

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
11. November 2004 (11.11.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/097265 A1

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: F16H 61/12,
B60K 41/22 // F16H 103/14

CIE KG [DE/DE]; Hermann-Hagenmeyer Strasse, 74199
Untergruppenbach (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2004/001727

(72) Erfinder; und

(22) Internationales Anmeldedatum:

21. Februar 2004 (21.02.2004)

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): PETRZIK, Gunther
[DE/DE]; Hauptstrasse 42, 78112 St. Georgen (DE).

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(74) Anwälte: STEIL, Christian usw.; Witte, Weller & Partner,
Postfach 105 462, 70047 Stuttgart (DE).

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

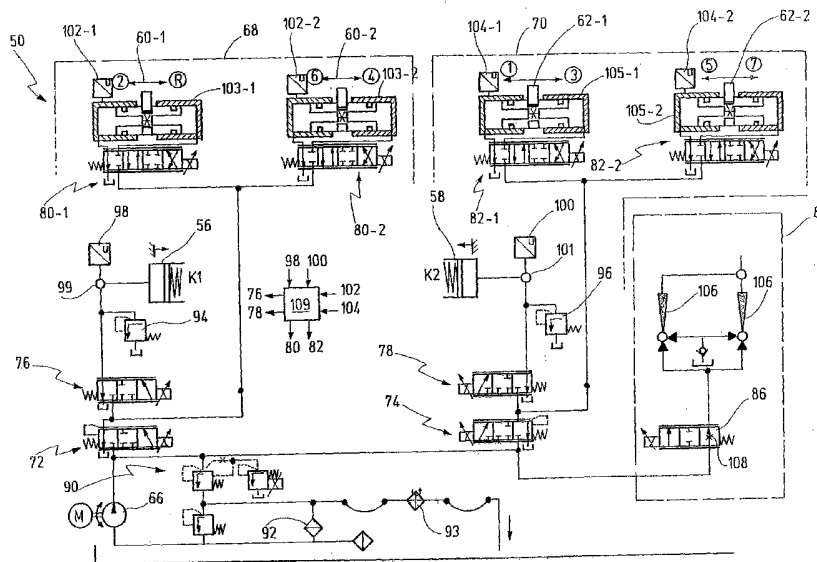
103 20 524.1 30. April 2003 (30.04.2003) DE

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

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC CIRCUIT FOR CONTROLLING A DRIVE CHAIN

(54) Bezeichnung: HYDRAULIKKREIS ZUR STEUERUNG EINES ANTRIEBSSTRANGES



(57) Abstract: The invention relates to a hydraulic circuit (50) for controlling a double-clutch gear box comprising to gear groups (52, 54), each group being provided with a separation clutch (K1, K2) and several clutch couplings (60, 62) for engaging and disengaging gears. For each drive group (52, 54), said hydraulic circuit comprises its own hydraulic branch (68, 70) which is connected respectively to a pump (66) by means of a safety valve (72, 74). Each hydraulic branch (68, 70) is provided with a clutch control valve (76, 78) for controlling the associated separation clutch (K1, K2) and with at least one gear-switch control valve (80, 82) for controlling the associated clutch couplings (60, 62). Each safety valve (72, 74) is embodied in the form of a proportional pressure control valve.

(57) Zusammenfassung: Es wird vorgeschlagen ein Hydraulikkreis (50) zur Steuerung das zwei Getriebegruppen (52f eines Doppelkupplungsgetriebes, 54) mit jeweils einer Trennkupplung (K1, K2) und mehreren Schaltkupplungen (60, 62) zum Ein- und Auslegen von Gangstufen e aufweist, wobei der Hydraulikkreis (50)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/097265 A1



MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

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, 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, IT, LU, MC, NL, PT,

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

für jede Getriebegrupp' (52, 54) einen eigenen Hydraulikzweig (68, 70) aufweist, die jeweils über ein Sicherheitsventil (72, 74) mit einer Pumpe (66) verbunden sind, und wobei jeder Hydraulikzweig (68, 70) jeweils ein Kupplungssteuerventil (76, 78) zur Steuerung der zugeordneten Trennkupplung (K1, K2) und wenigstens ein Schaltsteuerventil (80, 82) zur Steuerung der zugeordneten Schaltkupplungen (60, 62) aufweist. Dabei sind die Sicherheitsventile (72, 74) jeweils als proportionale Druckregelventile ausgebildet.

Hydraulikkreis zur Steuerung eines Antriebsstranges

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Hydraulikkreis zur Steuerung eines Antriebsstranges eines Kraftfahrzeugs und betrifft insbesondere einen Hydraulikkreis zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes, das zwei Getriebegruppen mit jeweils einer Trennkupplung und mehreren Schaltkupplungen zum Ein- und Auslegen von Gangstufen aufweist, wobei der Hydraulikkreis für jede Getriebegruppe einen eigenen Hydraulikzweig aufweist, die jeweils über ein Sicherheitsventil mit einer Pumpe verbunden sind, und wobei jeder Hydraulikzweig jeweils ein Kupplungssteuerventil zur Steuerung der zugeordneten Trennkupplung und wenigstens ein Schaltsteuerventil zur Steuerung der zugeordneten Schaltkupplungen aufweist.

Ein solcher Hydraulikkreis ist bekannt aus der DE 101 34 115 A1.

Doppelkupplungsgetriebe sind seit langem bekannt. In jüngerer Zeit besteht jedoch wieder ein größeres Interesse an Doppelkupplungsgetrieben, da die überschneidende Ansteuerung der zwei Kupplungen zum zugkraftunterbrechungsfreien Gangwechsel heutzutage regelungstechnisch leichter beherrschbar ist. Dies gilt insbesondere bei solchen Doppelkupplungsgetrieben, die als Trennkupplungen nasse Lamellenkupplungen verwenden.

Generell bieten Doppelkupplungsgetriebe einen guten Kompromiss zwischen hohem Komfort und hohem Wirkungsgrad. Durch die überschneidende Betätigung der zwei Trennkupplungen ist, wie gesagt, das Wechseln von Gängen ohne Unterbrechung der Zugkraft möglich. Dies ist beispielsweise bei herkömmlichen automatisierten Schaltgetrieben generell nicht möglich. Zum anderen bieten Doppelkupplungsgetriebe einen höheren Wirkungsgrad als beispielsweise klassische Wandler-Automatikgetriebe, da Doppelkupplungsgetriebe einen energiezehrenden hydrodynamischen Wandler benötigen.

Aus der eingangs genannten DE 101 34 115 A1 ist ein Hydraulikkreis zur Steuerung eines solchen Doppelkupplungsgetriebes bekannt. Dabei ist der Hydraulikkreis in zwei Zweige für die zwei Getriebegruppen aufgeteilt. Jeder Zweig weist eingangsseitig ein Vorsteuerventil in Form eines nicht-proportionalen Wegeventils auf. Das Vorsteuerventil besitzt eine sicherheitsrelevante Funktion, da es ermöglicht, die jeweils nicht aktive Getriebegruppe vollständig „abzuschalten“.

Jeder Zweig weist ein Stromventil mit fester Drosslung zur Steuerung eines Zylinders zur Betätigung der zugeordneten Trennkupplung auf. Jede Getriebegruppe weist zwei Schaltstangen

zur Betätigung zugeordneter Schaltkupplungen auf. Zur Betätigung der Schaltstangen weist jeder Hydraulikzweig ein proportionales Druckventil pro Schaltstange auf. Die proportionalen Druckventile und das Stromventil sind mit der Ausgangsseite des Sicherheitswegeventils verbunden.

Ferner ist zwischen den proportionalen Druckventilen und den vier Schaltstangen eine zentrale Wegeventilvorrichtung in Form eines Multiplexventils vorgesehen.

Die bekannte Hydraulikkreisanordnung hat diverse Nachteile. So weist der bekannte Hydraulikkreis eine vergleichsweise große Anzahl an Ventilen auf. Das Verwenden von Stromventilen zur Steuerung der Trennkupplungen bedingt eine regelungstechnisch schwer beherrschbare Ventilhysterese und eine hohe Ventildämpfung. So ist es generell möglich, dass eine schwingende Ölsäule einen Ventilschieber eines solchen Ventils anregt, so dass in der Regel eine hohe Dämpfung integriert werden muss. Dies führt zu Dynamikeinbußen.

Durch die Verwendung eines die beiden Hydraulikzweige koppelnden Multiplexventils ist bei dessen Ausfall das gesamte Doppelkupplungsgetriebe außer Funktion.

Generell ist es bei Hydraulikkreisen für Antriebsstränge von Kraftfahrzeugen schwierig, sicherheitsrelevante Einrichtungen hydraulisch zu betätigen. Dies liegt daran, dass aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen sich digitale Regelungen in der Regel verbieten, die parametrisierbar sind und eine hohe Regelgüte aufweisen.

Unter sicherheitsrelevanten Einrichtungen eines Antriebsstranges sind beispielsweise Trennkupplungen und Schaltkupplungen eines automatisierten Schaltgetriebes sowie eines Doppelkupplungsgetriebes zu verstehen, aber auch Variatoranordnungen für CVT-Getriebe und Toroidgetriebe.

Es ist demzufolge die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen verbesserten Hydraulikkreis zur Steuerung eines Antriebsstranges eines Kraftfahrzeugs anzugeben, und insbesondere einen verbesserten Hydraulikkreis zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes.

Die oben genannte Aufgabe wird bei dem eingangs genannten Hydraulikkreis zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes gemäß einem Aspekt der Erfindung dadurch gelöst, dass die Sicherheitsventile jeweils als proportionale Druckregelventile ausgebildet sind.

Hierdurch kann eine zweite Steuerebene eingerichtet werden. Die jeweils nachgeschalteten Ventilanordnungen des jeweiligen Zweiges können vereinfacht werden und es ergeben sich hierdurch auch sicherheitstechnisch gut beherrschbare Möglichkeiten zur Optimierung der Regelung der Trennkupplungen bzw. der Schaltkupplungen.

