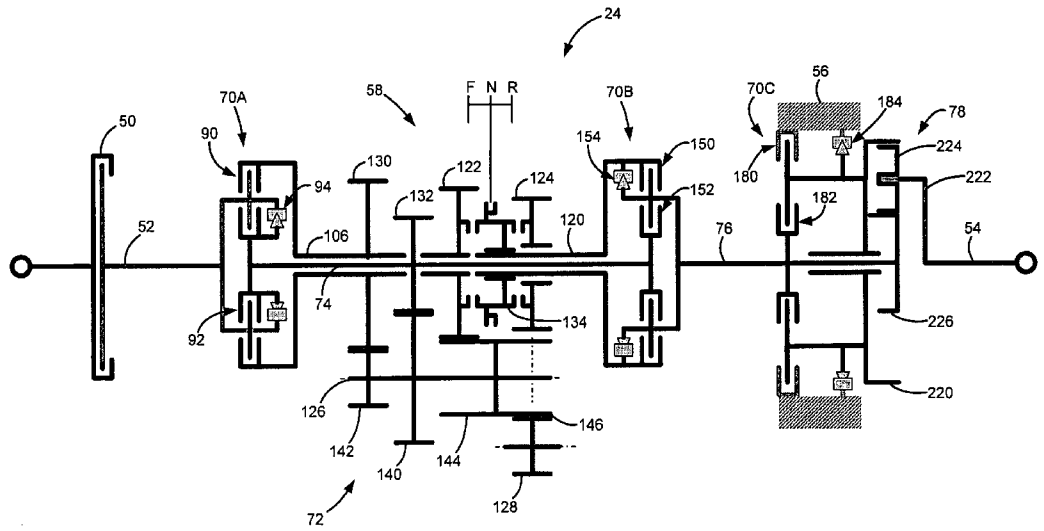
(74) Anwalt: **MANITZ, FINSTERWALD & PARTNER GBR**; Postfach 31 02 20, 80102 München (DE).

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

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) **Title:** AUTOMATIC SHIFT TRANSMISSION

(54) **Bezeichnung:** AUTOMATISCHES SCHALTGETRIEBE



(57) **Abstract:** The invention relates to an automatic shift transmission (24, 24', 24") having a drive input shaft (52), a drive output shaft (54) and a transmission arrangement (58), wherein the drive input shaft is selectively rotationally actively connected to the drive output shaft by means of the transmission arrangement in order to transmit a torque between the drive input shaft and the drive output shaft with different gear stages. The transmission arrangement comprises at least three shift arrangements (70A, 70B, 70C) which are coupled in series. Each of the shift arrangements comprises two friction clutches (90, 92; 150, 152; 180, 182) and an overrunning clutch (94, 154, 184), wherein for a gear stage change without an interruption in tractive force, the overrunning clutch is connected in parallel with one of the friction clutches of the respective shift arrangement.

(57) **Zusammenfassung:** Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") mit einer Antriebswelle (52), einer Abtriebswelle (54) und einer Getriebeanordnung (58), wobei die Antriebswelle mit der Abtriebswelle über die Getriebeanordnung wahlweise drehwirksam verbunden ist, um mit verschiedenen Gangstufen ein Drehmoment zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle zu

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2008/019778 A1

SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten *(soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart)*: ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *mit internationalem Recherchenbericht*

übertragen. Die Getriebeanordnung umfasst zumindest drei in Serie gekoppelte Schaltanordnungen (70A, 70B, 70C). Jede der Schaltanordnungen umfasst zwei Reibkupplungen (90,92; 150, 152; 180, 182) und eine Freilaufkupplung (94,154,184), wobei die Freilaufkupplung für einen Zugkraftunterbrechungsfreien Gangstufenwechsel in Parallelschaltung mit einer der Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung steht.

Automatisches Schaltgetriebe

Die vorliegende Erfindung betrifft ein automatisches Schaltgetriebe mit einer Antriebswelle, einer Abtriebswelle und einer Getriebeanordnung, wobei die Antriebswelle mit der Abtriebswelle über die Getriebeanordnung wahlweise drehwirksam verbunden ist, um mit verschiedenen Gangstufen ein Drehmoment zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle zu übertragen.

Ein automatisches Schaltgetriebe der genannten Art ist aus der EP 1 411 269 A2 bekannt. Nachteile der bekannten Schaltgetriebe liegen zum einen in der geringen Gangstufenzahl bezogen auf den Komplexitätsgrad, zum anderen in dem unerwünschten Aufwand bei Aktuatorik und Steuerung. Bei einigen bekannten Schaltgetrieben wird bei hoher Stufenzahl eine direkte Gangstufe (Übersetzung Eins) nicht erreicht.

Typischerweise wird in einem automatischen Schaltgetriebe eine Vielzahl von in Reihe geschalteten Planetenradsätzen mit entsprechenden Reibkupplungen bzw. Bremsen verwendet, um eine Vielzahl von Gangstufen darzustellen. Die Vielzahl von Planetenradsätzen mit der entsprechenden Aktuatorik bedeutet ein kompliziertes und teures Schaltgetriebe. Mit höherer Gangstufenzahl ergibt sich ein noch aufwendigerer Aufbau des Schaltgetriebes. Zudem benötigen bekannte Schaltgetriebe eine Rückwärtsgangkupplung, welche die Komplexität und die Kosten des Getriebes erhöht. Ein weiterer Nachteil der bekannten Schaltgetriebe besteht darin,

dass mit einem Gangwechsel eine Zugkraftunterbrechung einhergeht, wodurch ein unangenehmes Fahrgefühl resultiert.

Es ist eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Schaltgetriebe in einer Modulbauweise mit hoher Gestaltungsfreiheit, mit einer einfachen und robusten Steuerung und mit einem kompakten Aufbau bei hoher Gangstufenzahl vorzusehen.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt durch ein automatisches Schaltgetriebe mit den Merkmalen des Anspruchs 1, und insbesondere dadurch, dass die Getriebeanordnung zumindest drei in Serie gekoppelte Schaltanordnungen umfasst, wobei jede der Schaltanordnungen zwei Reibkupplungen und eine Freilaufkupplung umfasst, wobei die jeweilige Freilaufkupplung für einen zugkraftunterbrechungsfreien Gangstufenwechsel in Parallelschaltung mit einer der Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung steht.

Vorteilhafte Ausführungsformen der Erfindung sind in der Beschreibung, der Zeichnung und den Unteransprüchen beschrieben.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind durch Ansteuerung der drei Schaltanordnungen zumindest acht Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge darstellbar. Somit liefert das automatische Schaltgetriebe eine höhere Gangstufenzahl mit weniger Komponenten als herkömmliche Schaltgetriebe.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform umfasst die Getriebeanordnung ein Stirnradgetriebe und ein Planetengetriebe, wobei das Stirnradgetriebe einem gekoppelten Stufenplanetengetriebe mit gehäusefesten Planetenträgern und ohne Hohlräder entspricht. Hierdurch ist die Getrie-

beanordnung einfacher und kompakter als bei herkömmlichen Schaltgetrieben.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform umfasst zumindest eine der Schaltanordnungen ein Kupplungsteil, das als ein Kupplungskorb der einen Reibkupplung und als eine Kupplungsnabe der anderen Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung fungiert. Da die Funktionen von zwei verschiedenen Komponenten in einer Komponente integriert sind, umfasst die Schaltanordnung weniger Teile, wodurch die Schaltanordnung kompakter und billiger ist.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform sind mittels jeder der in Serie gekoppelten Schaltanordnungen genau zwei unterschiedliche Übersetzungen darstellbar. Zudem kann für jede Schaltanordnung eine der beiden Übersetzungen als ein direkter Durchtrieb mit Übersetzung Eins ausgebildet sein. Somit ermöglicht das automatische Schaltgetriebe der Erfindung bei hoher Stufenzahl eine direkte Gangstufe (Übersetzung Eins).

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist eine Steuereinrichtung vorgesehen, die dazu ausgebildet ist, bei einem Gangstufenwechsel die eine Reibkupplung der betreffenden Schaltanordnung rampenartig zu öffnen und erst nach Beginn des Öffnens dieser Reibkupplung die andere Reibkupplung rampenartig zu schließen. Damit wird ein Verklemmen des Schaltgetriebes sicher vermieden.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist eine Reibkupplung als Hauptkupplung vorgesehen, die die Antriebswelle mit einer Kurbelwelle eines Motors verbindet. Zudem ist eine Steuereinrichtung vorgesehen, die dazu ausgebildet ist, an der Hauptkupplung zu Beginn eines Gangstu-

fenwechsels einen Mikroschlupf einzustellen. Auf diese Weise wird die Verlustleistung beim Schaltvorgang im Wesentlichen von der Hauptkupplung übernommen, so dass nur diese für eine entsprechende Wärmekapazität ausgelegt sein muss.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist eine Schaltmuffe vorgesehen, die zwischen verschiedenen Schaltstellungen verfahrbar ist, um einen Wechsel der Fahrtrichtung zu bewirken. Somit ermöglicht das automatische Schaltgetriebe einen so genannten Shuttle Mode, wobei ein schneller Wechsel der Fahrtrichtung durch die Betätigung der Schaltmuffe ohne Änderung des Zustands der Reibkupplungen möglich ist.

Die Erfindung wird im Folgenden lediglich beispielhaft anhand der Zeichnungen beschrieben; in diesen zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels eines Kraftfahrzeugantriebsstrangs, der mit einem automatischen Schaltgetriebe ausgerüstet ist,

Fig. 2 eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels eines automatischen Schaltgetriebes nach der Erfindung;

Fig. 3 eine Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes;

Fig. 4 eine vergrößerte Schnittdarstellung eines antriebsseitigen Teils des automatischen Schaltgetriebes;

Fig. 5 eine vergrößerte Schnittdarstellung eines abtriebsseitigen Teils des automatischen Schaltgetriebes;

Fig. 6 eine Schaltzustandstabelle des automatischen Schaltgetriebes;

Fig. 7 eine erste Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes mit Kennzeichnung des Kraftflusses für verschiedene Gangstufen;

Fig. 8 eine zweite Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes mit Kennzeichnung des Kraftflusses für eine Gangstufe;

Fig. 9 eine dritte Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes mit Kennzeichnung des Kraftflusses für eine Gangstufe;

Fig. 10 eine vierte Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes mit Kennzeichnung des Kraftflusses für verschiedene Gangstufen;

Fig. 11 eine fünfte Schnittdarstellung des automatischen Schaltgetriebes mit Kennzeichnung des Kraftflusses für verschiedene Gangstufen;

Fig. 12 ein Diagramm, das verschiedene Betriebsparameter während eines Gangstufenwechsels gemäß einer Schaltsteuerung nach der Erfindung darstellt;

Fig. 13 ein Diagramm, das den Drehmomentverlauf einer einrückenden Reibkupplung, einer ausrückenden Reibkupplung und

einer Freilaufkupplung während eines Gangstufenwechsels des automatischen Schaltgetriebes zeigt;

Fig. 14 eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels eines automatischen Schaltgetriebes nach der Erfindung; und

Fig. 15 eine schematische Darstellung eines dritten Ausführungsbeispiels eines automatischen Schaltgetriebes nach der Erfindung.

In Fig. 1 ist ein Beispiel eines Fahrzeuges 1 dargestellt. Eine Momentenübertragungsstrecke 10 ist Teil eines Antriebsstrangs 20 des Fahrzeuges 1, welcher einen Motor 22 (Verbrennungskraftmaschine) und ein automatische Schaltgetriebe 24 gemäß der Erfindung umfasst. Der Motor 22 erzeugt ein Antriebsdrehmoment, das über das Schaltgetriebe 24 auf die Übertragungsstrecke 10 wirkt. Die Übertragungsstrecke 10 umfasst eine Differentialeinheit 26, eine Kardanwelle 28 und ein Paar Achswellen 30, die mit einem jeweiligen Rad verbunden sind. Die Differentialeinheit 26 überträgt ein Antriebsmoment von der Kardanwelle 28 zu einer oder beiden Achswellen 30.

Eine Steuereinheit 32 steuert das automatische Schaltgetriebe beispielsweise auf Grundlage einer Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges 1 sowie einer Motorlast oder eines Motordrehmoments (M_{MOTOR}). Ein erster Drehzahlsensor 40 erzeugt ein Signal auf Grundlage der Drehzahl einer Abtriebswelle des automatischen Schaltgetriebes 24, wobei die detektierte Fahrgeschwindigkeit (V_{FZG}) des Fahrzeuges 1 auf diesem Signal basiert. Ein zweiter Drehzahlsensor 42 erzeugt ein Signal auf Grundlage der Drehzahl (N_{MOTOR}) einer Kurbelwelle des Motors 22, und ein Drucksensor 44

erzeugt ein Signal auf Grundlage eines absoluten Druckes eines Ansaugkrümmers des Motors 22. Die detektierte Motorlast basiert auf den Signalen des zweiten Drehzahlsensors 42 und des Drucksensors 44.