Die obige Aufgabe wird auf diese Weise vollkommen gelöst.

Gemäß einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung wird die obige Aufgabe bei dem eingangs genannten Hydraulikkreis zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes dadurch gelöst, dass die zwei Hydraulikzweige derart voneinander entkoppelt sind,

dass bei Ausfall eines beliebigen Elements der einen Getriebe-
gruppe oder eines Hydraulikzweiges das Fahrzeug mittels der
anderen Getriebe-Gruppe bzw. des anderen Hydraulikzweiges be-
dingt fahrbereit bleibt.

Durch die Entkopplung der zwei Hydraulikzweige kann erreicht
werden, dass jede Getriebe-Gruppe unabhängig von der anderen
Getriebe-Gruppe als eigenes Getriebe betrieben werden kann.
Falls eine Getriebe-Gruppe ausfällt (beispielsweise die Getrie-
be-Gruppe für die geraden Gänge 2, 4, 6, etc.), so ist das Dop-
pelkupplungsgetriebe mittels des erfindungsgemäßen Hydraulik-
kreises dennoch auf der Grundlage der anderen Getriebe-Gruppe
betreibbar, bei dem genannten Beispiel durch Verwendung der
Gänge 1, 3, 5, etc.

Somit ist es möglich, dass das Fahrzeug bedingt fahrbereit
bleibt, um beispielsweise eine Werkstatt anfahren zu können
oder ähnliches.

Ferner wird die obige Aufgabe gemäß einem dritten Aspekt der
vorliegenden Erfindung gelöst durch einen Hydraulikkreis zur
Steuerung eines Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges, mit
einem proportionalen Druckregelventil, das eingangsseitig an
eine Pumpe anschließbar ist, und einem digital geregelten pro-
portionalen Wegeventil, das eingangsseitig mit dem proportiona-
len Druckregelventil verbunden ist und das ausgangsseitig an
eine Aktuatoranordnung zur Betätigung einer sicherheitsrelevan-
ten Einrichtung des Antriebsstranges anschließbar ist.

Durch die serielle Kombination eines Druckregelventils und
eines nachgeschalteten, digital geregelten proportionalen Wege-

ventils können zwei Steuerebenen zur Betätigung der sicherheitsrelevanten Einrichtung realisiert werden. Das eingangsseitige proportionale Druckregelventil dient zum einen der Sicherheit und ist insbesondere als Druckbegrenzungsventil ausgebildet. Durch Abschalten des Druckregelventils kann die sicherheitsrelevante Einrichtung deaktiviert werden (in der Regel durch eine Fail-Safe-Anordnung).

Im Normalbetrieb wird das proportionale Druckregelventil dann vorzugsweise in der Sättigung betrieben, so dass ausgangsseitig im Wesentlichen der Nennhydraulikdruck zur Verfügung steht. Durch das digital geregelte proportionale Wegeventil wird eine zweite, innere Steuerebene eingerichtet. Durch die erhöhte Sicherheit des proportionalen Druckregelventils kann das proportionale Wegeventil digital geregelt werden.

Das Wegeventil besitzt keine Druckrückführung des Arbeitsanschlusses. Aus diesem Grund kann das Wegeventil nicht durch eine schwingende Ölsäule zu Schwingungen des Schiebers angeregt werden. Somit kann auf eine hohe Dämpfung verzichtet werden und ergibt sich eine hohe Dynamik. Ferner kann die digitale Regelung des Wegeventils im Wesentlichen hysteresefrei erfolgen. Schließlich ermöglicht eine digitale Regelung eine Parametrierung, so dass für unterschiedliche Betriebszustände Parameter des digitalen Reglers angepasst einstellbar sind, so dass die Regelgüte insgesamt stark ansteigt.

Insgesamt wird die obige Aufgabe somit vollkommen gelöst.

Insbesondere bei dem ersten und zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung betreffend einen Hydraulikkreis zur Steuerung eines

Doppelkopplungsgetriebes sind folgende vorteilhafte Ausgestaltungen möglich.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform sind die proportionalen Druckregelventile als druckbegrenzende Druckregelventile ausgebildet.

Hierdurch wird erreicht, dass der Hydraulikdruck in dem jeweiligen Hydraulikzweig nicht über einen bestimmten Maximalwert ansteigt. Die Sicherheit wird dadurch erhöht.

Gemäß einem weiteren vorteilhaften Ausführungsbeispiel ist wenigstens eines der Kupplungssteuerventile als proportionales Wegeventil ausgebildet.

Wegeventile ermöglichen im Gegensatz zu Druckregelventilen eine dynamischere und hysteresefreie Regelung.

Dies gilt insbesondere dann, wenn die Kupplungssteuerventile digital geregelt sind. Denn hierdurch ist auch eine Parametrierung der Regelparameter möglich. Ferner ist eine Korrektur und ein Einlernen der ventilspezifischen Eigenschaften möglich. Die Regelparameter können beispielsweise eingestellt werden anhand von Offsetstrom, Temperatur, Kupplungsverschleiß, Reibungsverhältnisse, Druckverhältnisse.

Dabei ist es besondere bevorzugt, wenn ein Sensor für eine der jeweiligen Trennkupplung zugeordnete physikalische Größe vorgesehen ist, dessen Ausgang abgetastet und einem digitalen Regler zugeführt wird.

Die physikalische Größe kann bei der Trennkupplung insbesondere der Druck sein.

Durch die Kombination des proportionalen Druckregelventils als eingangsseitiges Sicherheitsventil und eines digital geregelten Wegeventils ergeben sich zwei Steuerebenen. Dies erst ermöglicht die Nutzung der digitalen Regelung im Kraftfahrzeug. Bei manchen Ausfällen bleibt die Steuerbarkeit des jeweiligen Hydraulikzweiges bzw. der Getriebegruppe erhalten, beispielsweise bei Ausfall der digitalen Druckregelung.

Da das Druckregelventil vorzugsweise so betrieben wird, dass im Nennbetrieb das Ventil voll geöffnet ist, können keine regelungstechnischen Schwingungen im Nennbetrieb auftreten, so dass keine hohe Dämpfung erforderlich ist.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist zwischen die Kupplungssteuerventile und Aktuatoren zur Betätigung der Trennkupplungen jeweils ein Druckbegrenzungsventil geschaltet.

Das weitere Druckbegrenzungsventil erhöht die Betriebssicherheit nochmals.

Dabei ist es von besonderem Vorzug, wenn die den Aktuatoren der Trennkupplungen vorgeschalteten Druckbegrenzungsventile derart gekoppelt sind, dass ein gleichzeitiger Reibschluss der zwei Trennkupplungen ausgeschlossen ist.

Hierdurch wird die Sicherheit des Hydraulikkreises nochmals erhöht. Beispielsweise kann die Kopplung erfolgen, indem die Druckbegrenzungsventile als Differenzdruckregelventile ausge-

bildet werden, deren Anschlüsse über Kreuz miteinander verbunden sind.

Insgesamt ist es ferner bevorzugt, wenn wenigstens eines der Schaltsteuerventile als proportionales Wegeventil ausgebildet ist.

Auch hierbei gilt, dass das proportionale Wegeventil sich digital regeln lässt, wobei die Steuergröße bei den Schaltkupplungen in der Regel der Schaltweg ist. Generell ergeben sich jedoch die gleichen Vorteile wie bei einer digitalen Regelung des proportionalen Wegeventils für die Trennkupplung.

Gemäß einer Ausführungsform der Erfindung sind die Gangstufen einer jeden Getriebegruppe mittels wenigstens zwei einzelner Schaltstangen schaltbar, wobei der zugeordnete Hydraulikzweig für jede Schaltstange wenigstens ein proportionales Wegeventil als Schaltsteuerventil aufweist.

Diese Ausführungsform ermöglicht eine individuelle Betätigung der jeweiligen Schaltkupplungen bzw. Schaltkupplungspakete, also die übliche Kombination aus zwei Schaltkupplungen, mittels der einzelnen Schaltstangen. Allerdings ist hierbei in der Regel eine mechanische Verriegelung der Schaltstangen gegeneinander erforderlich.

Gemäß einer ersten alternativen Ausführungsform sind die Gangstufen einer jeden Getriebegruppe mittels einer Schaltwelle schaltbar, wobei der zugeordnete Hydraulikzweig für jede Schaltwelle wenigstens ein proportionales Wegeventil als

Schaltsteuerventil aufweist und wenigstens einen Wählaktuator für Wählbewegungen der Schaltwelle aufweist.

Eine derartige Anordnung kann als Doppel-H-Anordnung bezeichnet werden. Jeder Getriebegruppe ist lediglich eine Schaltwelle zugeordnet, wobei in der Regel eine axiale Bewegung der Schaltwelle zum Schalten herangezogen wird und ein Verdrehen der Schaltwelle zum Wählen der jeweiligen Schaltkupplungspakete.

Dabei ist von besonderem Vorteil, dass der Wählaktuator besonders einfach ausgebildet werden kann. Beispielsweise kann der Wählaktuator ein einfach wirkender Hydraulikzylinder sein, der sich mittels eines einfachen Wegeventils (nicht proportional) ansteuern lässt. Alternativ ist es auch möglich, den Wählaktuator magnetisch oder elektromechanisch zu betätigen oder ähnliches.

Vorzugsweise weist jeder Hydraulikzweig ein Wählsteuerventil für den jeweiligen Wählaktuator auf.

Hierdurch ergibt sich eine strikte Trennung zwischen den zwei Hydraulikzweigen.

Alternativ hierzu ist für die zwei Hydraulikzweige ein einzelnes gemeinsames Wählsteuerventil für die Wählaktuatoren vorgesehen.

Hierdurch vereinfacht sich der Ventilaufwand.

Gemäß einer weiteren alternativen Ausführungsform sind die Gangstufen einer Getriebegruppe jeweils mittels einer Schaltwalze betätigbar.

Bei dieser Ausführungsform ist pro Getriebegruppe eine Schaltwalze vorgesehen. Auch die Schaltwalze kann mittels eines digital geregelten proportionalen Wegeventils betätigt werden, mit den oben genannten Vorteilen.

Insgesamt ist es außerdem von Vorteil, wenn an die Pumpe ferner ein Niederdruckkreis zur Kühlung bzw. Schmierung über ein Zentralventil angeschlossen ist.

Durch diese Maßnahme ist es möglich, auch den Niederdruckkreis an eine zentrale Pumpe anzuschließen, die auch zur Versorgung der Hochdruckhydraulikzweige dient.

Dabei ist es von besonderem Vorteil, wenn das Zentralventil ein proportionales Wegeventil ist.

Hierdurch lässt sich der für den Niederdruckkreis zur Verfügung stehende Druck an die sonstigen Betriebsverhältnisse auf einfache Weise anpassen. Beispielsweise kann die Versorgung des Niederdruckkreises kurzfristig unterbrochen werden, wenn ein hoher Volumenstrom für Kupplungsbetätigungen zur Verfügung stehen muss.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn das Zentralventil für den Niederdruckkreis eine Schaltstellung aufweist, bei der der Niederdruckkreis über eine Blende mit der Pumpe verbunden ist.

Durch diese Maßnahme kann in jener Schaltstellung dauerhaft ein verminderter Volumenstrom für den Niederdruckkreis zur Schmierung bzw. Kühlung zur Verfügung gestellt werden. Daher bietet sich an, diese Schaltstellung als Fail-Safe-Stellung auszugestalten.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn der Niederdruckkreis wenigstens eine Strahlpumpe aufweist.

Auf diese Weise lässt sich auch bei einem vergleichsweise geringen Volumenstrom aus dem Zentralventil ein hoher Volumenstrom zur Kühlung bzw. Schmierung einrichten.

Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine schematische Darstellung einer ersten Ausführungsform eines Hydraulikkreises zur Steuerung eines Antriebsstranges für ein Kraftfahrzeug gemäß dem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 2 ein Blockschaltbild eines Hydraulikkreises für ein Doppelkupplungsgetriebe gemäß dem ersten und dem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung;

- Fig. 3 ein hydraulisches Schaltbild eines Hydraulikkreises gemäß dem ersten und dem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 4 eine Abwandlung des Hydraulikkreises der Fig. 3;
- Fig. 5 ein hydraulisches Schaltbild einer alternativen Anordnung zur Schaltsteuerung;
- Fig. 6 ein hydraulisches Schaltbild einer weiteren alternativen Anordnung zur Schaltsteuerung;
- Fig. 7 ein hydraulisches Schaltbild einer weiteren alternativen Anordnung zur Schaltsteuerung; und
- Fig. 8 eine Abwandlung der Anordnung von Fig. 7.

In Fig. 1 ist in schematischer Form ein Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug 10 dargestellt.

Der Antriebsstrang weist einen Verbrennungsmotor 12, ein Getriebe 14, ein Differential 16 und angetriebene Räder 18 auf.

Zur Steuerung des Antriebsstranges, insbesondere des Getriebes 14, ist ein Hydraulikkreis 20 vorgesehen. Von dem Hydraulikkreis 20 ist lediglich ein Ausschnitt gezeigt, der zur Steuerung einer sicherheitsrelevanten Einrichtung 22 des Getriebes 14 dient.

Die sicherheitsrelevante Einrichtung kann beispielsweise eine Trennkupplung oder eine Schaltkupplung eines automatisierten Schaltgetriebes oder eines Doppelkupplungsgetriebes sein. Es kann sich jedoch auch um einen Variator eines CVT-Getriebes oder einen Variator eines Toroid-Getriebes oder ähnliches handeln.

Unter sicherheitsrelevanter Einrichtung ist im vorliegenden Zusammenhang jede Einrichtung des Getriebes 14 zu verstehen, deren Fehlbetätigung die Sicherheit des Betriebes des Kraftfahrzeuges 10 beeinträchtigen kann.

In Fig. 1 ist ferner eine zentrale Steuereinrichtung 24 gezeigt, die den Hydraulikkreis 20 und gegebenenfalls weitere Einrichtungen des Antriebsstranges und/oder des Fahrzeuges steuert.

Der Hydraulikkreis 20 weist eine Pumpe 30 auf, die motorbetrieben ist und aus einem Tank 32 versorgt wird.

An die Pumpe 30 ist ein proportionales Druckregelventil angeschlossen. An den Ausgang des proportionalen Druckregelventils ist ein proportionales Wegeventil 36 angeschlossen, das ausgangsseitig mit einem Aktuator der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22 verbunden ist.

Mittels eines Sensors 38 wird eine physikalische Größe der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22 gemessen, beispielsweise der Druck im Inneren einer Lamellenkupplung, der Weg einer Schaltkupplung, oder ähnliches.

Die von dem Sensor 38 ermittelte physikalische Größe wird mittels eines A/D-Wandlers 40 abgetastet und einem digitalen Regler 42 zugeführt. Der digitale Regler kann ein P-, ein PI- oder PID-Regler sein.

Der Ausgang des digitalen Reglers 42 wird einem D/A-Wandler 44 zugeführt, dessen Ausgang mit einer elektrischen oder elektromagnetischen Betätigungseinrichtung des proportionalen Wegeventils 36 verbunden ist.

Das proportionale Wegeventil ist ein 3/3-Wegeventil mit drei Anschlüssen und drei Schaltstellungen. In der dargestellten Schaltstellung wird hydraulische Energie aus der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22 entnommen und dem Tank 32 zugeführt.

Durch das digital geregelte proportionale Wegeventil 36 lässt sich die physikalische Größe der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22, die mittels des Sensors 38 gemessen wird, hochdynamisch und präzise regeln. Denn das Wegeventil 36 besitzt keine Druckrückführung des Arbeitsanschlusses. Demzufolge kann das Wegeventil nicht zu Schwingungen angeregt werden. Die Dämpfung kann klein gehalten werden, so dass sich eine hohe Dynamik ergibt. Ferner ist bei dieser Art von Regelung keine Ventilhysterese vorhanden.

Das proportionale Druckregelventil 34 bildet gemeinsam mit einem herkömmlichen analogen Regler 46 eine übergeordnete Regelschleife. Der analoge Regler 46 ist eingangsseitig mit dem Sensor 38 verbunden und ausgangseitig mit der elektrischen bzw. der elektromagnetischen Betätigungseinrichtung des Ventils 34.

Bei Ausfall des digitalen Reglers 42 kann ggf. das proportionale Wegeventil 36 auf Durchschalten gestellt werden und das proportionale Regelventil kann für diesen Fall die Regelung der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22 übernehmen.

Im Normalbetrieb ist das proportionale Druckregelventil 34 voll angesteuert, so dass das Ventil voll geöffnet ist. In diesem Normalzustand ist demzufolge die Regelfunktion des proportionalen Druckregelventils 34 abgeschaltet, so dass keine Schwingungen auftreten können.

Das proportionale Druckregelventil 34 ist als einstufiges Druckbegrenzungsventil, insbesondere als Druckminderventil, ausgelegt. Hierdurch bildet das proportionale Druckregelventil 34 ferner ein Sicherheitsventil zur Begrenzung der physikalischen Größe der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22, auf die mittels des Hydraulikkreises 20 Einfluss genommen wird. Ferner weist das Ventil 34 eine Abschaltstellung auf, so dass die dahinterliegende Hydraulik sperrbar ist.

Insgesamt bietet der Hydraulikkreis 20 eine präzise und dynamische Regelung der physikalischen Größe der sicherheitsrelevanten Einrichtung 22, bei hoher Sicherheit. Eine digitale Regelung, wie sie an dem proportionalen Wegeventil 36 vorgenommen wird, ist für die sicherheitsrelevante Einrichtung 22 des Fahrzeugs 10 im Grunde erst durch das Vorschalten des proportionalen Druckregelventils 34 mit Druckbegrenzungsfunktion möglich.

Es versteht sich, dass der digitale Regler 42 durch Software implementiert sein kann. Er kann auch in die zentrale Steuereinrichtung 24 integriert sein.

Auch können die Ventile 34, 36 unmittelbar mit der zentralen Steuereinrichtung 24 verbunden sein.

Fig. 2 zeigt insgesamt einen Hydraulikkreis 50 zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes gemäß dem ersten und dem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung.

Das Doppelkupplungsgetriebe weist eine erste Getriebegruppe 52 und eine zweite Getriebegruppe 54 auf.

Die erste Getriebegruppe 52 weist eine erste Trennkupplung K1 auf, die mittels eines hydraulischen Motors (Kupplungszyylinder) 56 betätigt wird. In entsprechender Weise weist die zweite Getriebegruppe 54 eine zweite Trennkupplung K2 auf, die mittels eines hydraulischen Motors 58 betätigt wird.

Ferner weist die erste Getriebegruppe Schaltkupplungen (im vorliegenden Fall Synchronisierungen) zum Ein- und Auslegen von Gangstufen der Getriebegruppe 52 auf, die schematisch mit 60 bezeichnet sind.

In entsprechender Weise weist die zweite Getriebegruppe 54 Schaltkupplungen 62 zum Ein- und Auslegen der Gangstufen jener Getriebegruppe auf.

Der Hydraulikkreis 50 weist eine Pumpe 66 auf, die in üblicher Weise ein Saugfilter, eine Druckversorgung und eine Druckbegrenzung beinhaltet.