Obwohl beispielhaft ein Fahrzeug mit einem Hinterradantrieb beschrieben ist, kann das automatische Schaltgetriebe 24 auch im Zusammenhang mit einem Vorderradantrieb oder einem Allradantrieb verwendet werden.

Unter Bezugnahme auf Fig. 2 bis 5 werden nachfolgend die Komponenten einer bevorzugten Ausführungform des automatischen Schaltgetriebes 24 näher erläutert. Das automatische Schaltgetriebe 24 umfasst eine Hauptkupplung 50, die als eine Reibkupplung ausgebildet ist, eine Antriebswelle 52, eine Abtriebswelle 54, ein Gehäuse 56, das eine Getriebeanordnung 58 enthält, sowie eine Stirnwand 60 und mehrere Trennwände 62, 64, 66, die verschiedene Komponenten der Getriebeanordnung 58 voneinander trennen oder abstützen. Die Hauptkupplung 50 ermöglicht eine wahlweise Verbindung mit einer nicht gezeigten Abtriebswelle des Motors 22. Die Getriebeanordnung 58 umfasst hier beispielhaft drei in Serie gekoppelte Schaltanordnungen 70A, 70B, 70C, eine Stirnradanordnung 72, eine erste Zwischenwelle 74, eine zweite Zwischenwelle 76 und einen Planetenradsatz 78. Wie nachfolgend noch erläutert wird, weist jede der Schaltanordnungen 70A, 70B, 70C zwei Reibkupplungen und eine Freilaufkupplung auf. Die Schaltanordnungen 70A, 70B, 70C mit entsprechenden Zahnrädern bilden jeweilige Binärgetriebe, also Getriebestufen mit lediglich zwei möglichen Schaltzuständen (zusätzlich zu einem möglichen Leerlauf), wobei diese Binärgetriebe in Serie geschaltet sind. Gemäß der hier gezeigten bevorzugten Ausführungsform des automatischen Schaltgetriebes 24 können zumindest acht Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge durch Zusammenwirken von nur drei Schaltanordnungen mit jeweils zwei Reibkupplungen verwirklicht werden.

Die Hauptkupplung 50 umfasst einen Kupplungskorb 80, der drehfest mit einer Eingangswelle 82 verbunden ist, eine Kupplungsnabe 84, die drehfest mit der Antriebswelle 52 verbunden ist, sowie einen ersten Lamellensatz 86, der drehfest mit dem Kupplungskorb 80 verbunden ist, und einen zweiten Lamellensatz 88, der drehfest mit der Kupplungsnabe 84 verbunden ist. Die Lamellen der ersten und zweiten Lamellensätze 86, 88 greifen ineinander, wobei die Lamellen zur Übertragung eines Drehmoments aneinander anpressbar sind. Die Hauptkupplung 50 ist vorzugsweise hydraulisch gesteuert, wobei die Anpresskraft der Lamellensätze 86, 88 reguliert werden kann, um das übertragene Drehmoment einzustellen.

Die erste Schaltanordnung 70A ist zwischen der Stirnwand 60 und der Trennwand 62 angeordnet und umfasst eine erste Reibkupplung 90, eine zweite Reibkupplung 92 und eine Freilaufkupplung 94. Ein Kupplungsteller 96 ist drehfest mit der Antriebswelle 52 verbunden und fungiert zugleich als eine Kupplungsnabe der ersten Reibkupplung 90 sowie als ein Kupplungskorb der zweiten Reibkupplung 92. Die erste Reibkupplung 90 umfasst ferner einen Kupplungskorb 100, einen ersten Lamellensatz 102 und einen zweiten Lamellensatz 104. Der Kupplungskorb 100 der ersten Reibkupplung 90 ist drehfest mit einer ersten Hohlwelle 106 der Stirnradanordnung 72 verbunden. Die Lamellen des ersten Lamellensatzes 102 sind drehfest mit dem Kupplungskorb 100 verbunden, und die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 104 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 96 verbunden, wobei die Lamellen der Lamellensätze 102, 104 ineinander greifen. Die Lamellen der Lamellensätze 102, 104 sind zur Übertragung eines Moments aneinander anpressbar.

Die zweite Reibkupplung 92 der ersten Schaltanordnung 70A umfasst den Kupplungsteller 96, eine Kupplungsnabe 108, einen ersten Lamellensatz

110 und einen zweiten Lamellensatz 112. Die Kupplungsnabe 108 der zweiten Reibkupplung 92 ist drehfest mit der ersten Zwischenwelle 74 verbunden. Die Lamellen des ersten Lamellensatzes 110 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 96 verbunden, und die Lamellen des zweiten Lamellensatzes sind drehfest mit der Kupplungsnabe 108 verbunden, wobei die Lamellen der Lamellensätze 110, 112 ineinander greifen und zur Übertragung eines Moments aneinander anpressbar sind.

Die der zweiten Reibkupplung 92 zugeordnete Freilaufkupplung 94 der ersten Schaltanordnung 70A umfasst ein Leitrad 114, Rollen 116 und eine Abstützung 118, wobei das Leitrad 114 mit dem Kupplungsteller 96 (entsprechend dem Kupplungskorb der zweiten Reibkupplung 92) drehfest verbunden ist und wobei die Abstützung 118 mit der Kupplungsnabe 108 der zweiten Reibkupplung 92 drehfest verbunden (hier: integral ausgebildet) ist. Obwohl die Freilaufkupplung 94 hier beispielhaft als eine Rollenfreilaufkupplung dargestellt ist, kann die Freilaufkupplung 94 beispielsweise auch als eine Klemmkörperfreilaufkupplung ausgebildet sein, wobei die Rollen 116 durch Klemmkörper ersetzt sind. In einer Drehrichtung kann sich das Leitrad 114 relativ zu der Abstützung 118 drehen. In der hierzu entgegen gesetzten Drehrichtung sind das Leitrad 114 und die Abstützung 118 über die dazwischen gelegenen Rollen 116 miteinander verblockt.

Die Stirnradanordnung 72 ist zwischen den Trennwänden 62, 64 angeordnet und umfasst die erste Zwischenwelle 74, die erste Hohlwelle 106, eine zweite Hohlwelle 120, ein erstes Zwischenrad 122, ein zweites Zwischenrad 124 und mehrere Vorgelegewellen 126 sowie mehrere Rückwärtsgangräder 128, von denen nur eines in Fig. 2 dargestellt ist. Vorzugsweise sind drei Vorgelegewellen 126 und drei Rückwärtsgangräder 128 in gleicher Teilung um die erste Zwischenwelle 74 angeordnet, d.h.

die Schnittdarstellungen gemäß Fig. 3 bis 5 und 7 bis 11 verlaufen entlang zweier Ebenen, die bezüglich der zentralen Längsachse des Getriebes einen Winkel von 120° zueinander einnehmen. Ein Ende der ersten Zwischenwelle 74 erstreckt sich durch eine Öffnung der Trennwand 62 und ist innerhalb einer Ausnehmung der Antriebswelle 52 drehbar gelagert. Das andere Ende der ersten Zwischenwelle 74 erstreckt sich durch eine Öffnung der Trennwand 64 und ist innerhalb einer Ausnehmung der zweiten Zwischenwelle 76 drehbar gelagert. Die erste Hohlwelle 106 ist drehbar um die erste Zwischenwelle 74 gelagert und umfasst ein Stirnrad 130, das drehwirksam mit den Vorgelegewellen 126 verbunden ist. Die zweite Hohlwelle 120 ist drehbar um die erste Zwischenwelle 74 gelagert und ist drehfest mit der zweiten Schaltanordnung 70B verbunden.

Die erste Zwischenwelle 74 weist ein integral geformtes Stirnrad 132 auf, das drehwirksam mit der Vorgelegewelle 126 verbunden ist. Die ersten und zweiten Zwischenräder 122, 124 sind drehbar um die erste Zwischenwelle 74 gelagert, wobei das erste Zwischenrad 122 drehwirksam mit der Vorgelegewelle 126 gekoppelt ist und das zweite Zwischenrad 124 drehwirksam mit den Rückwärtsgangrädern 128 verbunden ist, die drehwirksam mit der Vorgelegewelle 126 gekoppelt sind. Eine Schaltmuffe 134 ist zwischen den ersten und zweiten Zwischenrädern 122, 124 angeordnet und ist drehfest mit der zweiten Hohlwelle 120 verbunden. In einer Vorwärtsstellung (F) sorgt die Schaltmuffe 134 für eine drehfeste Verbindung zwischen dem ersten Zwischenrad 122 und der zweiten Hohlwelle 120. In einer Rückwärtsstellung (R) bewirkt die Schaltmuffe 134 eine drehfeste Verbindung des zweiten Zwischenrades 124 mit der zweiten Hohlwelle 120. In einer Neutralstellung (N) ist keines der Zwischenräder 122, 124 drehfest mit der zweiten Hohlwelle 120 verbunden.

Jede der Vorgelegewellen 126 ist an Öffnungen der Trennwände 62, 64 drehbar gelagert und umfasst vier Stirnräder 140, 142, 144, 146, die mit der Vorgelegewelle 126 integral gebildet oder drehfest verbunden sind (z.B. Presssitz). Die Stirnräder 140, 142, 144, 146 der Vorgelegewellen 126 kämmen mit jeweiligen Stirnrädern. Insbesondere kämmen die Stirnräder 144 mit dem ersten Zwischenrad 122, und die Stirnräder 146 kämmen mit den Rückwärtsgangrädern 128. Die Stirnräder 142 kämmen mit dem Stirnrad 130 der ersten Hohlwelle 106. Die Stirnräder 140 kämmen mit dem Stirnrad 132 der ersten Zwischenwelle 74. Somit bildet die Stirnradanordnung 72 ein Stirnradgetriebe, das letztlich aus zwei gekoppelten Stufenplanetengetrieben mit feststehenden Planetenträgern und ohne Hohlräder besteht.

Die zweite Schaltanordnung 70B ist zwischen den Trennwänden 64, 66 angeordnet und umfasst eine erste Reibkupplung 150, eine zweite Reibkupplung 152 und eine der ersten Reibkupplung 150 zugeordnete Freilaufkupplung 154. Ein Kupplungsteller 156 ist drehfest mit der zweiten Zwischenwelle 76 verbunden und fungiert als eine Kupplungsnabe der ersten Reibkupplung 150 sowie als ein Kupplungskorb der zweiten Reibkupplung 152. Die erste Reibkupplung 150 umfasst ferner einen Kupplungskorb 158, einen ersten Lamellensatz 160 und einen hiermit zusammenwirkenden zweiten Lamellensatz 162. Der Kupplungskorb 158 ist drehfest mit der zweiten Hohlwelle 120 der Stirnradanordnung 72 verbunden. Die Lamellen des ersten Lamellensatzes 160 sind drehfest mit dem Kupplungskorb 158 verbunden und die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 162 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 156 (Kupplungsnabe) verbunden. Die Lamellen der Lamellensätze 160, 162 sind zur Übertragung eines Moments aneinander anpressbar.

Die zweite Reibkupplung 152 der zweiten Schaltanordnung 70B umfasst den Kupplungsteller 156 (als Kupplungskorb), eine Kupplungsnabe 164, einen ersten Lamellensatz 166 und einen zweiten Lamellensatz 168. Die Kupplungsnabe 164 der zweiten Reibkupplung 152 ist drehfest mit der ersten Zwischenwelle 74 verbunden. Die Lamellen des ersten Lamellensatzes 166 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 156 verbunden und die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 168 sind drehfest mit der Kupplungsnabe 164 verbunden, wobei die Lamellen der Lamellensätze 166, 168 ineinander greifen und zur Übertragung eines Moments aneinander anpressbar sind.

Die Freilaufkupplung 154 der zweiten Schaltanordnung 70B umfasst ein Leitrad 170, Rollen 172 und eine Abstützung 174, wobei das Leitrad 170 drehfest mit dem Kupplungskorb 158 der ersten Reibkupplung 150 verbunden ist und die Abstützung 174 drehfest mit dem Kupplungsteller 156 (Kupplungsnabe der ersten Reibkupplung 150) verbunden ist. Die Freilaufkupplung 154 kann alternativ beispielsweise als eine Klemmkörperfreilaufkupplung ausgebildet sein. In einer Drehrichtung kann sich das Leitrad 170 gegenüber der Abstützung 174 drehen. In einer hierzu entgegen gerichteten Drehrichtung sind das Leitrad 170 und die Abstützung 174 über die Rollen 172 miteinander verblockt.

Die zweite Zwischenwelle 76 ist an der Trennwand 66 drehbar gelagert. Zudem ist ein Ende der zweiten Zwischenwelle in einer Ausnehmung der Abtriebwelle 54 drehbar gelagert.

Die dritte Schaltanordnung 70C ist zwischen der Trennwand 66 und dem Planetenradsatz 78 angeordnet und umfasst eine erste Reibkupplung 180, eine zweite Reibkupplung 182 und eine der ersten Reibkupplung 180 zugeordnete Freilaufkupplung 184. Ein Kupplungsteller 186 ist drehfest mit

einer Komponente des Planetenradsatzes 78 verbunden und fungiert als eine Kupplungsnabe der ersten Reibkupplung 180 sowie als ein Kupplungskorb der zweiten Reibkupplung 182. Die erste Reibkupplung 180 umfasst ferner einen ersten Lamellensatz 188 und einen zweiten Lamellensatz 190, wobei die Lamellen des ersten Lamellensatzes 188 drehfest mit dem Gehäuse 56 verbunden sind. Somit fungiert die erste Reibkupplung 180 als eine Bremse. Die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 190 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 186 (als Kupplungsnabe) verbunden, wobei die Lamellen der Lamellensätze 188, 190 ineinander greifen. Die Lamellen der Lamellensätze 188, 190 sind zum Bremsen des Kupplungstellers 156 so aneinander anpressbar, dass die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 190 bezüglich des Gehäuses 56 gebremst werden.

Die zweite Reibkupplung 182 der dritten Schaltanordnung 70C umfasst den Kupplungsteller 186 (als Kupplungskorb), eine Kupplungsnabe 192, einen ersten Lamellensatz 194 und einen zweiten Lamellensatz 196. Die Kupplungsnabe 192 ist drehfest mit der zweiten Zwischenwelle 76 verbunden. Die Lamellen des ersten Lamellensatzes 194 sind drehfest mit dem Kupplungsteller 186 verbunden und die Lamellen des zweiten Lamellensatzes 196 sind drehfest mit der Kupplungsnabe 192 verbunden, wobei die Lamellen zur Übertragung eines Moments aneinander anpressbar sind.

Die Freilaufkupplung 184 der dritten Schaltanordnung 70C umfasst ein Leitrad 200, Rollen 202 und eine Abstützung 204, wobei das Leitrad 200 drehfest mit dem Gehäuse 56 verbunden ist und die Abstützung 204 drehfest mit der genannten Komponente des Planetenradsatzes 78 bzw. mit dem Kupplungsteller 186 verbunden ist. Auch die Freilaufkupplung 184 kann alternativ beispielsweise als eine Klemmkörperfreilaufkupplung ausgebildet sein. In einer Drehrichtung kann sich die Abstützung 204

bezüglich des Leitrades 200 drehen, während in einer hierzu entgegen gerichteten Drehrichtung die Abstützung 204 bezüglich des Leitrads 200 gesperrt ist.

Eine Nabe 206 ist zwischen der dritten Schaltanordnung 70C und dem Planetenradsatz 78 angeordnet, wobei die Nabe 206 um eine Hülse 208 drehbar gelagert ist. Die zweite Zwischenwelle 76 erstreckt sich innerhalb der Hülse 208 und ist mit der Hülse 208 drehfest verbunden. Der Kupplungsteller 186 der dritten Schaltanordnung 70C ist drehfest mit der Nabe 206 verbunden, welche drehfest mit der genannten Komponente des Planetenradsatzes 78 verbunden ist. Eine Umfangsfläche 210 der Nabe 206 bildet die Abstützung 204 der Freilaufkupplung 184.

Der Planetenradsatz 78 umfasst ein Hohlrad 220, einen Planetenträger 222, Planetenräder 224 und ein Sonnenrad 226. Das Sonnenrad 226 ist drehfest mit der zweiten Zwischenwelle 76 verbunden. Der Planetenträger 222 ist integral mit der Abtriebswelle 54 gebildet und trägt die Planetenräder 224, die sich am Sonnenrad 226 abwälzen. Die Achse der Abtriebswelle 54 bildet die Drehachse des Sonnenrads 226, des Hohlrads 220 und des Planetenträgers 222. Der Planetenradsatz 78 umfasst ferner ein Parksperrenrad 228, das drehfest mit dem Planetenträger 222 verbunden ist. Eine Parksperrenklinke 230 greift wahlweise in die Zähne des Parksperrenrades 228 ein, um die Abtriebswelle 54 des Schaltgetriebes 24 während eines Parkmodus zu sperren.

Unter Bezugnahme auf Fig. 6 bis 11 wird nun der Betrieb des automatischen Schaltgetriebes näher erläutert. Figur 6 zeigt eine Schaltzustandstabelle, die die Betätigung der Reibkupplungen der Schaltanordnungen 70A, 70B, 70C und die Stellung der Schaltmuffe 134 für verschiedene Gangstufen beispielhaft wiedergibt.

In einem Grundgang oder so genannten "Off-Road" Gang (G) sind die Reibkupplungen 92, 150, 180 betätigt (eingerückt), und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärtsstellung F, wobei der Kraftfluss durch die Antriebswelle 52, die zweite Reibkupplung 92, die erste Zwischenwelle 74, das Stirnrad 132, die Stirnräder 140, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 144, das erste Zwischenrad 122, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 verläuft (durchgezogene Linie in Fig. 7). Da das Hohlrad 220 des Planetenradsatzes 78 mittels der Reibkupplung 180 drehfest gebremst ist, gibt es eine Drehzahl- bzw. Drehmomentübersetzung durch den Planetenradsatz 78, wobei das Sonnenrad 226 über die Planetenräder 224 den Planetenträger 222 sowie die Abtriebswelle 54 antreibt.

Im ersten Gang (1.) sind die Reibkupplungen 90, 150, 180 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärtsstellung, wobei der Kraftfluss über die Antriebswelle 52, die erste Reibkupplung 90, die erste Hohlwelle 106, das Stirnrad 130, die Stirnräder 142, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 144, das erste Zwischenrad 122, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 verläuft (teilweise gepunktete Linie in Fig. 7). Somit resultiert eine Überbrückung der ersten Zwischenwelle 74. Da das Hohlrad 220 des Planetenradsatzes 78 wiederum mittels der Reibkupplung 180 drehfest gebremst ist, erfolgt eine Drehzahl- bzw. Drehmomentübersetzung durch den Planetenradsatz 78, wobei das Sonnenrad 226 über die Planetenräder 224 den Planetenträger 222 sowie die Abtriebswelle 54 antreibt.

Im zweiten Gang (2.) sind die Reibkupplungen 92, 152, 180 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärts-, Neutral- oder Rückwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die zweite

Reibkupplung 90, die erste Zwischenwelle 74, die Reibkupplung 152, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (durchgezogene Linie in Fig. 8).

Im dritten Gang (3.) sind die Reibkupplungen 90, 152, 180 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärts-, Neutral- oder Rückwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die erste Reibkupplung 90, die erste Hohlwelle 106, das Stirnrad 130, die Stirnräder 142, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 140, die Stirnräder 132, die erste Zwischenwelle 74, die Reibkupplung 152, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (durchgezogene Linie in Fig. 9).

Im vierten Gang (4.) sind die Reibkupplungen 92, 150, 182 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die zweite Reibkupplung 92, die erste Zwischenwelle 74, das Stirnrad 132, die Stirnräder 140, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 144, das erste Zwischenrad 122, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (durchgezogene Linie in Fig. 10). Da nun zusätzlich zu dem Sonnenrad 226 das Hohlrad 220 des Planetenradsatzes 78 drehfest mit der zweiten Zwischenwelle 76 verbunden ist, läuft der Planetenradsatz 78 als Block und liefert keine Drehmoment- bzw. Drehzahlübersetzung, d.h. die zweite Zwischenwelle 76 treibt die Abtriebswelle 54 direkt an.

Im fünften Gang (5.) sind die Reibkupplungen 90, 150, 182 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die erste Reibkupplung 90, die erste Hohlwelle 106, das Stirnrad 130, die Stirnräder 142, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 144, das erste Zwischenrad 122, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Plane-

tenradsatz 78 (teilweise gepunktete Linie in Fig. 10). Somit resultiert eine Überbrückung der ersten Zwischenwelle 74, und die zweite Zwischenwelle 76 treibt die Abtriebswelle 54 über den Planetenradsatz 78 direkt an.

Im sechsten Gang (6.) sind die Reibkupplungen 92, 152, 182 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärts-, Neutral- oder Rückwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die zweite Reibkupplung 90, die erste Zwischenwelle 74, die Reibkupplung 152, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (durchgezogene Linie in Fig. 11). Da das Hohlrad 220 des Planetenradsatzes 78 drehfest mit der zweiten Zwischenwelle 76 verbunden ist, treibt die zweite Zwischenwelle 76 die Abtriebswelle 54 über den Planetenradsatz 78 direkt an. Diese Gangstufe bildet somit einen direkten Durchtrieb des Schaltgetriebes 24, d.h. in keiner der Schaltanordnungen erfolgt nun eine Getriebeübersetzung.

Im siebten Gang (7.) sind die Reibkupplungen 90, 152, 182 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Vorwärts-, Neutral- oder Rückwärtsstellung. Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die Reibkupplung 90, die erste Hohlwelle 106, das Stirnrad 130, die Stirnräder 142, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 140, die Stirnräder 132, die erste Zwischenwelle 74, die Reibkupplung 152, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (teilweise gepunktete Linie in Fig. 11).

In der Neutral-Gangstufe ist die Reibkupplung 152 nicht betätigt. Die Reibkupplungen 90, 92, 150, 180, 182 können wahlweise betätigt oder nicht betätigt sein, und die Schaltmuffe befindet sich in der Neutralstellung (N). In der Neutral-Gangstufe mit so genannter "Hillhold"-Funktion ist die Reibkupplung 152 nicht betätigt, sind die Reibkupplungen 180, 182 betätigt, und die Reibkupplungen 90, 92, 150 können wahlweise be-

tätigt oder nicht betätigt sein. Die Schaltmuffe befindet sich in der Neutralstellung (N). Somit ist der Planetenradsatz 78 bezüglich des Gehäuses 56 gesperrt, wodurch die Abtriebswelle 54 blockiert ist.

In einem ersten Rückwärtsgang oder so genannten "Off-Road" Rückwärtsgang (ORR) sind die Reibkupplungen 92, 150, 180 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Rückwärtsstellung (R). Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die Reibkupplung 92, die erste Zwischenwelle 74, das Stirnrad 132, die Stirnräder 140, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 146, die Rückwärtsgangräder 128, das zweite Zwischenrad 124, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (teilweise gepunktete Linie in Fig. 7). Da das Hohlrad 220 des Planetenradsatzes 78 mittels der Reibkupplung 180 drehfest gebremst ist, gibt es eine Drehzahl- bzw. Drehmomentübersetzung durch den Planetenradsatz 78, wobei das Sonnenrad 226 über die Planetenräder 224 den Planetenträger 222 sowie die Abtriebswelle 54 antreibt.

In einem zweiten Rückwärtsgang (RG) sind die Reibkupplungen 90, 150, 180 betätigt und die Schaltmuffe 134 befindet sich in der Rückwärtsstellung (R). Der Kraftfluss erfolgt durch die Antriebswelle 52, die Reibkupplung 90, die erste Hohlwelle 106, das Stirnrad 130, die Stirnräder 142, die Vorgelegewellen 126, die Stirnräder 146, die Rückwartsgangräder 128, das zweite Zwischenrad 124, die zweite Hohlwelle 120, die Reibkupplung 150, die zweite Zwischenwelle 76 und den Planetenradsatz 78 (teilweise gepunktete Linie in Fig. 7). Somit resultiert eine Überbrückung der ersten Zwischenwelle 74.

Aufgrund der sequentiell angeordneten Schaltanordnungen kann bei dem gezeigten Schaltgetriebe 24 eine vorteilhafte Gruppenschaltung erfolgen.

Hierdurch wird für das Rückschalten erreicht, dass einzelne Gänge übersprungen werden können, d.h. nicht alle Gänge müssen einzeln durchgeschaltet werden. Zudem gestattet das Schaltgetriebe 24 einen so genannten Shuttle Mode, wobei ein schneller Wechsel der Fahrtrichtung durch die Betätigung der Schaltmuffe 134 möglich ist.

Unter Bezugnahme auf Fig. 12 und 13 wird nachfolgend ein Gangstufenwechsel des automatischen Schaltgetriebes 24 beispielsweise vom 1. Gang zum 2. Gang beschrieben. In Fig. 12 sind das Motordrehmoment M_{MOTOR}, die Motordrehzahl N_{MOTOR}, die Kapazität K_{AK} der ausrückenden Reibkupplung (gepunktete Linie), das von der ausrückenden Reibkupplung tatsächlich übertragene Drehmoment M_{AK} (durchgezogene Linie), die Kapazität K_{EK} der einrückenden Reibkupplung (gepunktete Linie) und das von der einrückenden Reibkupplung tatsächlich übertragene Drehmoment M_{EK} (durchgezogene Linie) gezeigt.