An die Pumpe 66 sind ein erster Hydraulikzweig 68 und ein zweiter Hydraulikzweig 70 parallel angeschlossen.

Der erste Hydraulikzweig 68 weist eingangsseitig ein erstes Sicherheitsventil 72 auf. Entsprechend weist der zweite Hydraulikzweig 70 eingangsseitig ein zweites Sicherheitsventil 74 auf.

Das Sicherheitsventil 72 ist ausgangsseitig mit einem Kupplungssteuerventil 76 zur Ansteuerung des hydraulischen Motors 56 verbunden. In entsprechender Weise ist das zweite Sicherheitsventil 74 ausgangsseitig mit einem Kupplungssteuerventil 78 zur Ansteuerung des hydraulischen Motors 58 verbunden.

Ferner weist der erste Hydraulikzweig 68 erste Schaltsteuerventile 80 auf, die an den Ausgang des ersten Sicherheitsventils 72 angeschlossen sind. Entsprechend weist der zweite Hydraulikzweig 70 zweite Schaltsteuerventile 82 auf, die an den Ausgang des Sicherheitsventils 74 angeschlossen sind.

Die Schaltsteuerventile 80, 82 dienen dazu, mittels nicht näher bezeichneter hydraulischer Motoren die Schaltkupplungen 60, 62 der ersten bzw. der zweiten Getriebegruppe 52, 54 anzusteuern.

Der Hydraulikkreis 50 weist ferner einen Niederdruckkreis 84 auf, der über ein Zentralventil 86 an die Pumpe 66 angeschlossen ist, parallel zu dem ersten und dem zweiten Hydraulikzweig 68, 70.

Der Niederdruckkreis 84 dient u.a. zur Kühlung der Kupplungen K1, K2. Da es sich bei den Kupplungen K1, K2 vorzugsweise um Nass-Lamellenkupplungen handelt, und da die Kupplungen K1, K2 bei Gangwechseln unter Last betätigt werden, ist eine hohe Kühlleistung während den Gangwechseln erforderlich.

Ferner dient der Niederdruckkreis zur Kühlung des Getriebeöls über einen Kühler sowie zur Schmierung von Radsätzen und Lagern des Doppelkupplungsgetriebes. Auch ist an den Niederdruckkreis ein Feinfilter zur Tiefenfilterung angeschlossen.

Vorteilhaft ist bei dem Hydraulikkreis 50 der Fig. 2, dass die zwei Hydraulikzweige 68, 70 vollkommen voneinander entkoppelt sind. Demzufolge ist bei Ausfall eines Bestandteiles der einen Getriebegruppe 52, 54 bzw. des jeweils zugeordneten Hydraulikzweiges 68, 70 die jeweils andere Getriebegruppe über den zugeordneten Hydraulikzweig uneingeschränkt betreibbar. Demzufolge kann das Fahrzeug bei einem derartigen Ausfall mittels der noch funktionierenden Getriebegruppe 52 bedingt fahrbereit gehalten werden, um beispielsweise eine Werkstatt anzufahren oder ähnliches.

Ferner ist erkennbar, dass die Hydraulikzweige 68, 70 für die Kupplungen K1, K2 und die Schaltkupplungen 60, 62 jeweils gemäß einem Regelungskonzept arbeiten, das auf dem in Fig. 1 vorgestellten Regelungskonzept aufbaut. Dies gilt insbesondere, wenn die Sicherheitsventile 72, 74 als proportionale Druckregelventile ausgebildet sind, entsprechend dem Druckregelventil 34 der Fig. 1. Ferner können die Kupplungssteuerventile 76, 78 und/oder die Schaltsteuerventile 80, 82 als digital geregelte proportionale Wegeventile ausgebildet sein, entsprechend dem Wegeventil 36 der Fig. 1.

Bei dieser Ausführungsform gelten die gleichen Vorteile wie oben zu Fig. 1 beschrieben.

Eine derartige Implementierung des Hydraulikkreises 50 ist in Fig. 3 dargestellt. Gleiche Elemente sind mit gleichen Bezugsziffern versehen wie in Fig. 2. Im Folgenden wird daher auf die weitergehenden Details eingegangen.

So weist der Hydraulikkreis 50 der Fig. 3 einen Netzdruckregelkreis 90 auf, zur Regelung des von der Pumpe 66 bereitgestellten hydraulischen Netzdruckes. Der Netzdruckregelkreis 90 weist ein nicht näher bezeichnetes zweistufiges Druckbegrenzungsventil auf sowie ein ebenfalls nicht näher bezeichnetes einstufiges Druckbegrenzungsventil, zu dem parallel ein Nebenstromfilter 92 angeschlossen ist. Bei 93 ist externer Ölkühler dargestellt.

Zur Erhöhung der Sicherheit ist an den Ausgang des Kupplungssteuerventils 76 ein erstes Druckbegrenzungsventil 94 parallel zu dem Kupplungsaktor 56 angeschlossen. In entsprechender Weise ist ein zweites Druckbegrenzungsventil 96 an den Ausgang des zweiten Kupplungssteuerventils 78 angeschlossen, und zwar parallel zu dem zweiten Kupplungsaktor 58.

Ein digitaler Drucksensor 98 misst den Innendruck der Kupplung K1 über eine erste Drehdurchführung 99. In entsprechender Weise misst ein zweiter digitaler Drucksensor 100 den Innendruck der Kupplung K2 über eine zweite Drehdurchführung 101.

Der generelle Aufbau zum Regeln des Kupplungsdruckes P der Kupplungen K1 bzw. K2 entspricht im Wesentlichen dem in Bezug auf Fig. 1 gezeigten Regelkreis. Dabei entspricht das Ventil 76 (bzw. 78) dem Ventil 36 und das Ventil 72 (bzw. 74) dem Ventil 34.

Die erste Getriebegruppe 52 umfasst zwei Schaltkupplungen 60-1 und 60-2 (z.B. zum Ein- und Auslegen der Gangstufen 2, 4, 6 und R).

Zum Betätigen der einen Schaltkupplung 60-1 ist ein doppelt wirkender Schaltzylinder 103-1 vorgesehen. Zum Betätigen der Schaltkupplung 60-2 ist ein entsprechender, identisch aufgebauter doppelt wirkender Schaltzylinder 103-2 vorgesehen. In entsprechender Weise dienen doppelt wirkende Schaltzylinder 105-1 und 105-2 zum Betätigen von Schaltkupplungen 62-1 und 62-2 der zweiten Getriebegruppe (z.B. zum Ein- und Auslegen von Gangstufen 1, 3, 5 und ggf. 7).

Zum Erfassen des Weges der Schaltkupplungen 60, 62 ist an den Schaltzylindern 103, 105 jeweils ein digitaler Wegsensor 102-1, 102-2, 104-1, 104-2 vorgesehen.

Zum Ansteuern der Schaltzylinder 102, 104 ist jeweils ein separates proportionales Wegeventil 80-1, 80-2 bzw. 82-1, 82-2 vorgesehen. Die Wegeventile 80-1 und 80-2 sind parallel an den Ausgang des proportionalen Druckregelventils 72 (erstes Sicherheitsventil) angeschlossen. Entsprechend sind die proportionalen Wegeventile 82-1, 82-2 parallel an den Ausgang des zweiten Sicherheitsventils 74 angeschlossen.

Die proportionalen Wegeventile 80, 82 sind jeweils als 4/4-Wegeventile ausgebildet, um Schaltstellen zur Betätigung der jeweiligen Schaltkupplungen 60, 62 in beide Richtungen regeln zu können.

Im Übrigen entspricht der Aufbau aus dem ersten Sicherheitsventil 72 und jedem der proportionalen Wegeventile 80, 82 dem in Bezug auf Fig. 1 beschriebenen Regelungskonzept. Dabei entspricht das Ventil 72 dem Ventil 34 und die Ventile 80-1, 80-2, 82-1 und 82-2 entsprechen jeweils dem Ventil 36.

Die physikalische Größe, die hierbei geregelt wird, ist der Weg der Schaltkupplungen 60, 62. Die in Bezug auf das Regelsystem der Fig. 1 beschriebenen Vorteile gelten in entsprechender Weise für die Regelung der Schaltkupplungen 60, 62.

Der Niederdruckkreis 84 gemäß Fig. 3 weist ein proportionales Wegeventil 86 als Zentralventil auf.

Das proportionale Wegeventil 86 kann z.B. den Druck oder den Volumenstrom für den Niederdruckkreis 84 proportional steuern, beispielsweise in Abhängigkeit von Motordrehzahl, Schaltzustand, Temperatur des Hydrauliköls, Wärmeeintrag ins Getriebe, etc.

In der Regel dient die stetige Verstellung dabei dazu, den Kühlölstrom an den verfügbaren Volumenstrom anzupassen. In einer Schaltstellung erfolgt ein Durchschalten des von der Pumpe 66 verfügbaren Volumenstromes zum Kühlen. Dies ist möglich, da zum Zeitpunkt, zu dem in den Kupplungen K1, K2 Kühlleistung notwendig ist, sich die Kupplungen K1, K2 im Schlupfpunkt befinden, bei dem im Wesentlichen keine Wegverstellung des jeweiligen Aktuators 56 bzw. 58 erfolgt (also in Worten kein Volumenstrom zum Stellen notwendig ist).

Hingegen ist beim Schalten der Schaltkupplungen 60, 62 ein hoher Volumenstrom erforderlich, so dass das Wegeventil 86 auf Sperren umgeschaltet wird, so dass keine Kühlung erfolgt. Da dies jeweils nur sehr kurzfristig notwendig ist, ist keine Beeinträchtigung der Kühl- und Schmierleistung zu erwarten.

In einer dritten Stellung ist eine Blende 108 vorgesehen, um eine Grundkühlung einzurichten. Dies ist gleichzeitig die Fail-Safe-Stellung. Hierdurch wird gewährleistet, dass der Antriebsstrang unter allen Umständen hinreichend gekühlt und geschmiert wird.

Am Ausgang des proportionalen Wegeventils 86 ist eine Anordnung aus zwei Strahlpumpen 106 vorgesehen, um den zur Kühlung insbesondere der Kupplungen K1, K2 erforderlichen Volumenstrom zu erhöhen.

Zentral ist ein digitaler Regler 109 gezeigt, der Signale von den Sensoren 98 - 104 empfängt und die Ventile 76 - 82 mit Stellsignalen versorgt. Der digitale Regler 109 entspricht dem digitalen Regler 42 der Fig. 1. Er ist in Fig. 3 lediglich schematisch angedeutet. Es versteht sich, dass der digitale Regler 109 Bestandteil einer zentralen Steuereinrichtung sein kann, ähnlich der Steuereinrichtung 24 der Fig. 1.

Die proportionalen Ventile 72, 74, 86 steuern den hydraulischen Leistungsfluss aus dem Netz zu den Verbrauchern, und zwar zu den Hydraulikzweigen 68, 70 und dem Niederdruckzweig 84. Hierdurch wird eine erste Steuerebene eingerichtet.

Die zweite Steuerebene zur Steuerung der Aktuatoren 56, 58, 103, 105 ist durch die Ventile 72, 74 drucklos schaltbar, so dass eine hohe Sicherheit gegeben ist.

Die Ventile 72, 74 bilden folglich Sicherheitsventile und sind durch ihre Auslegung als proportionale Druckregelventile, insbesondere Druckminderventile mit Druckbegrenzung jeweils als zentrale Regelventile verwendbar. Dies gilt insbesondere für den Fall, dass die digitale Regelung (digitaler Regler 109) ausfällt.

Da der Druck in den Kupplungen K1 und K2 intern gemessen wird, und zwar über die Drehdurchführungen 99, 101 kann die Regelgüte weiter erhöht werden.

Im Folgenden werden Abwandlungen zu dem Hydraulikkreis 50 erläutert, der in Bezug auf Fig. 3 beschrieben worden ist.

Für sämtliche Abwandlungen gilt, dass jeweils nur die Unterschiede zu dem Hydraulikkreis 50 beschrieben werden.

So ist in Fig. 4 eine Abwandlung gezeigt, bei der anstelle der Druckbegrenzungsventile 94, 96 jeweils Differenzdruckregelventile 94', 96' vorgesehen sind, die über Kreuz miteinander über eine Kopplung 110 gekoppelt sind.

Hierdurch kann erreicht werden, dass die zwei Kupplungen K1 und K2 niemals gleichzeitig in den Reibschluss geraten. Mit anderen Worten erfolgt hierüber eine Summendruckbegrenzung, um eine Getriebeblockade zu vermeiden.

Bei der Abwandlung gemäß Fig. 5 ist anstelle von vier einzelnen Schaltstangen zur Betätigung der Schaltkupplungen (in der Regel Schaltkupplungspakete) 60, 62 pro Getriebegruppe lediglich eine Schaltwelle 114 vorgesehen. Beispielsweise bei der dargestellten Getriebegruppe 52' führt ein axiales Versetzen der Schaltwelle 114 in Richtung 116 zu Schaltvorgängen, wohingegen ein Verdrehen der Schaltwelle 114 zum Anwählen der zwei Schaltgasen in Richtung 118 führt.

Demzufolge ist für Schaltvorgänge lediglich ein einzelnes digital geregeltes proportionales Wegeventil 80' (4/4-Wegeventil) vorgesehen und lediglich ein einziger doppelt wirkender Schaltzylinder 103'.

Für Wählbewegungen ist ein einfacher Wählaktuator 122 vorgesehen, beispielsweise in Form eines einfach wirkenden Hydraulikzylinders, wie dargestellt. Anstelle des einfach wirkenden Hydraulikzylinders kann auch jede beliebige andere magnetische oder elektromechanische Einrichtung für das Vollziehen der Wählbewegungen 118 vorgesehen werden, beispielsweise ein Drehmagnet, ein Elektromotor oder ähnliches.

In Fig. 6 ist eine Anordnung gezeigt, bei der die Gänge einer Getriebegruppe 52'' mittels einer einzelnen Schaltwalze 126 betätigt werden, die einen Stator 128 und einen Rotor 130 aufweist. Zum Ansteuern der Schaltwalze 126 ist wiederum ein digital geregeltes, proportionales Wegeventil 80'' vorgesehen.

In Fig. 7 ist eine weitere Abwandlung gezeigt, bei der ähnlich der Anordnung der Fig. 5 für jede Getriebegruppe eine Schaltwelle 114A, 114B vorgesehen ist.

Für die Schaltwellen 114A, 114B der Hydraulikzweige 68, 70 ist jeweils ein Wählaktuator in Form eines einfach wirkenden Hydraulikzylinders 122A, 122B vorgesehen.

Für jeden der Hydraulikzylinder 122A, 122B ist jeweils ein einfaches 3/2-Wegeventil 140A, 140B vorgesehen. Die Wegeventile 140A, 140B sind als proportionale Wegeventile dargestellt und können in ähnlicher Weise geregelt werden, wie es eingangs mit Bezug auf Fig. 1 erläutert worden ist. Es kann sich bei den Wegeventilen 140A, 140B jedoch auch um einfache, nicht proportionale Wegeventile handeln.

In Fig. 7 ist ferner gezeigt, dass die Getriebegruppe 52, die dem Hydraulikzweig 68 zugeordnet ist, die Gänge 1, 3, 5 und R beinhaltet. Die andere Getriebegruppe 54, die dem Hydraulikzweig 70 zugeordnet ist, weist die Gänge 2, 4, 6 und ebenfalls den Rückwärtsgang auf.

Diese Anordnung ist bei einem Sechsgang-Getriebe realisierbar. Die Besonderheit liegt darin, dass der Rückwärtsgang R mittels beider Hydraulikzweige 68, 70 betätigbar ist. Hierdurch wird die Redundanz weiter erhöht. Bei Ausfall der einen Getriebegruppe und/oder des einen Hydraulikzweiges bleibt das Fahrzeug demzufolge begrenzt fahrfähig mittels der dann jeweils zur Verfügung stehenden Gänge (d.h. 1, 3, 5 und R oder 2, 4, 6 und R). Somit ist für diesen Fall gewährleistet, dass auch der Rückwärtsgang immer betätigbar ist.

Die durch die einfach wirkenden Hydraulikzylinder 140A, 140B jeweils eingerichtete Fail-Safe-Stellung betrifft jeweils jene Gasse, in der zwei Vorwärtsgänge zur Verfügung stehen (d.h. 3,5

bzw. 4,6). Demzufolge ist selbst bei Ausfall der Hydraulikzylinder 122A, 122B bzw. der zugeordneten Ventile 140A, 140B gewährleistet, dass zwei Vorwärtsgänge schaltbar sind. Hierdurch wird der Betriebsbereich des Getriebes bei bedingter Fahrbereitschaft vergrößert.

In Fig. 8 ist eine Abwandlung zu der Anordnung der Fig. 7 gezeigt. Bei der Abwandlung der Fig. 8 ist anstelle der zwei Wählsteuerventile 140A, 140B ein einzelnes Wählsteuerventil 140' vorgesehen, das für Wählbewegungen beider Schaltwellen 114A, 114B verwendet wird. Hierdurch verringert sich der Ventilaufwand, obgleich die strenge Trennung der zwei Hydraulikzweige 68, 70 hierdurch etwas aufgehoben wird. Da die Wählaktuatoren 122A, 122B jedoch eine sichere Fail-Safe-Stellung besitzen, ist dies weniger problematisch.

Patentansprüche

1. Hydraulikkreis (50) zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes, das zwei Getriebegruppen (52, 54) mit jeweils einer Trennkupplung (K1, K2) und mehreren Schaltkupplungen (60, 62) zum Ein- und Auslegen von Gangstufen aufweist, wobei der Hydraulikkreis (50) für jede Getriebegruppe (52, 54) einen eigenen Hydraulikzweig (68, 70) aufweist, die jeweils über ein Sicherheitsventil (72, 74) mit einer Pumpe (66) verbunden sind, und wobei jeder Hydraulikzweig (68, 70) jeweils ein Kupplungssteuerventil (76, 78) zur Steuerung der zugeordneten Trennkupplung (K1, K2) und wenigstens ein Schaltsteuerventil (80, 82) zur Steuerung der zugeordneten Schaltkupplungen (60, 62) aufweist,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Sicherheitsventile (72, 74) jeweils als proportionale Druckregelventile (72, 74) ausgebildet sind.

2. Hydraulikkreis nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die proportionalen Druckregelventile (72, 74) als druckbegrenzende Druckregelventile (72, 74) ausgebildet sind.
3. Hydraulikkreis nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eines der Kupplungssteuerventile (76, 78) als proportionales Wegeventil (76, 78) ausgebildet ist.

4. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungssteuerventile (76, 78) digital geregelt sind.
5. Hydraulikkreis nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass ein Sensor (98, 100) für eine der jeweiligen Trennkupplung (K1, K2) zugeordnete physikalische Größe (P) vorgesehen ist, dessen Ausgang abgetastet und einem digitalen Regler (88) zugeführt wird.
6. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 5, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen die Kupplungssteuerventile (76, 78) und Aktuatoren (56, 58) zur Betätigung der Trennkupplungen (K1, K2) jeweils ein Druckbegrenzungsventil (94, 96) geschaltet ist.
7. Hydraulikkreis nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die den Aktuatoren (56, 58) der Trennkupplungen (K1, K2) vorgeschalteten Druckbegrenzungsventile (94') derart gekoppelt sind, dass ein gleichzeitiger Reibschluss der zwei Trennkupplungen (K1, K2) ausgeschlossen ist.
8. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 7, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eines der Schaltsteuerventile (80, 82) als proportionales Wegeventil (80, 82) ausgebildet ist.
9. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Gangstufen einer jeden Getriebe-
gruppe (52, 54) mittels wenigstens zwei einzelner Schalt-
stangen (60-1, 60-2; 62-1, 62-2) schaltbar sind und dass

der zugeordnete Hydraulikzweig (68, 70) für jede Schaltstange (60, 62) wenigstens ein proportionales Wegeventil (80, 82) als Schaltsteuerventil aufweist.

10. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Gangstufen einer jeden Getriebe-
gruppe (52, 54) mittels einer Schaltwelle (114) schaltbar sind und dass der jeweilige Hydraulikzweig (68, 70) für die zugeordnete Schaltwelle (114) wenigstens ein proportionales Wegeventil (80') als Schaltsteuerventil (80') aufweist und wenigstens einen Wählaktuator (122) für Wählbewegungen (118) der Schaltwelle (114) aufweist.
11. Hydraulikkreis nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass jeder Hydraulikzweig (68, 70) ein Wählsteuerventil (140A, 140B) für den jeweiligen Wählaktuator (122) aufweist.
12. Hydraulikkreis nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass für die zwei Hydraulikzweige (68, 70) ein einzelnes gemeinsames Wählsteuerventil (140') für die Wählaktuatoren (122) vorgesehen ist.
13. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Gangstufen einer Getriebe-
gruppe (52, 54) mittels einer Schaltwalze (126) betätigbar sind.
14. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 1 - 13, dadurch gekennzeichnet, dass an die Pumpe (66) ferner ein Niederdruckkreis (84) zur Kühlung bzw. Schmierung über ein Zentralventil (86) angeschlossen ist.

15. Hydraulikkreis nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass das Zentralventil (86) ein proportionales Wegeventil (86) ist.
16. Hydraulikkreis nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass das Zentralventil (86) für den Niederdruckkreis (84) eine Schaltstellung aufweist, bei der der Niederdruckkreis (84) über eine Blende (104) mit der Pumpe (66) verbunden ist.
17. Hydraulikkreis nach einem der Ansprüche 14 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass der Niederdruckkreis (84) wenigstens eine Strahlpumpe (106) aufweist.
18. Hydraulikkreis (50) insbesondere nach einem der Ansprüche 1 - 17, zur Steuerung eines Doppelkupplungsgetriebes eines Fahrzeugs (10), wobei das Doppelkupplungsgetriebe zwei Getriebegruppen (52, 54) mit jeweils einer Trennkupplung (K1, K2) und mehreren Schaltkupplungen (60, 62) zum Ein- und Auslegen von Gangstufen aufweist, wobei der Hydraulikkreis (50) für jede Getriebegruppe (52, 54) einen eigenen Hydraulikzweig (68, 70) aufweist, die jeweils über ein Sicherheitsventil (72, 74) mit einer Pumpe (66) verbunden sind, und wobei jeder Hydraulikzweig (68, 70) jeweils ein Kupplungssteuerventil (76, 78) zur Steuerung der zugeordneten Trennkupplung (K1, K2) und wenigstens ein Schaltsteuerventil (80, 82) zur Steuerung der zugeordneten Schaltkupplungen (60, 62) aufweist,

dadurch gekennzeichnet, dass

die zwei Hydraulikzweige (68, 70) derart voneinander entkoppelt sind, dass bei Ausfall eines beliebigen Elementes der einen Getriebegruppe (52, 54) oder eines Hydraulikzweiges (68, 70) des Hydraulikkreises (50) das Fahrzeug (10) mittels der anderen Getriebegruppe (52, 54) bzw. des anderen Hydraulikzweiges (68, 70) bedingt fahrbereit bleibt.

19. Hydraulikkreis zur Steuerung eines Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges (10), mit einem proportionalen Druckregelventil (34), das eingangsseitig an eine Pumpe (30) anschließbar ist, und einem digital geregelten, proportionalen Wegeventil (36), das eingangsseitig mit dem proportionalen Druckregelventil (34) verbunden ist und das ausgangsseitig an eine Aktuatoranordnung zur Betätigung einer sicherheitsrelevanten Einrichtung (22) des Antriebsstranges anschließbar ist.