Die Vorbereitungsphase beginnt mit der Ausgabe eines Gangwechselsignals. Während der Vorbereitungsphase wird das Motordrehmoment (M_{MOTOR}) geringfügig reduziert. Die ausrückende Reibkupplung wird aufgrund eines entsprechenden Steuersignals der Steuereinrichtung (Steuereinheit 32 gemäß Fig. 1) rampenartig geöffnet. Wie aus dem Versatz des Verlaufs des tatsächlich übertragenen Drehmoments M_{AK} relativ zu dem Verlauf der Momentenkapazität K_{AK} der ausrückenden Reibkupplung gemäß Fig. 12 ersichtlich ist, greift die der ausrückenden Reibkupplung zugeordnete Freilaufkupplung, so dass trotz sinkender Kapazität K_{AK} der ausrückenden Reibkupplung (gepunktete Linie) das Motordrehmoment M_{MOTOR} weiterhin übertragen wird (durchgezogene Linie M_{AK}), nämlich über die Freilaufkupplung.

Die Drehmomentübertragungsphase wird durch rampenartiges Schließen der einrückenden Reibkupplung eingeleitet. Die einrückende Reibkupplung übernimmt allmählich das gesamte Motordrehmoment M_{MOTOR}, so dass die der ausrückenden Reibkupplung zugeordnete Freilaufkupplung schließlich vollständig entlastet ist (Ende der Drehmomentübertragungsphase). Es ist zu beachten, dass der Beginn des Öffnens der ausrückenden Reibkupplung und der Beginn des Schließens der einrückenden Reibkupplung zeitlich beabstandet sind, so dass ein Verklemmen des Schaltgetriebes sicher vermieden wird. Insbesondere kann vorgesehen sein, dass die einrückende Reibkupplung erst dann rampenartig geschlossen wird, wenn die ausrückende Reibkupplung gerade vollständig geöffnet ist (K_{AK} ist Null, vgl. Fig. 12), oder sogar nach diesem Zeitpunkt. Da die zugeordnete Freilaufkupplung bereits bei Beginn des Öffnens der ausrückenden Reibkupplung greift und somit das bislang von der ausrückenden Reibkupplung übertragene Drehmoment übernimmt, wird trotz des zeitlich versetzten Ansteuerns der beiden Reibkupplungen ein unerwünschter Abfall des tatsächlich übertragenen Drehmoments im Wesentlichen vermieden. Somit gewährleistet die jeweilige Freilaufkupplung einen zugkraftunterbrechungsfreien Gangstufenwechsel.

Während der Synchronisierungsphase wird die Motordrehzahl N_{MOTOR} von der Drehzahl des ersten Gangs ($N_{1.GANG}$) zu der Drehzahl des zweiten Gangs ($N_{2.GANG}$) reduziert.

Die Verlustleistung beim Schaltvorgang wird im Wesentlichen von der Hauptkupplung übernommen, so dass nur diese für eine entsprechende Wärmekapazität ausgelegt sein muss. Die Hauptkupplung wird so gesteuert, dass sich die Hauptkupplung zu Beginn eines Gangstufenwechsels in einem Mikroschlupf befindet. Dieser wird durch die eingangsseitige und ausgangsseitige Drehzahlsensoren 42 bzw. 40 detektiert bzw. eingestellt.

Ausgehend von dem Mikroschlupf stellt sich hierdurch nach oder mit dem Schließen der jeweils zweiten Reibkupplung (einrückenden Reibkupplung) automatisch ein stärkerer Schlupf an der Hauptkupplung ein, d.h. die Hauptkupplung rutscht jetzt durch, so dass zu diesem Zeitpunkt eine Drehzahlanpassung möglich ist. Die Reibkupplungen können entsprechend schnell betätigt werden.

Insgesamt ergibt sich hierdurch eine besonders einfache und robuste Steuerung der Reibkupplungen und der Hauptkupplung. Die Steuerung kann hydraulisch erfolgen.

Wenn anstelle einer Zugschaltung eine Schubschaltung durchgeführt werden soll, d.h. wenn ein Schubbetrieb beispielsweise bei einer Bergabfahrt vorliegt, so entfällt die erläuterte Freilauffunktion, d.h. mit dem Öffnen der betreffenden Schaltkupplung würde sich ein Beschleunigungseffekt einstellen. Dieser ist jedoch nicht unbedingt erwünscht, beispielsweise beim Einfahren in eine Kurve. Deshalb ist vorgesehen, dass in einer derartigen Situation die Bremse (Reibkupplung 180) und die weitere Kupplung (Reibkupplung 182) der letzten Getriebestufe (Schaltanordnung 70C) teilweise geschlossen werden, um hierdurch das Fahrzeug abzubremsen, ohne dass ein eigener Bremseingriff an den Rädern erforderlich ist.

Unter Bezugnahme auf Fig. 14 und 15 sind beispielhaft eine zweite und eine dritte Ausführungsform eines Schaltgetriebes 24', 24" dargestellt. Jedes der Schaltgetriebe 24', 24" umfasst die drei in Serie gekoppelten Schaltanordnungen 70A, 70B, 70C. Die Reibkupplungen 90, 92; 150, 152 der Schaltanordnungen 70A, 70B des Schaltgetriebes 24' gemäß Fig. 14 besitzen einen sequentiellen Aufbau, wobei die Abstützungen der Freilaufkupplungen 94, 154 fest mit den Kupplungsnaben der Reibkupplungen

90, 92; 150, 152 verbunden sind. Zudem ist die Schaltanordnung 70B des Schaltgetriebes 24' zwischen der Schaltanordnung 70A und der Schaltmuffe 134 angeordnet.

Das Schaltgetriebe 24" gemäß Fig. 15 eignet sich besonders für einen Vorderradantrieb, wobei das Schaltgetriebe quer zur Längsrichtung des Fahrzeuges angeordnet sein kann. Insbesondere ist die Abtriebswelle 54' über ein Zahnrad 252 drehwirksam mit einer Differentialeinheit 250 verbunden. In der Vorwärtsstellung (F) verbindet die Schaltmuffe 134' eine erste Zwischenhohlwelle 254 drehfest mit der Abtriebswelle 54'. Die erste Zwischenhohlwelle 254 ist drehwirksam mit dem Planetenträger 22 des Planetenradsatzes 78 über ein Zahnradpaar 256, 258 verbunden. In der Rückwärtsstellung (R) verbindet die Schaltmuffe 134' eine zweite Zwischenhohlwelle 260 drehfest mit der Abtriebswelle 54'. Die zweite Zwischenhohlwelle 260 ist mit der Vorgelegewelle 126' drehwirksam über die Stirnräder 128', 146 verbunden.

Patentansprüche

1. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") mit einer Antriebswelle (52), einer Abtriebswelle (54) und einer Getriebeanordnung (58), wobei die Antriebswelle (52) mit der Abtriebswelle (54) über die Getriebeanordnung (58) wahlweise drehwirksam verbunden ist, um mit verschiedenen Gangstufen ein Drehmoment zwischen der Antriebswelle (52) und der Abtriebswelle (54) zu übertragen, wobei die Getriebeanordnung (58) zumindest drei in Serie gekoppelte Schaltanordnungen (70A, 70B, 70C) umfasst, wobei jede der Schaltanordnungen zwei Reibkupplungen (90, 92; 150, 152; 180, 182) und eine Freilaufkupplung (94, 154, 184) umfasst, wobei für einen zugkraftunterbrechungsfreien Gangstufenwechsel die jeweilige Freilaufkupplung (94, 154, 184) in Parallelschaltung mit einer der Reibkupplungen (90, 92; 150, 152; 180, 182) der betreffenden Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) steht.

2. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach Anspruch 1, wobei durch Ansteuerung der drei Schaltanordnungen (70A, 70B, 70C) zumindest acht Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge darstellbar sind.

3. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Getriebeanordnung (58) ein Stirnradgetriebe (72) und ein Planetengetriebe (78) umfasst, wobei das Stirnradgetriebe (72) einem gekoppelten Stufenplanetengetriebe oh-

ne Hohlräder entspricht, bei dem Vorgelegewellen (126) gehäusefest in Trennwänden (62, 64) gelagert sind.

4. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei eine der Reibkupplungen (180, 182) der dritten Schaltanordnung (70C) als eine Bremse ausgebildet ist.

5. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei zumindest eine der Schaltanordnungen (70A, 70B, 70C) ein Kupplungsteil (96, 156, 186) umfasst, das als ein Kupplungskorb der einen Reibkupplung und als eine Kupplungsnabe der anderen Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) fungiert.

6. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei zumindest eine der Freilaufkupplungen (94, 154, 184) eine Abstützung (118, 174, 204) umfasst, die mit einer Kupplungsnabe oder einem Kupplungskorb einer der Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) drehfest verbunden ist.

7. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei zumindest eine der Freilaufkupplungen (94, 154, 184) ein Leitrad (114, 170, 200) umfasst, das mit einem Kupplungskorb oder einer Kupplungsnabe einer der Reibkupplungen der betreffenden Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) drehfest verbunden ist.

8. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei mittels jeder der drei in Serie gekoppel-

ten Schaltanordnungen (70A, 70B, 70C) genau zwei unterschiedliche Übersetzungen darstellbar sind.

9. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach Anspruch 8, wobei für jede Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) eine der beiden Übersetzungen als ein direkter Durchtrieb mit Übersetzung Eins ausgebildet ist.

10. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ferner mit einer Steuereinrichtung (32), die dazu ausgebildet ist, bei einem Gangstufenwechsel die eine Reibkupplung der betreffenden Schaltanordnung (70A, 70B, 70C) rampenartig zu öffnen und erst nach Beginn des Öffnens dieser Reibkupplung die andere Reibkupplung rampenartig zu schließen.

11. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ferner mit einer Reibkupplung als Hauptkupplung (50), die die Antriebswelle (52) mit einer Kurbelwelle eines Motors (22) verbindet.

12. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach Anspruch 11, ferner mit einer Steuereinrichtung (32), die dazu ausgebildet ist, an der Hauptkupplung (50) zu Beginn eines Gangstufenwechsels einen Mikroschlupf einzustellen.

13. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ferner mit einer Steuereinrichtung (32), die dazu ausgebildet ist, während eines Gangstufenwechsels die beiden Reibkupplungen der getriebeausgangsseitigen Schaltanordnung (70C) teilweise zu schließen.

14. Automatisches Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ferner mit einer Schaltmuffe (134, 134'), die zwischen verschiedenen Schaltstellungen verfahrbar ist, um einen Wechsel der Fahrtrichtung zu bewirken.