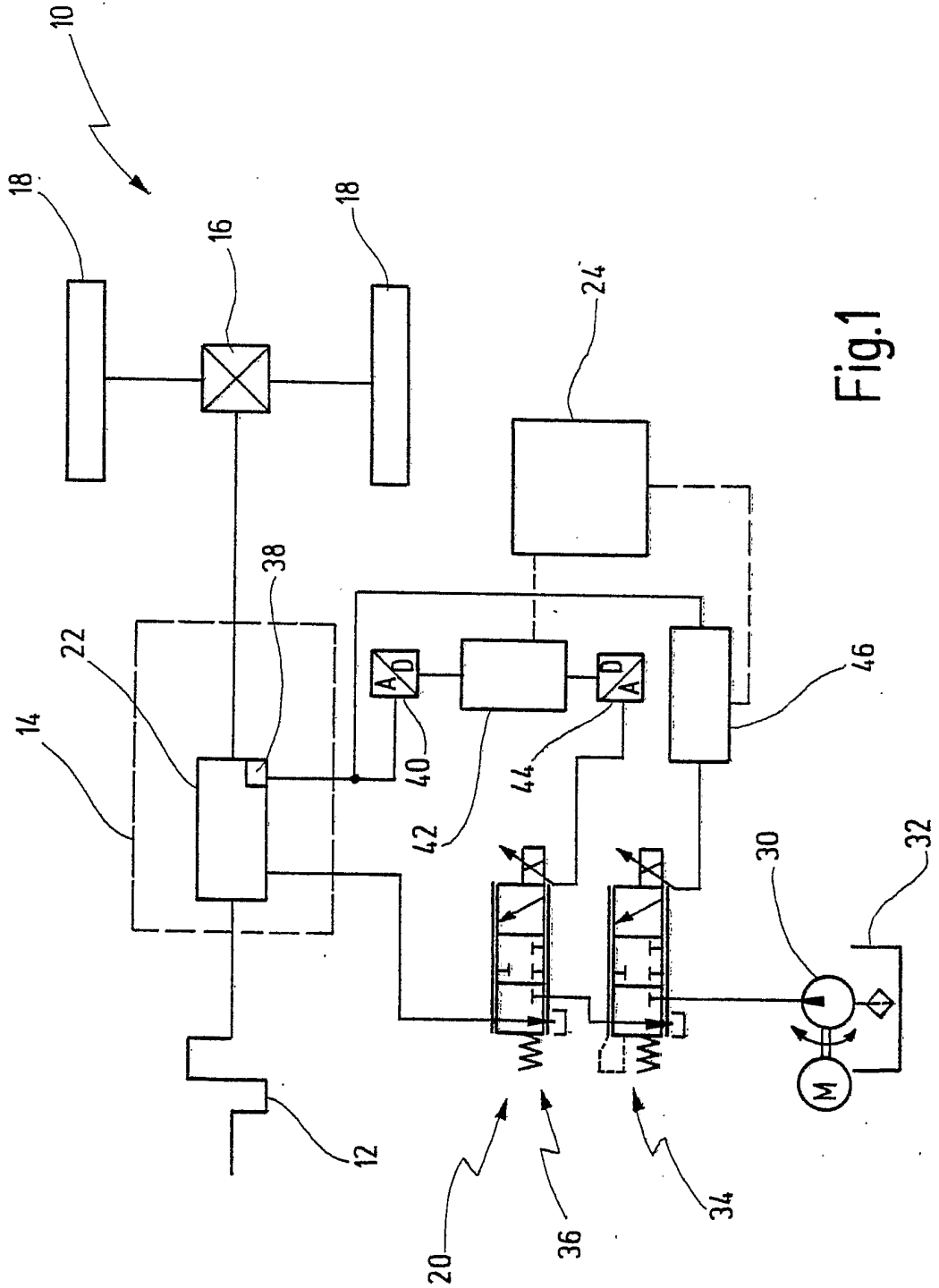


Fig.1

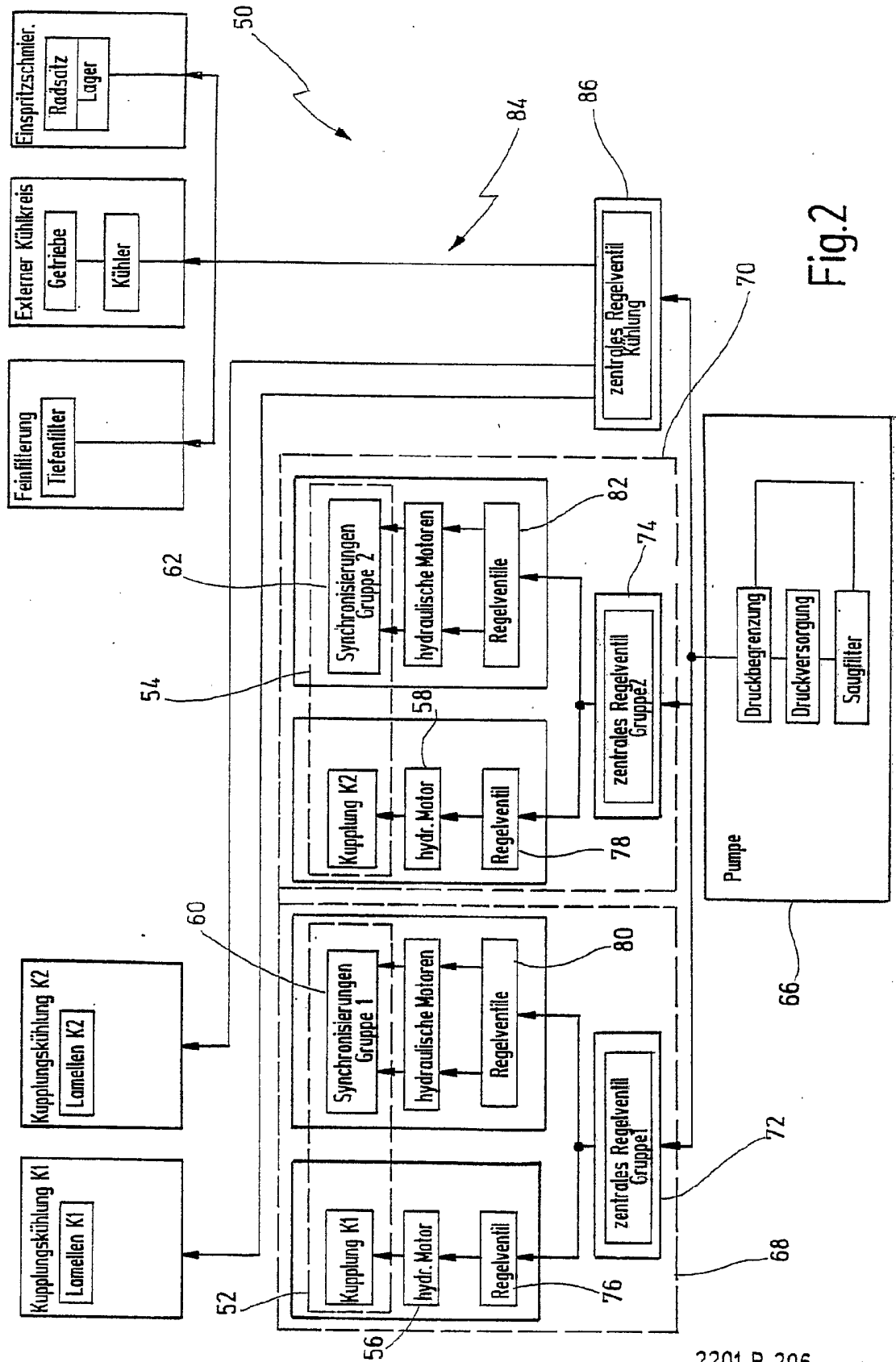


Fig.2

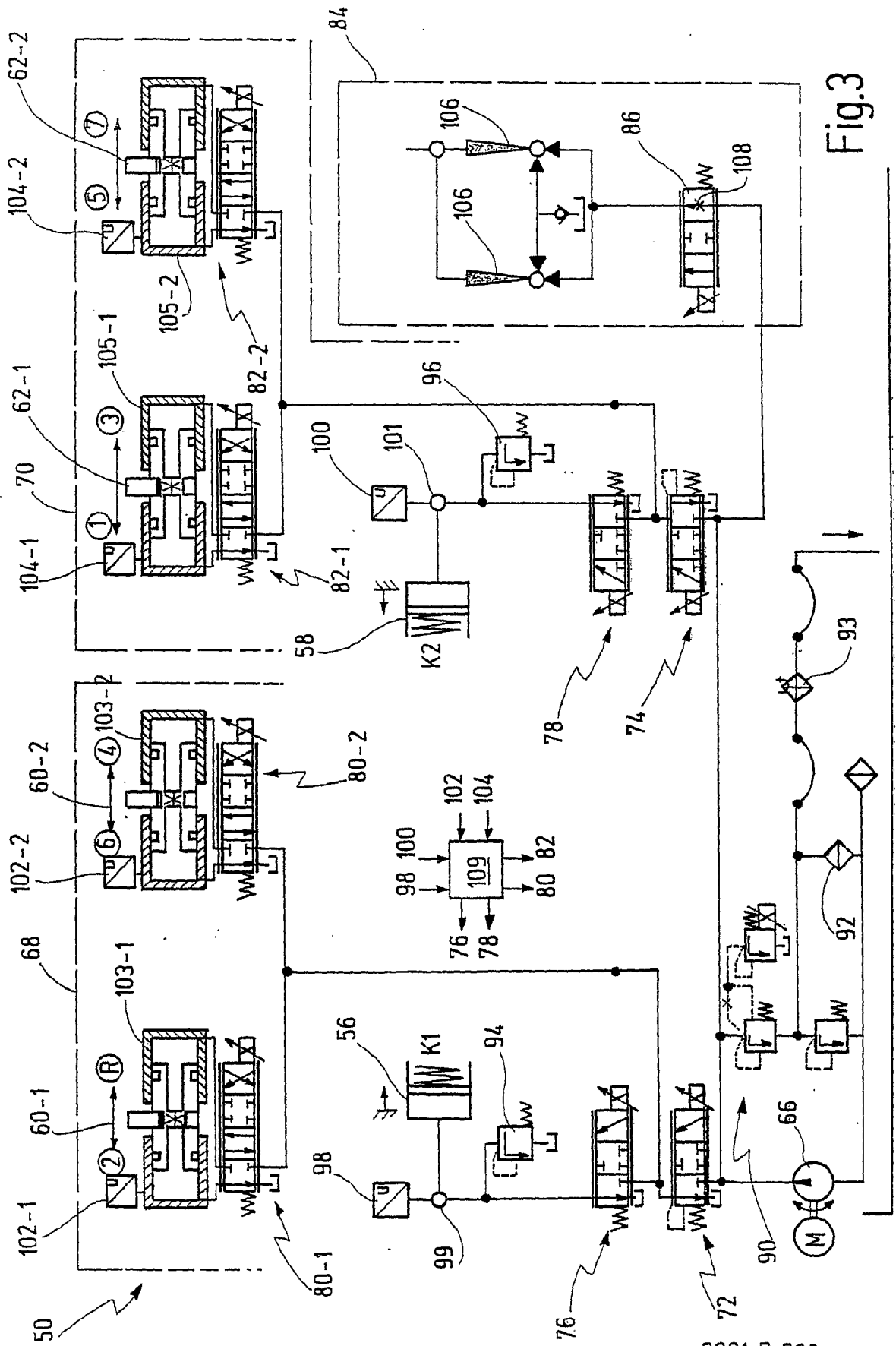
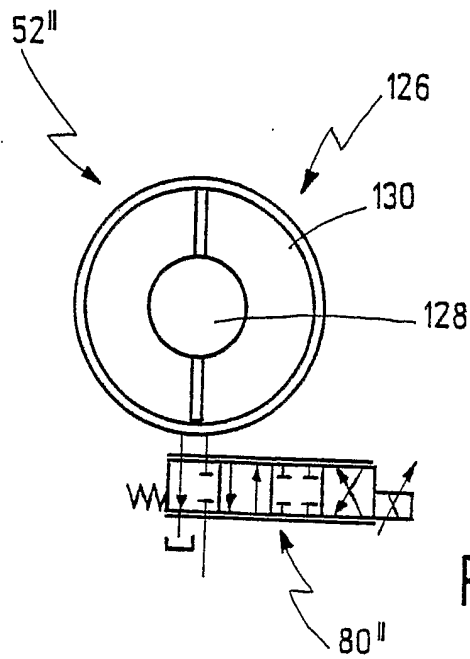
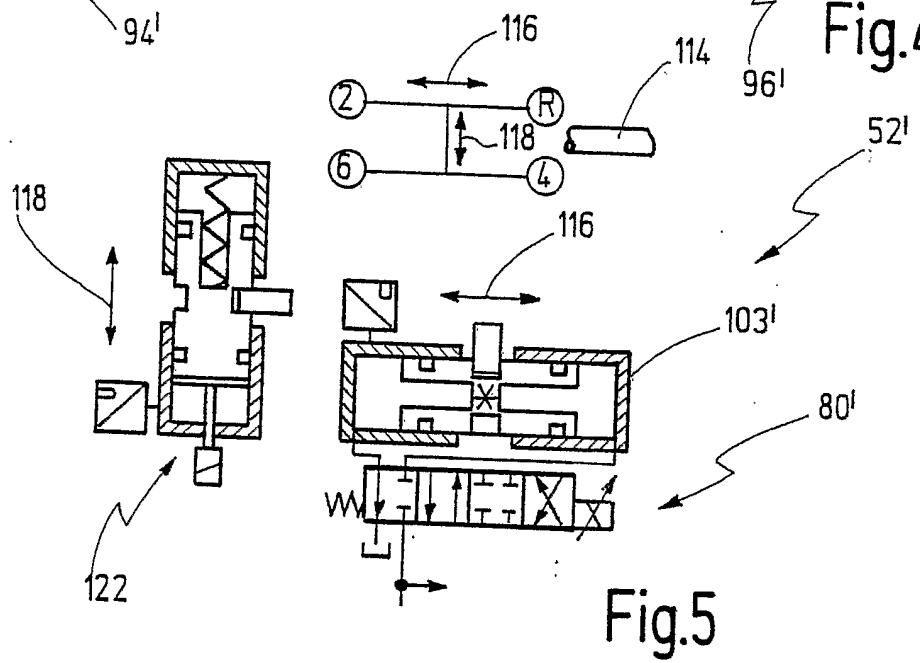
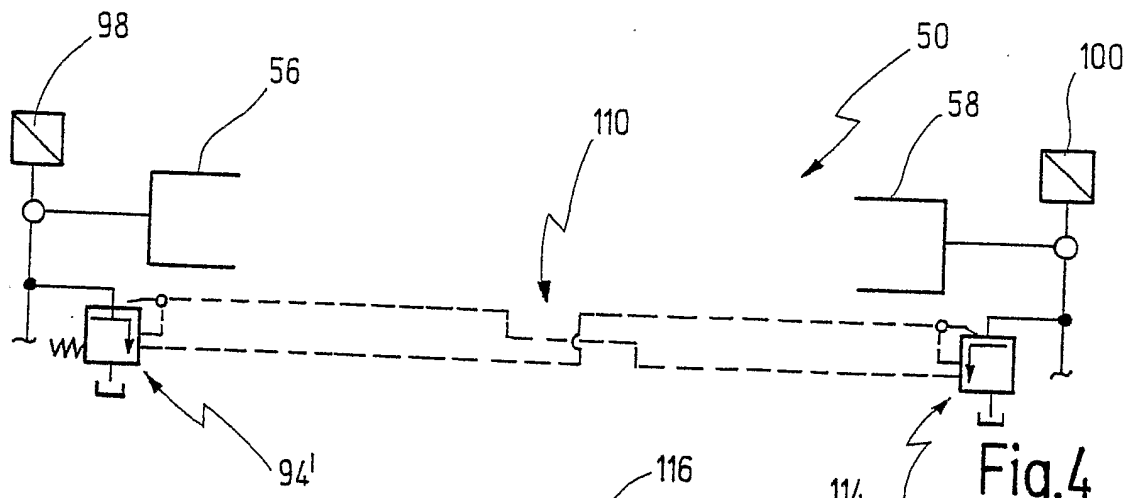