15. Fahrzeug (1) mit einem Schaltgetriebe (24, 24', 24") nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

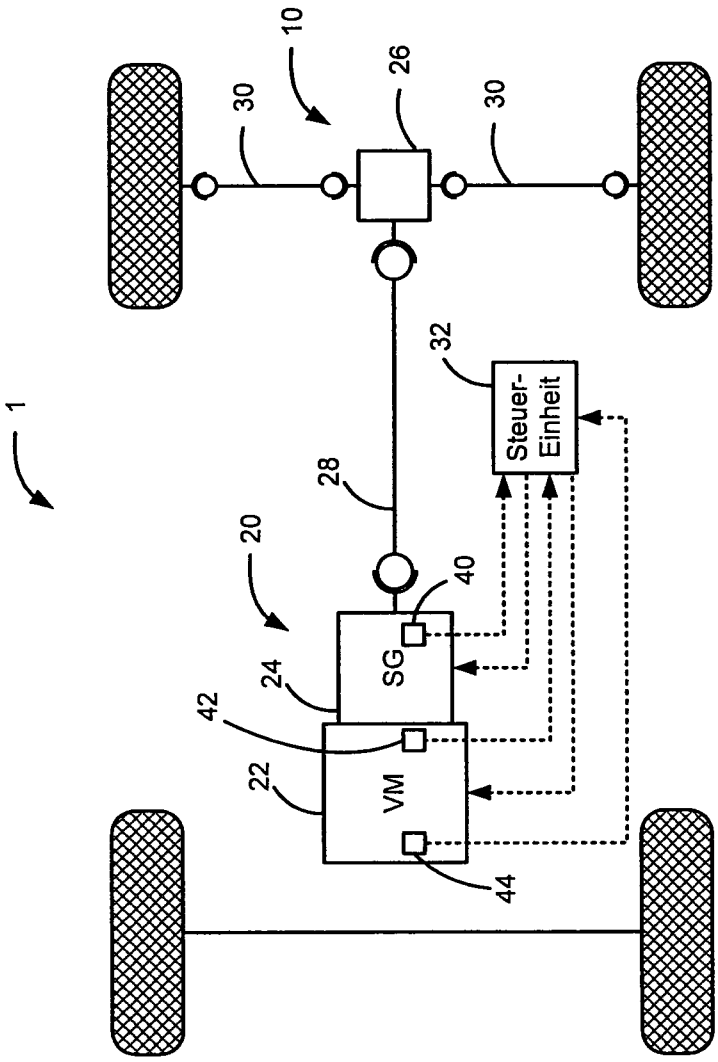


Fig. 1

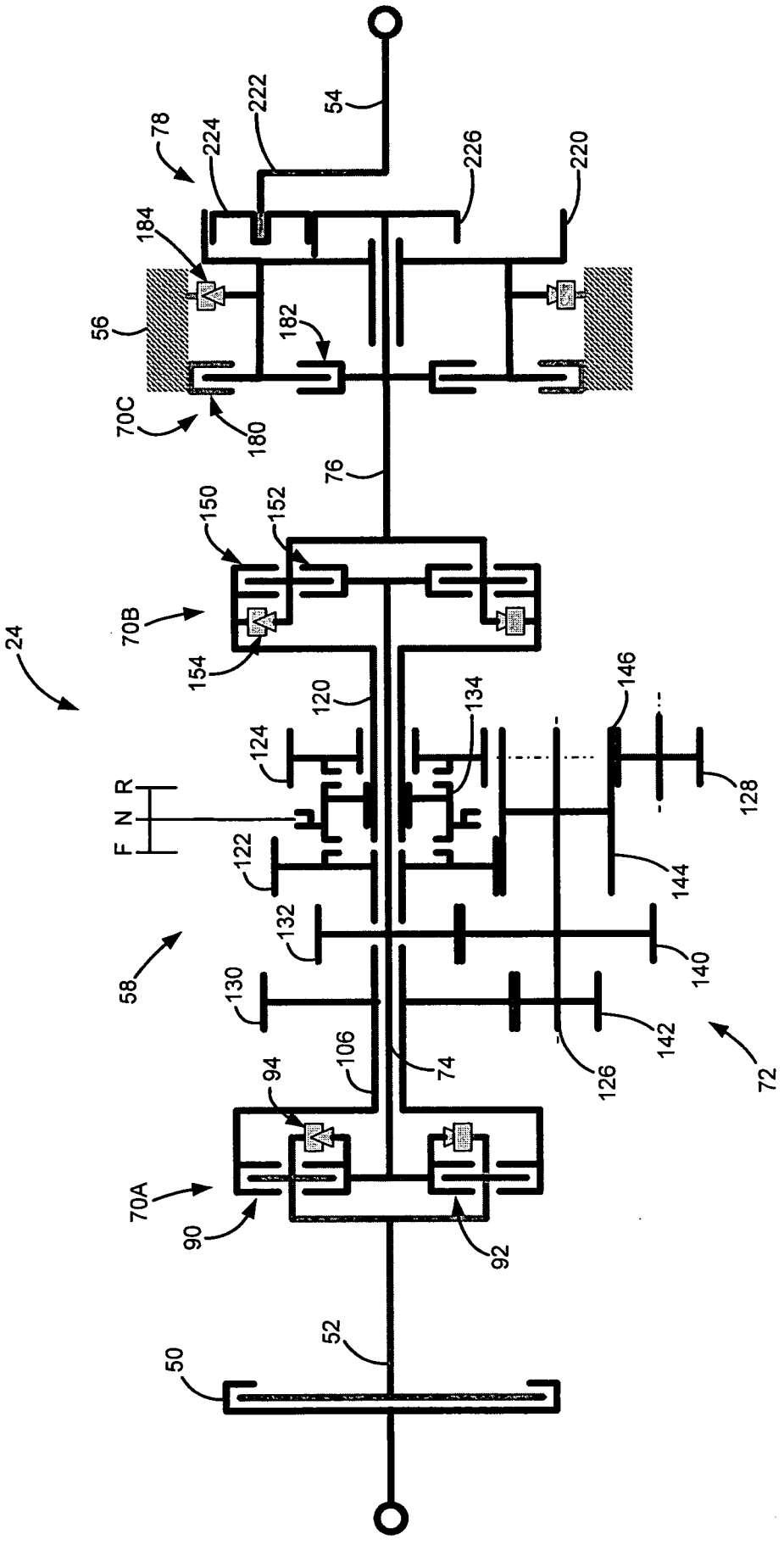

24
78
224
222
54
226
220
184
56
182
70C
180
76
150
152
70B
154
120
134
146
124
128
F N R
122
144
132
140
58
130
142
72
106
74
126
94
70A
90
92
52
50

Fig. 2

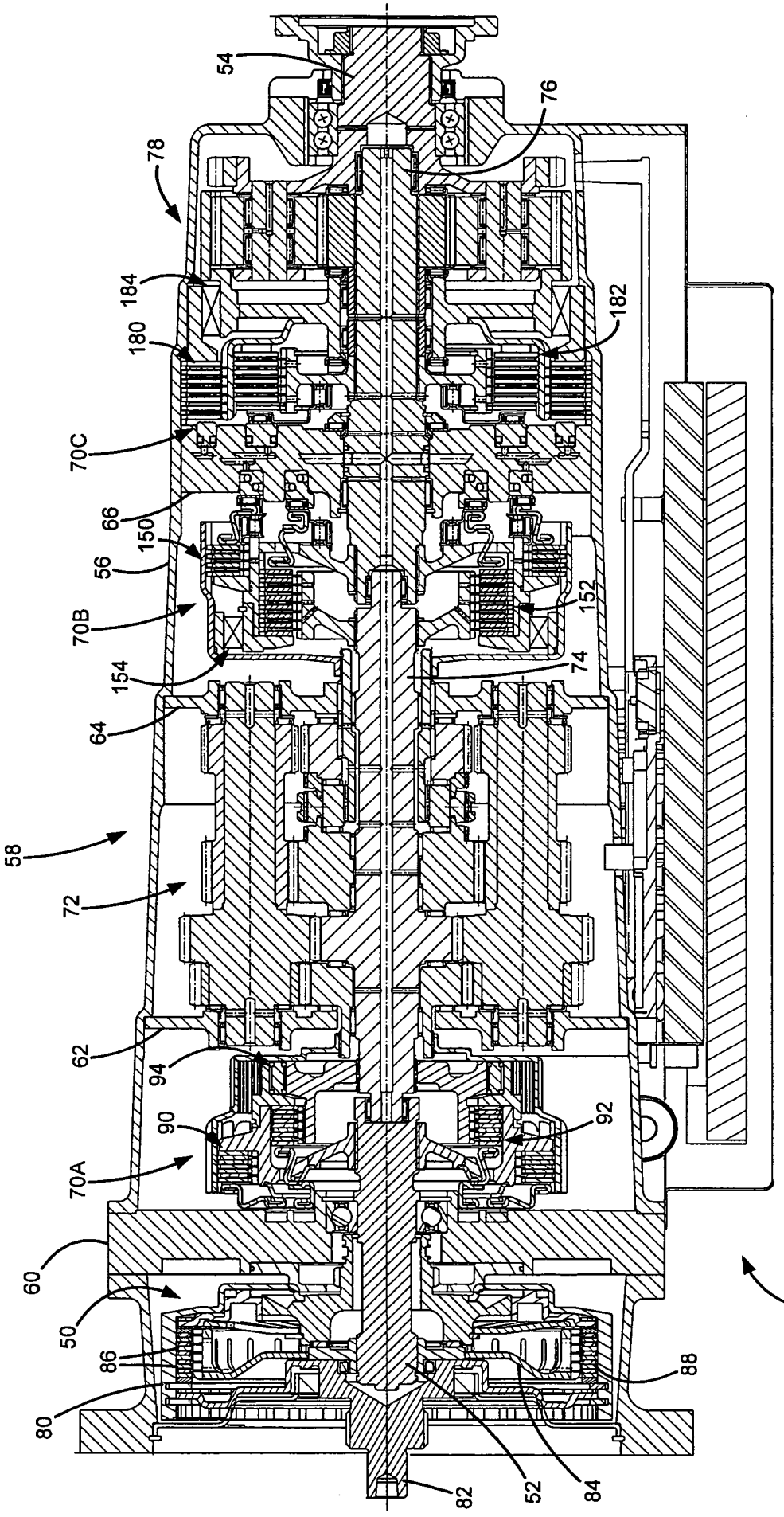

54
76
78
184
180
182
70C
66
150
56
152
70B
74
154
64
58
72
62
94
90
92
70A
60
50
86
88
80
82
52
84
24

Fig. 3

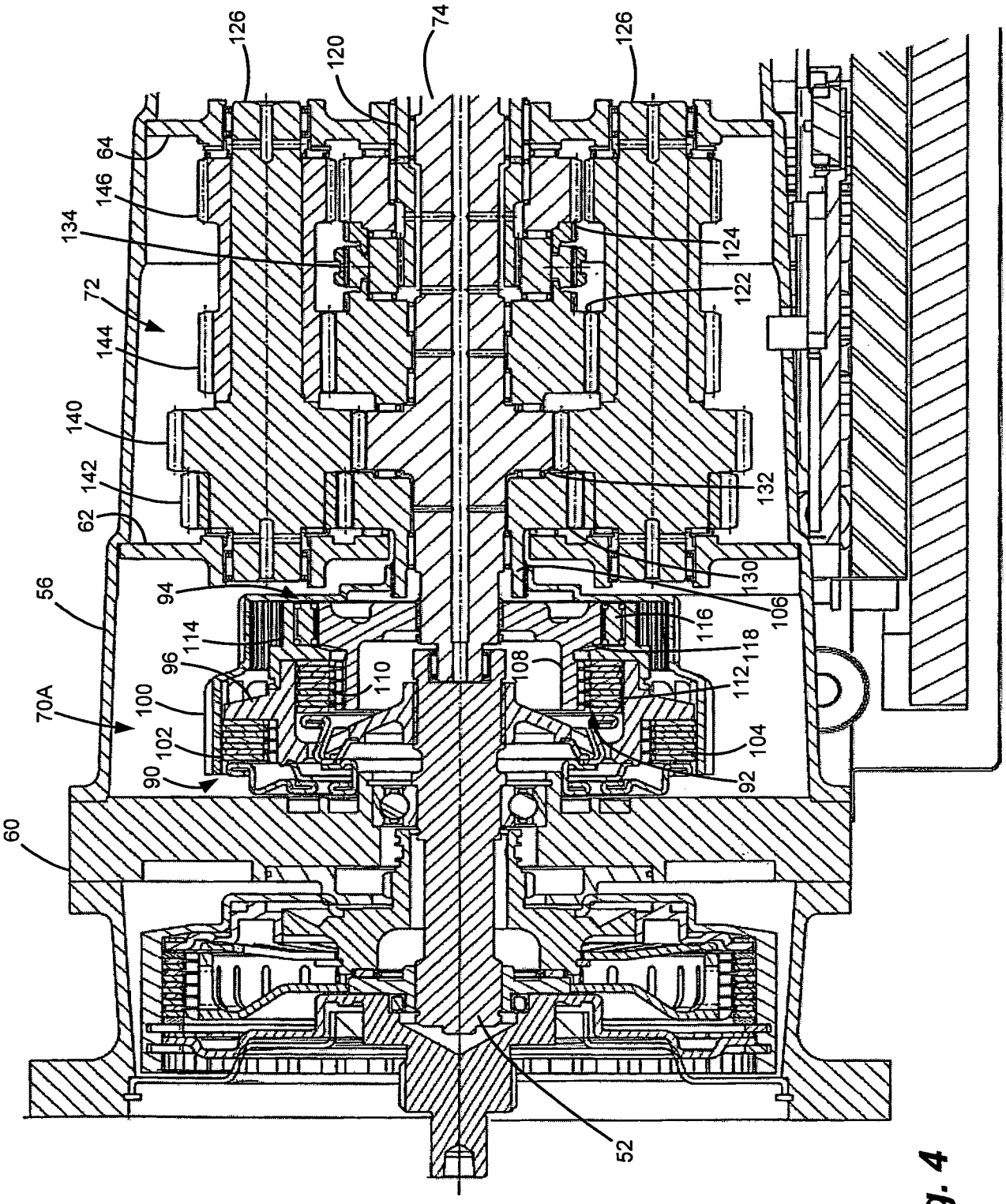

126
120
74
126
64
146
134
124
72
122
144
140
132
142
62
130
56
94
106
116
114
118
96
110
108
112
70A
100
102
104
90
92
60
52

Fig. 4

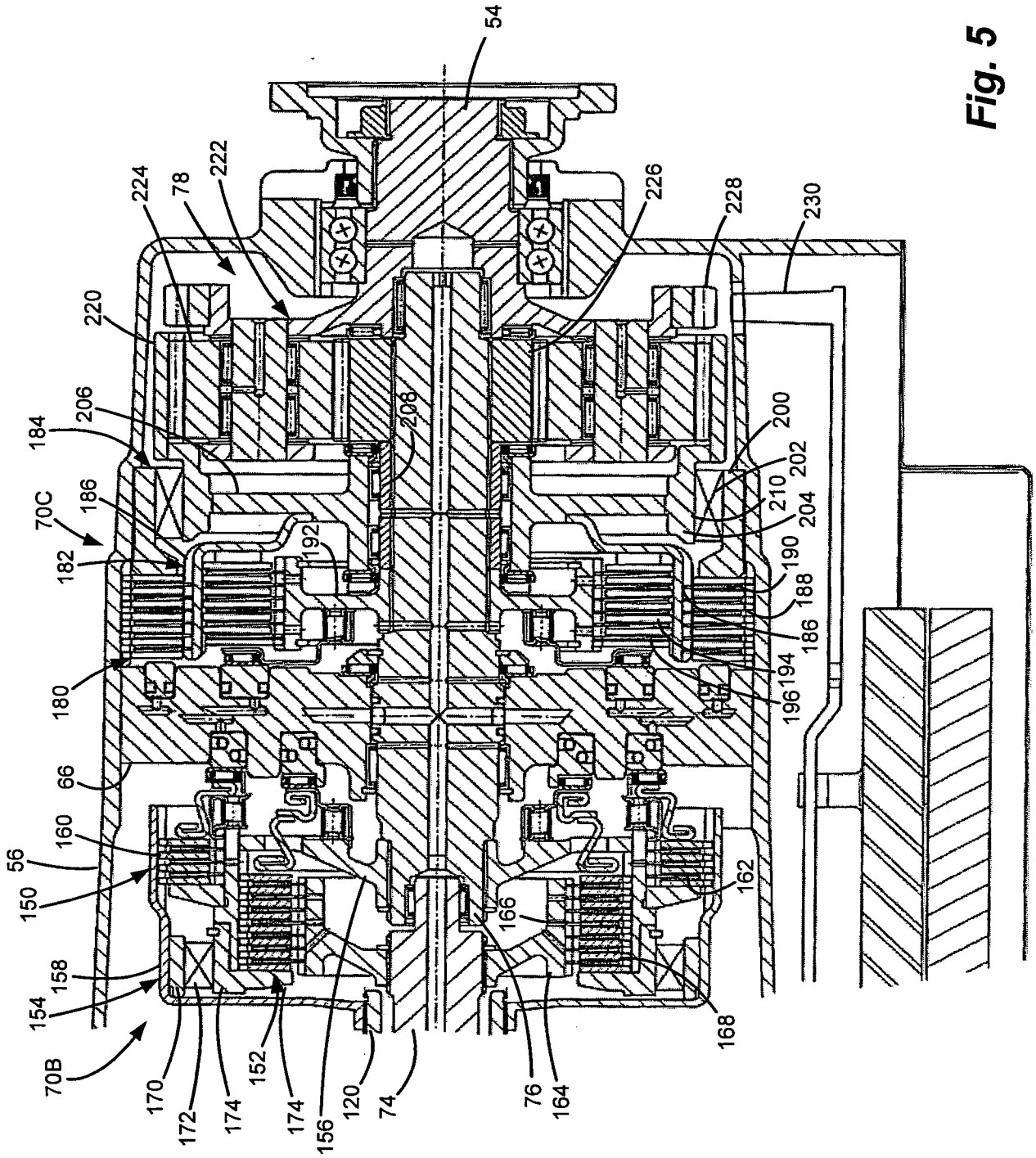

54
224
78
222
226
228
230
220
206
184
208
200
202
210
204
70C
186
182
192
190
188
186
180
194
196
66
160
56
150
162
166
158
154
168
70B
170
172
174
152
174
156
120
74
76
164

Fig. 5

	1. SA (70A)		2. SA (70B)		3. SA (70C)			
Gang	1. RK (90)	2. RK (92)	1. RK (150)	2. RK (152)	1. RK (180)	2. RK (182)	SM (134)	Verhältnis
G	o	x	x	o	x	o	F	6.982
1	x	o	x	o	x	o	F	5.043
2	o	x	o	x	x	o	F (N,R)	3.647
3	x	o	o	x	x	o	F (N,R)	2.634
4	o	x	x	o	o	x	F	1.915
5	x	o	x	o	o	x	F	1.383
6	o	x	o	x	o	x	F (N,R)	1.000
7	x	o	o	x	o	x	F (N,R)	0.722
N	o (x)	x (o)	x (o)	o	o (x)	x (o)	N	-
N - Hillhold	o (x)	x (o)	x (o)	o	x	x	N	-
ORR	o	x	x	o	x	o	R	-6.110
RG	x	o	x	o	x	o	R	-4.412