Fig.3



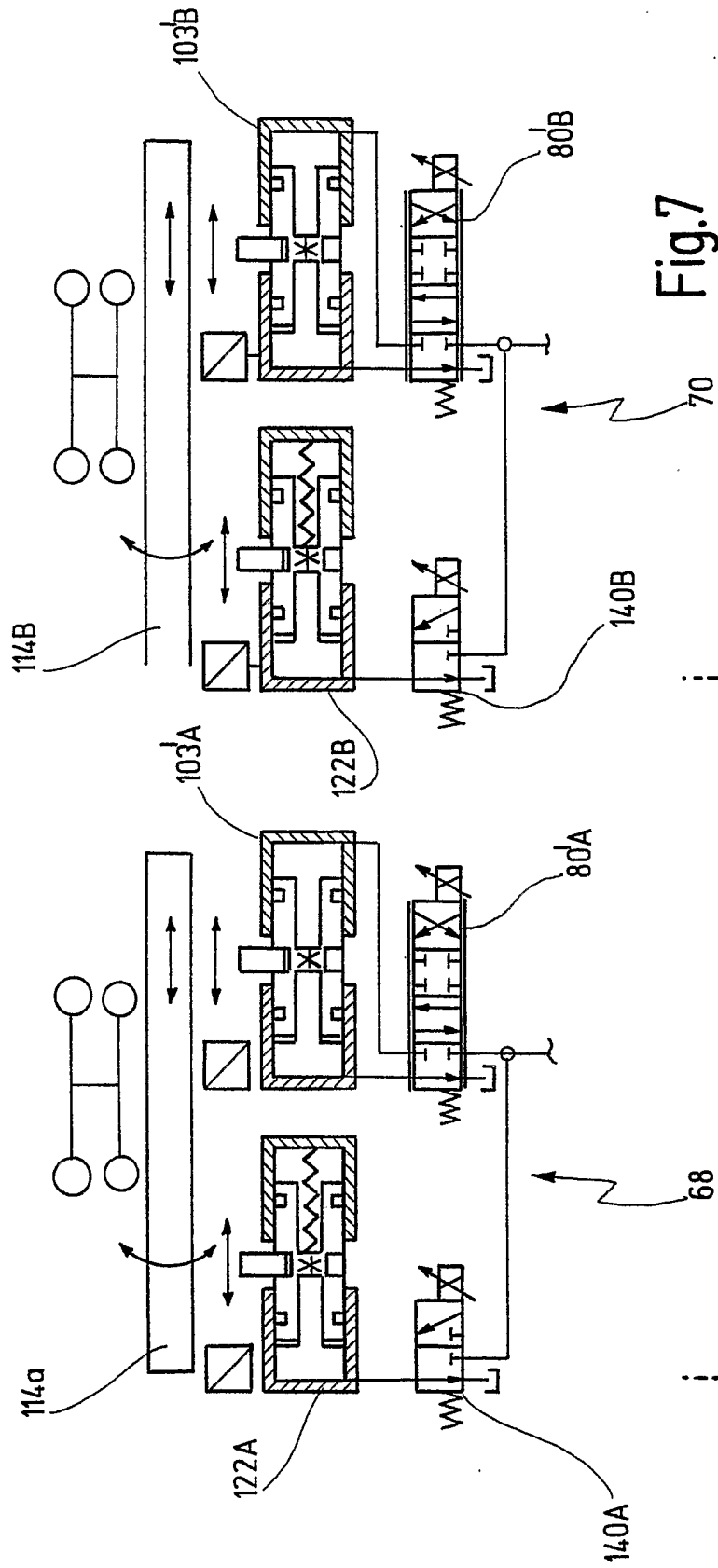


Fig.7

Fig.8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP2004/001727

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F16H61/12 B60K41/22
//F16H103/14

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F16H B60K

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.
Y	DE 101 34 115 A (VOLKSWAGENWERK AG) 23 January 2003 (2003-01-23) cited in the application	1, 2, 4-7, 13-17
X	figure 1	18
Y	DE 101 49 527 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 4 July 2002 (2002-07-04) paragraph '0036!; figure 3	1, 2, 4-7, 13-17
X	DE 101 49 528 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 13 June 2002 (2002-06-13) paragraph '0010!	18
X	EP 1 070 877 A (HONDA MOTOR CO LTD) 24 January 2001 (2001-01-24) paragraph '0038! - paragraph '0040!; figure 8	19
	----- -/--	

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in 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.
- *Z* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

13 July 2004

Date of mailing of the international search report

21/07/2004

Name and mailing address of the ISA

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

Authorized officer

de Beurs, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP2004/001727

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 1 150 040 A (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD) 31 October 2001 (2001-10-31) the whole document -----	13-17
A	EP 0 802 355 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 22 October 1997 (1997-10-22) the whole document -----	6,7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP2004/001727

Patent document cited in search report	A	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 10134115	A	23-01-2003	DE 10134115 A1	23-01-2003
DE 10149527	A	04-07-2002	GB 2368886 A DE 10149527 A1 GB 2368887 A IT MI20012388 A1 US 2002112552 A1	15-05-2002 04-07-2002 15-05-2002 12-05-2003 22-08-2002
DE 10149528	A	13-06-2002	GB 2369656 A DE 10149528 A1 FR 2816894 A1 GB 2369165 A IT MI20012440 A1 JP 2002174339 A US 2002060113 A1	05-06-2002 13-06-2002 24-05-2002 22-05-2002 20-05-2003 21-06-2002 23-05-2002
EP 1070877	A	24-01-2001	JP 3429226 B2 JP 2001032916 A CA 2313414 A1 EP 1070877 A2 US 6338695 B1	22-07-2003 06-02-2001 23-01-2001 24-01-2001 15-01-2002
EP 1150040	A	31-10-2001	DE 10020187 A1 EP 1150040 A2 US 2002002878 A1	31-10-2001 31-10-2001 10-01-2002
EP 0802355	A	22-10-1997	JP 9280349 A DE 69702328 D1 DE 69702328 T2 EP 0802355 A2 US 6055879 A	28-10-1997 27-07-2000 14-12-2000 22-10-1997 02-05-2000

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 IPK 7 F16H61/12 B60K41/22
 //F16H103/14

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 IPK 7 F16H B60K

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 ^o	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 101 34 115 A (VOLKSWAGENWERK AG) 23. Januar 2003 (2003-01-23) in der Anmeldung erwähnt	1, 2, 4-7, 13-17
X	Abbildung 1	18
Y	DE 101 49 527 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 4. Juli 2002 (2002-07-04) Absatz '0036!; Abbildung 3	1, 2, 4-7, 13-17
X	DE 101 49 528 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 13. Juni 2002 (2002-06-13) Absatz '0010!	18
X	EP 1 070 877 A (HONDA MOTOR CO LTD) 24. Januar 2001 (2001-01-24) Absatz '0038! - Absatz '0040!; Abbildung 8	19
	----- -/--	

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

^o 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

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

13. Juli 2004

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

21/07/2004

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

Bevollmächtigter Bediensteter

de Beurs, M

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	EP 1 150 040 A (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD) 31. Oktober 2001 (2001-10-31) das ganze Dokument -----	13-17
A	EP 0 802 355 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 22. Oktober 1997 (1997-10-22) das ganze Dokument -----	6,7

INTERNATIONALER RESEARCHBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/001727

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 10134115	A	23-01-2003	DE 10134115 A1	23-01-2003
DE 10149527	A	04-07-2002	GB 2368886 A	15-05-2002
			DE 10149527 A1	04-07-2002
			GB 2368887 A	15-05-2002
			IT MI20012388 A1	12-05-2003
			US 2002112552 A1	22-08-2002
DE 10149528	A	13-06-2002	GB 2369656 A	05-06-2002
			DE 10149528 A1	13-06-2002
			FR 2816894 A1	24-05-2002
			GB 2369165 A	22-05-2002
			IT MI20012440 A1	20-05-2003
			JP 2002174339 A	21-06-2002
			US 2002060113 A1	23-05-2002
EP 1070877	A	24-01-2001	JP 3429226 B2	22-07-2003
			JP 2001032916 A	06-02-2001
			CA 2313414 A1	23-01-2001
			EP 1070877 A2	24-01-2001
			US 6338695 B1	15-01-2002
EP 1150040	A	31-10-2001	DE 10020187 A1	31-10-2001
			EP 1150040 A2	31-10-2001
			US 2002002878 A1	10-01-2002
EP 0802355	A	22-10-1997	JP 9280349 A	28-10-1997
			DE 69702328 D1	27-07-2000
			DE 69702328 T2	14-12-2000
			EP 0802355 A2	22-10-1997
			US 6055879 A	02-05-2000