x	betätigt
o	nicht betätigt
(..)	alternativ

Fig. 6

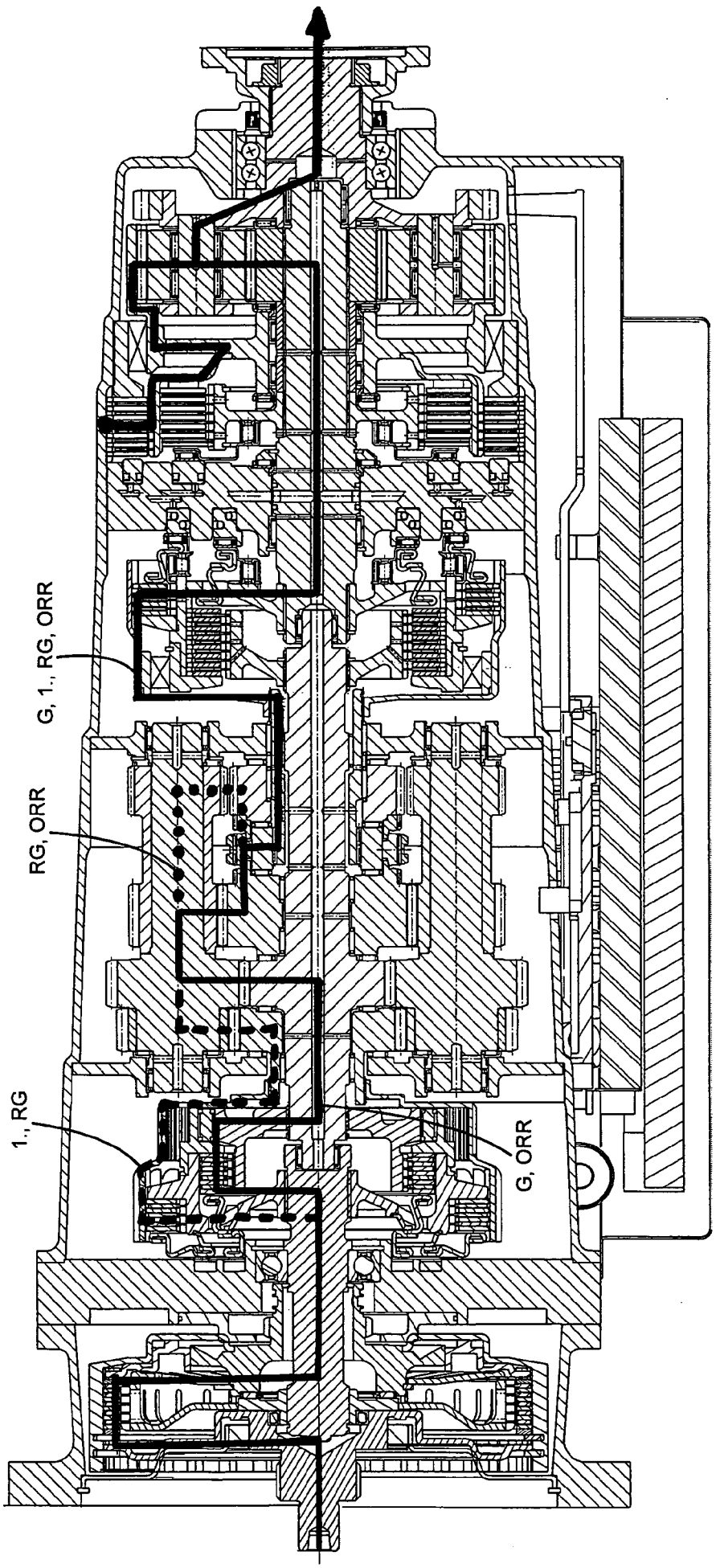


Fig. 7

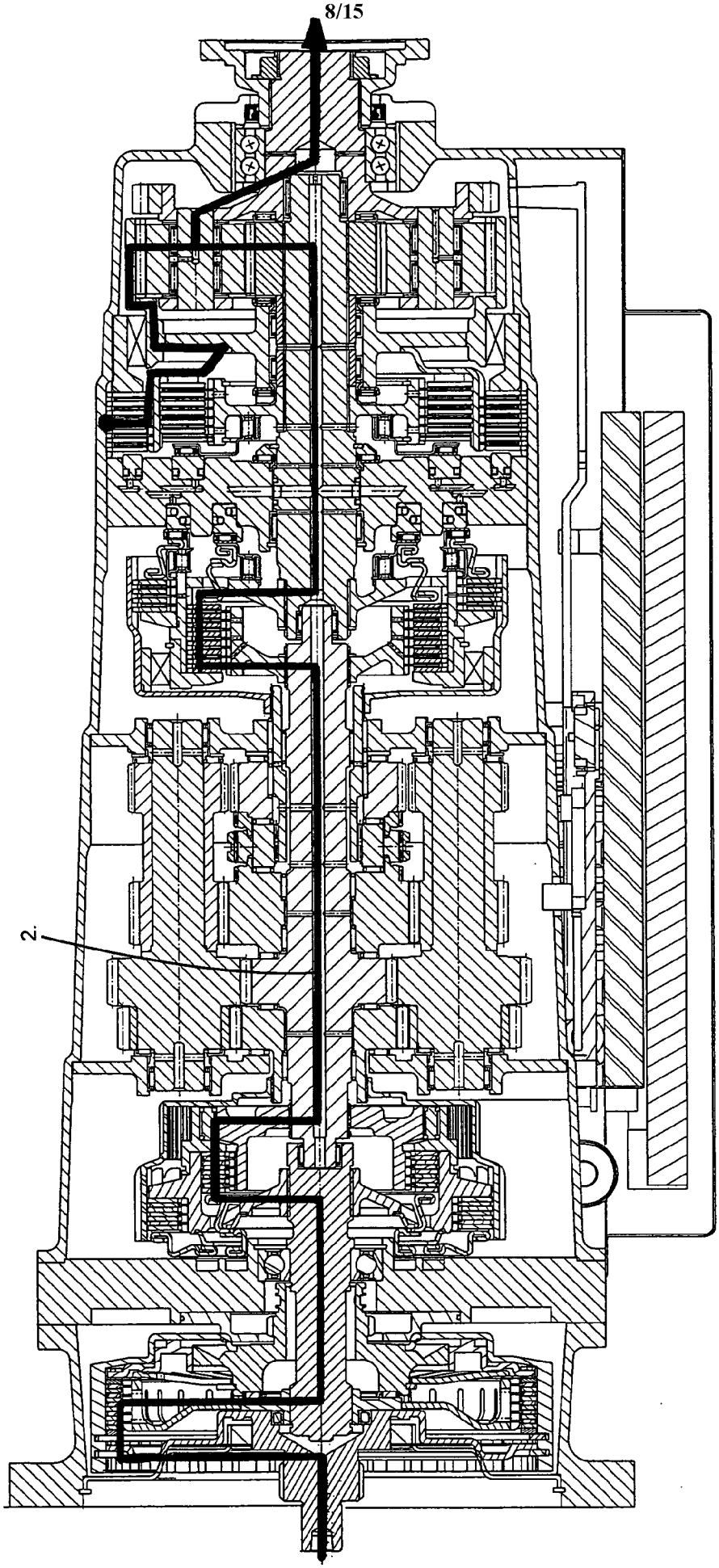


Fig. 8

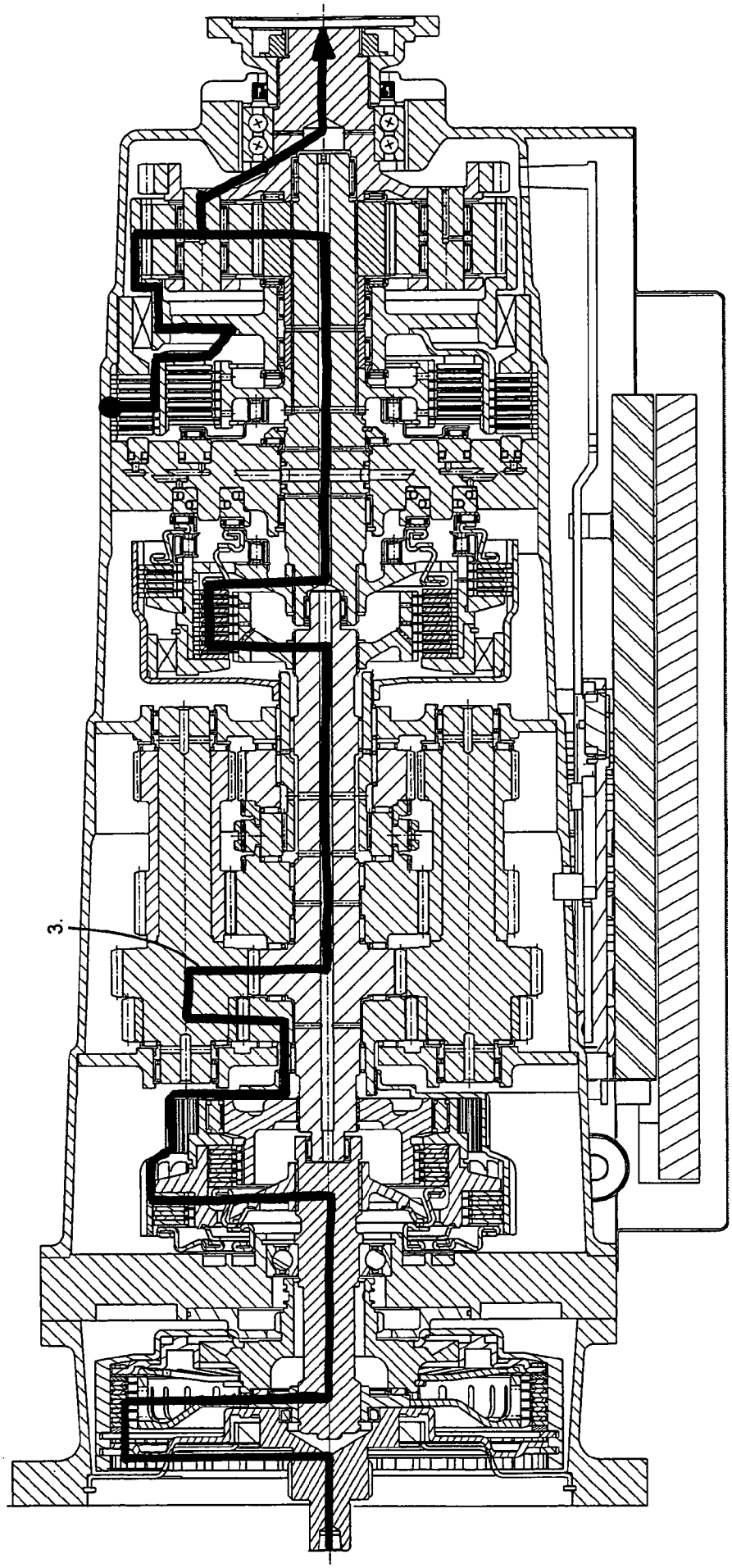


Fig. 9

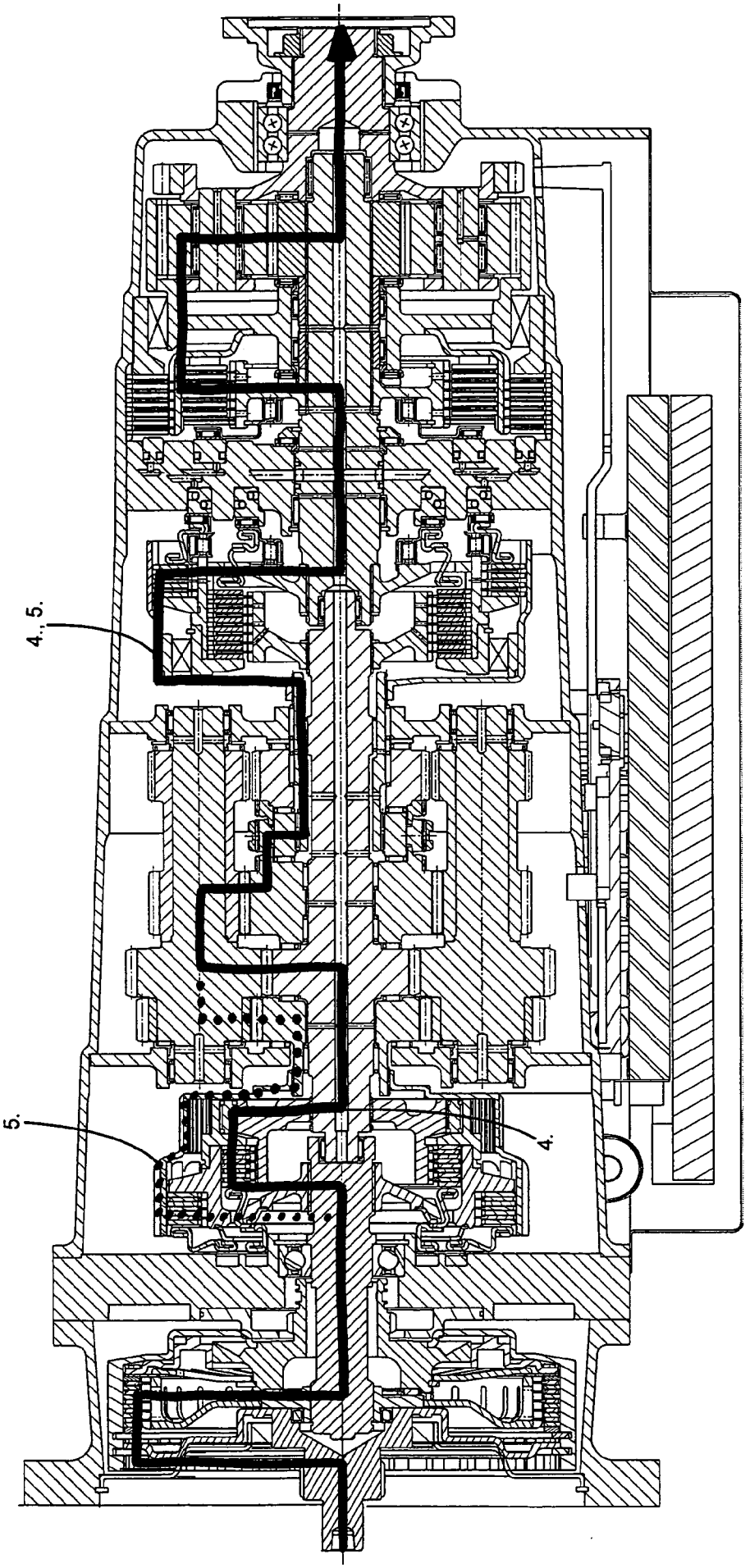


Fig. 10

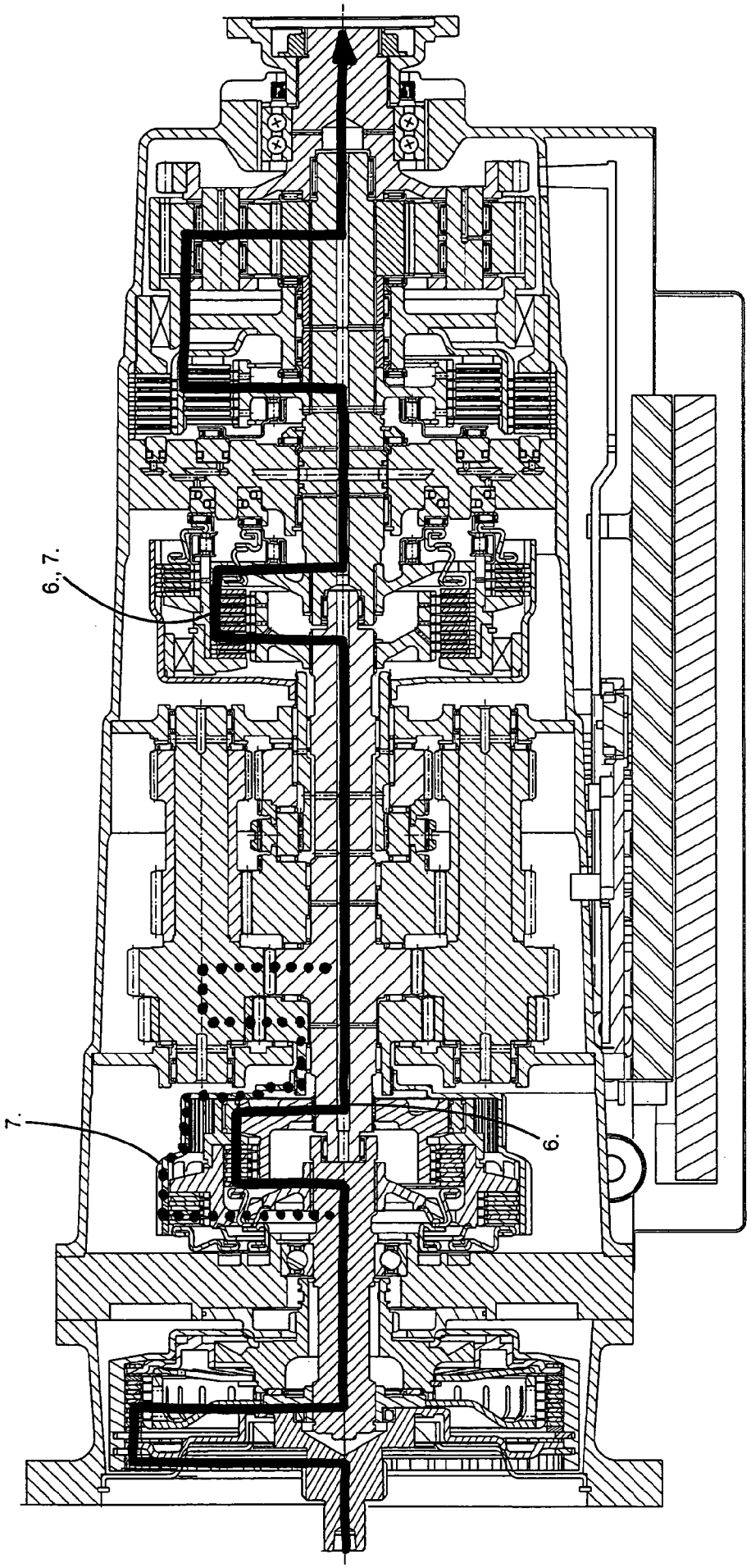


Fig. 11

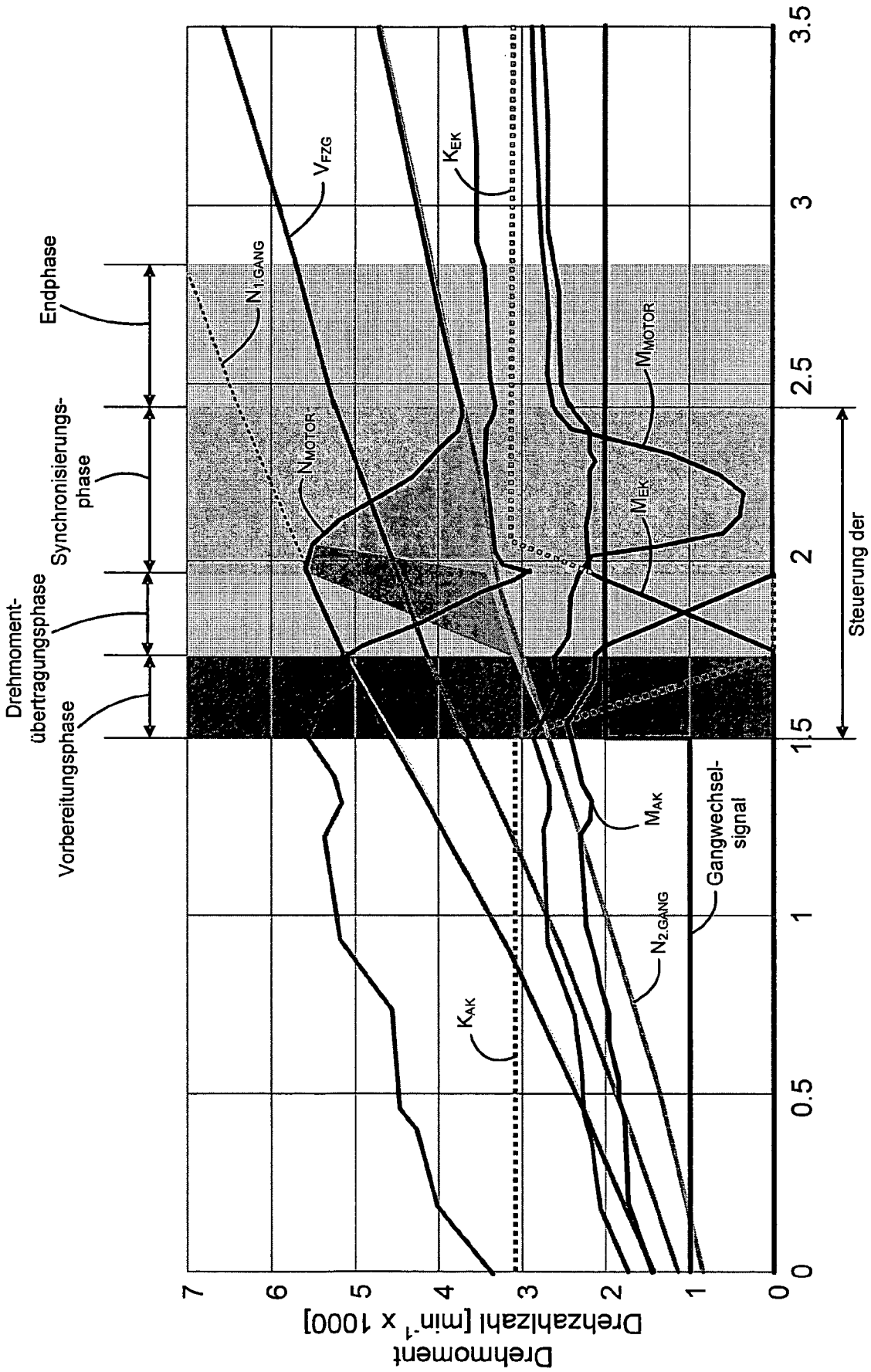

Drehmoment
Drehzahl [min-1 x 1000]
Zeit [s]
Vorbereitungsphase
Drehmoment-übertragungsphase
Synchronisierungs-phase
Endphase
Steuerung der Hauptkupplung
VFZG
KEK
N1.GANG
NMOTOR
MMOTOR
MEK
MAK
KAK
N2.GANG
Gangwechsel-signal

Fig. 12

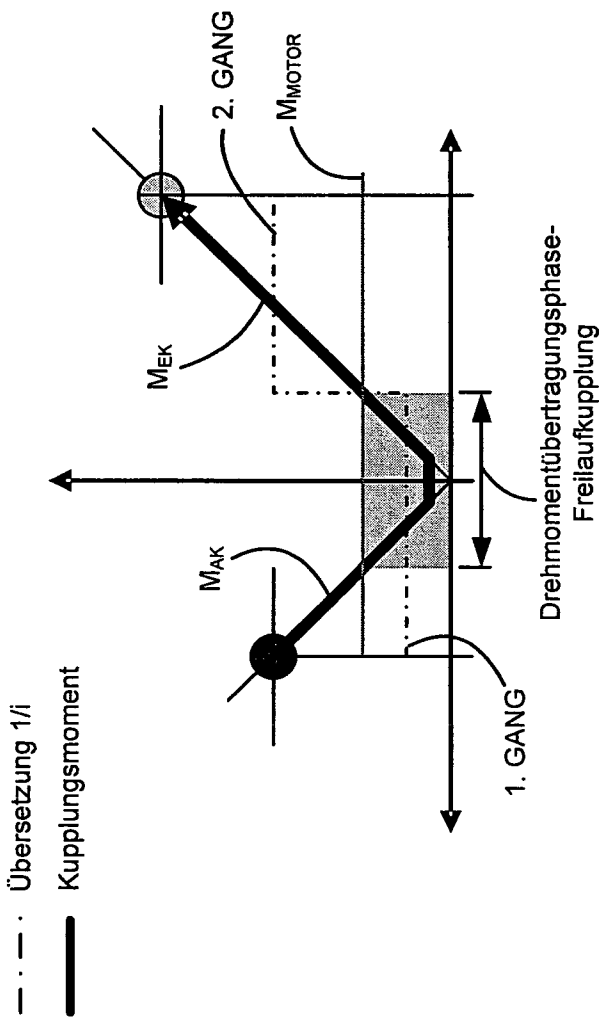

Übersetzung 1/i
Kupplungsmoment
2. GANG
M_{MOTOR}
M_{EK}
M_{AK}
1. GANG
Drehmomentübertragungsphase-
Freilaufkupplung

Fig. 13

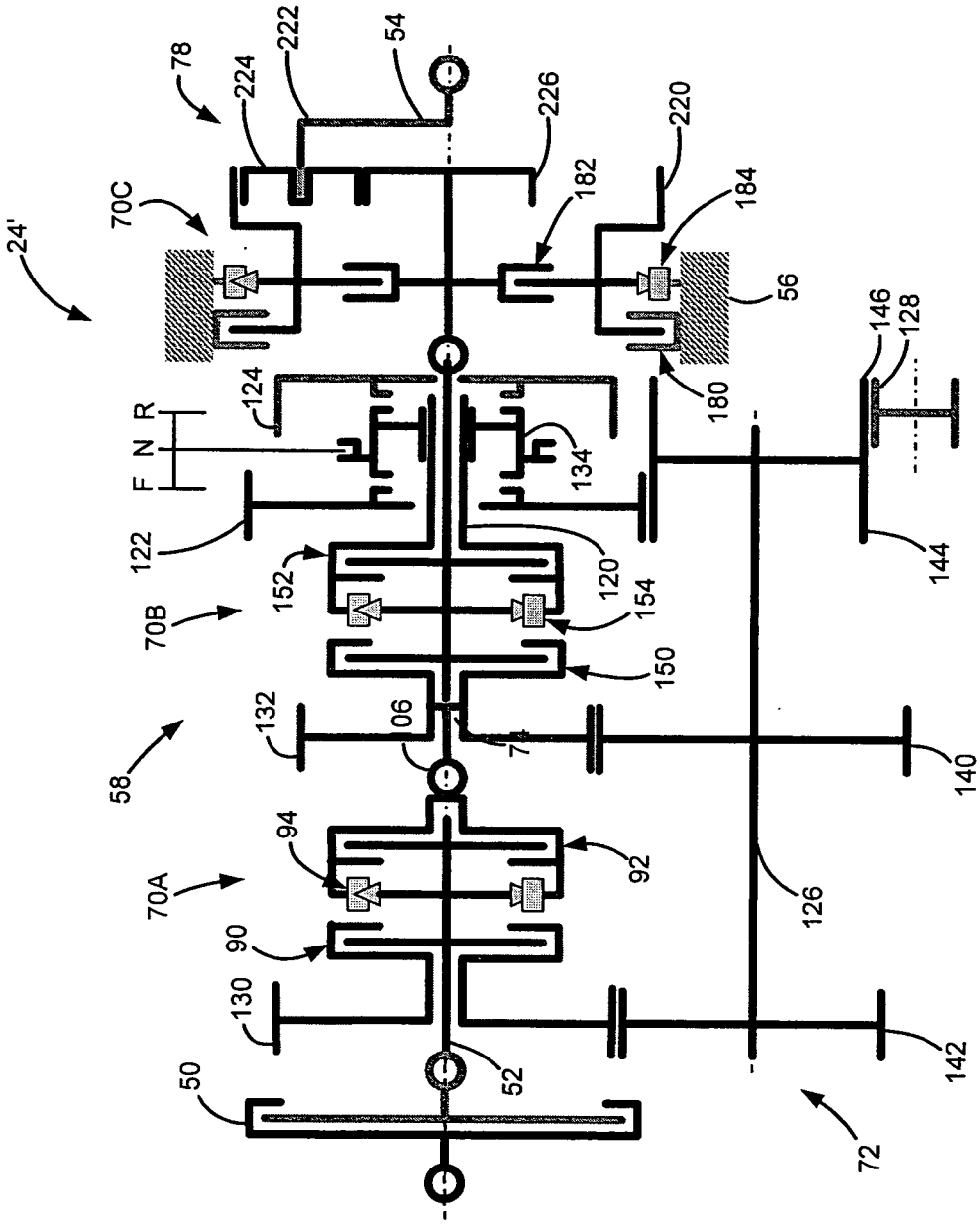

24'
78
224
222
54
226
220
70C
182
184
56
180
146
128
124
F N R
134
122
144
120
152
154
70B
150
132
106
140
58
94
92
70A
126
90
130
142
50
52
72

Fig. 14

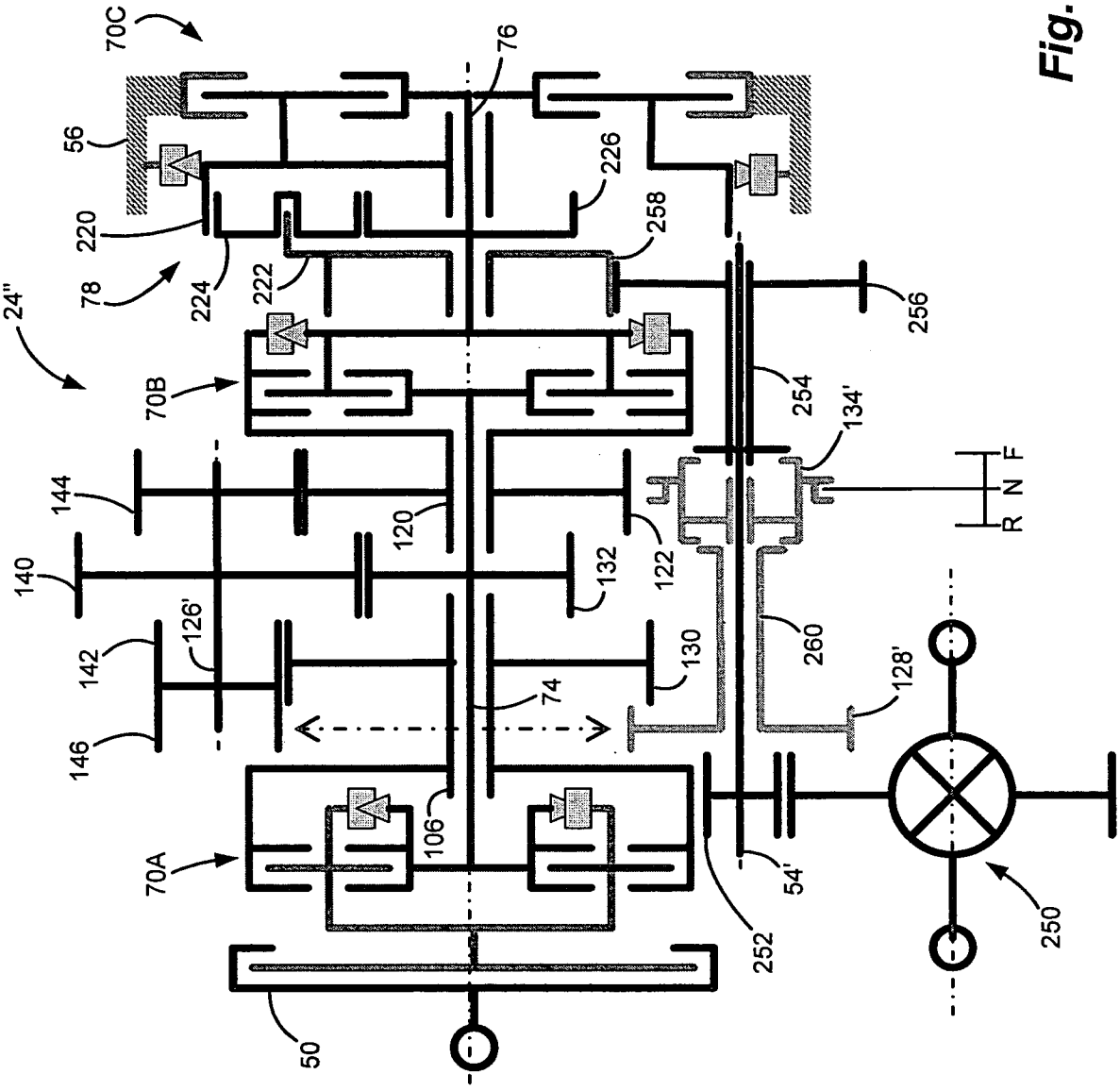

70C
76
56
220
78
224
222
226
258
256
24"
70B
254
134'
144
120
122
R N F
140
132
126'
142
130
260
128'
74
146
106
70A
54'
252
250
50

Fig. 15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2007/006944

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H3/10

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	US 5 403 248 A (ANDO MASAHIKO [JP] ET AL) 4 April 1995 (1995-04-04) column 1, line 14 - column 2, line 45; figure 2	1-15
A	US 6 174 262 B1 (OHTA TAKASHI [JP] ET AL) 16 January 2001 (2001-01-16) abstract; figure 4	1,15
A	US 3 979 973 A (KLAUE HERMANN) 14 September 1976 (1976-09-14) the whole document	1-15
A	EP 1 411 269 A (GEN MOTORS CORP [US]) 21 April 2004 (2004-04-21) cited in the application the whole document	1-15

☐ 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	Date of mailing of the international search report
26 November 2007	04/12/2007

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
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	Revilla, Xavier

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/EP2007/006944

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 5403248 A	04-04-1995	JP 5157166 A	22-06-1993
US 6174262 B1	16-01-2001	JP 2000120859 A	28-04-2000
US 3979973 A	14-09-1976	NONE	
EP 1411269 A	21-04-2004	US 2004077453 A1	22-04-2004

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2007/006944

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H3/10

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter 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)
EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 5 403 248 A (ANDO MASAHIKO [JP] ET AL) 4. April 1995 (1995-04-04) Spalte 1, Zeile 14 - Spalte 2, Zeile 45; Abbildung 2	1-15
A	US 6 174 262 B1 (OHTA TAKASHI [JP] ET AL) 16. Januar 2001 (2001-01-16) Zusammenfassung; Abbildung 4	1,15
A	US 3 979 973 A (KLAUE HERMANN) 14. September 1976 (1976-09-14) das ganze Dokument	1-15
A	EP 1 411 269 A (GEN MOTORS CORP [US]) 21. April 2004 (2004-04-21) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument	1-15

☐ 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	Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
26. November 2007	04/12/2007

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde	Bevollmächtigter Bediensteter
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	Revilla, Xavier

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2007/006944

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 5403248 A	04-04-1995	JP 5157166 A	22-06-1993
US 6174262 B1	16-01-2001	JP 2000120859 A	28-04-2000
US 3979973 A	14-09-1976	KEINE	
EP 1411269 A	21-04-2004	US 2004077453 A1	22-04-2004