



(10) **DE 10 2014 102 842 B4** 2017.08.24

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2014 102 842.2**
(22) Anmeldetag: **04.03.2014**
(43) Offenlegungstag: **10.09.2015**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **24.08.2017**

(51) Int Cl.: **F16D 25/10 (2006.01)**
F16D 21/06 (2006.01)

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

(73) Patentinhaber:
**GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik
Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG, 74199
Untergruppenbach, DE**

(72) Erfinder:
**Cokdogru, Inan, 74924 Neckarbischofsheim, DE;
Gremplini, Hansi, 74379 Ingersheim, DE; Rühle,
Günter, 74369 Löchgau, DE**

(74) Vertreter:
**WITTE, WELLER & PARTNER Patentanwälte mbB,
70173 Stuttgart, DE**

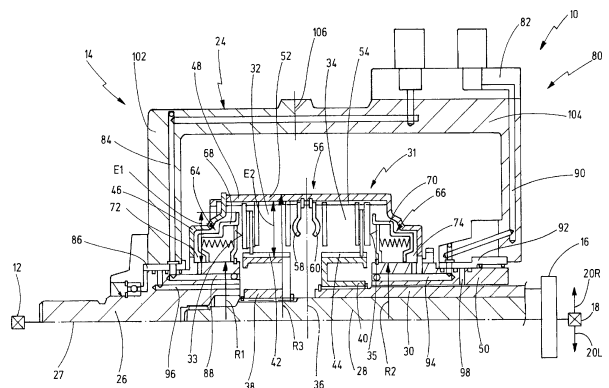
(56) Ermittelter Stand der Technik:
siehe Folgeseiten

(54) Bezeichnung: **Doppelkupplungsanordnung**

(57) Hauptanspruch: Doppelkupplungsanordnung (14) für einen Kraftfahrzeugantriebsstrang (10), mit

- einem Gehäuse (24),
- einer ersten und einer zweiten Reibkupplung (32, 34), die in dem Gehäuse (24) in einer axialen Richtung versetzt angeordnet sind und eine Kupplungseinrichtung (31) mit einer ersten axialen Seite (33) und einer zweiten axialen Seite (35) bilden, und
- einem ersten Aktuator (64) zur Betätigung der ersten Reibkupplung (32) und einem zweiten Aktuator (66) zur Betätigung der zweiten Reibkupplung (34), wobei in axialer Richtung zwischen der ersten und der zweiten Reibkupplung (32, 34) eine Axialabstützungseinrichtung (56) angeordnet ist, wobei die Axialabstützungseinrichtung (56) ein erstes Abstützungsglied (58) für die erste Reibkupplung (32) und ein zweites Abstützungsglied (60) für die zweite Reibkupplung (34) aufweist, wobei der erste und der zweite Aktuator (64, 66) jeweils als Hydraulikzylinder ausgebildet sind, wobei eine Fluidzufuhr zu den Hydraulikzylindern (64, 66) so ausgebildet ist, dass Fluid zu dem ersten Hydraulikzylinder (64) auf der ersten axialen Seite (33) der Kupplungseinrichtung (31) zugeführt wird und Fluid zu dem zweiten Hydraulikzylinder (66) auf der entgegengesetzten zweiten axialen Seite (35) der Kupplungseinrichtung (31) zugeführt wird, wobei der erste Hydraulikzylinder (64) über eine erste Drehdurchführung (86) mit Fluid versorgt wird, wobei der zweite Hydraulikzylinder (66) über eine zweite Drehdurchführung (92) mit Fluid versorgt wird, wobei die erste und die zweite Drehdurchführung (86, 92) auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung (31) angeordnet sind, und wobei die erste Drehdurchführung (86) und die zweite Drehdurchführung (92) jeweils ein in Bezug auf das Gehä-

se (24) feststehendes Festglied (104, 102) und ein in Bezug auf das Gehäuse (24) drehbar gelagertes Drehglied (26, 50) aufweisen, dadurch gekennzeichnet, dass das jeweilige Drehglied (26, 50) radial innerhalb des Festgliedes (104, 102) angeordnet ist.



(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	10 2008 048 801	B3
DE	10 2009 006 422	B4
DE	10 2006 000 109	A1
DE	10 2006 010 113	A1
DE	10 2009 047 953	A1
DE	10 2010 010 922	A1
DE	10 2010 021 036	A1
DE	11 2010 005 177	T5
US	2008 / 0 236 983	A1
US	2009 / 0 188 765	A1
EP	1 427 948	B1
WO	2014/ 015 868	A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Doppelkupplungsanordnung für einen Kraftfahrzeugantriebsstrang, mit einem Gehäuse, mit einer ersten und einer zweiten Reibkupplung, die in dem Gehäuse in einer axialen Richtung versetzt angeordnet sind und eine Kupplungseinrichtung mit einer ersten axialen Seite und einer zweiten axialen Seite bilden, und mit einem ersten Aktuator zur Betätigung der ersten Reibkupplung und einem zweiten Aktuator zur Betätigung der zweiten Reibkupplung.

[0002] Doppelkupplungsgetriebe in Kraftfahrzeugantriebssträngen haben sich in den letzten Jahren als kosteneffiziente und komfortable Alternative zu Wandler-Automatikgetrieben durchgesetzt. Die Doppelkupplungsgetriebe weisen zwei Teilgetriebe auf, von denen eines den geraden Gangstufen und das andere den ungeraden Gangstufen zugeordnet ist. Jedem der Teilgetriebe ist getriebeeingangsseitig eine Reibkupplung zugeordnet, die gemeinsam eine Doppelkupplungsanordnung bilden. Die Reibkupplungen können überschneidend betätigt werden, so dass ausgehend von einem Quellung in einem der Teilgetriebe und einem vorgewählten Zielgang in dem anderen Teilgetriebe Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung durchgeführt werden können.

[0003] Solche Doppelkupplungsanordnungen können trockene Reibkupplungen aufweisen, wie es beispielsweise aus dem Dokument DE 10 2009 006 422 B4 bekannt geworden ist. Bei der dort beschriebenen Doppelkupplungsanordnung ist eine gehäusefeste Nabe vorgesehen, an deren Außenumfang zwei trockene Reibkupplungen in axialer Richtung versetzt angeordnet sind. Die zwei Reibkupplungen weisen Ausgangsglieder auf, die mit jeweiligen Getriebe-Eingangswellen verbunden sind. Zwischen den Ausgangsgliedern ist eine Zentralplatte angeordnet, die über ein Plattenradiallager an der gehäusefesten Nabe drehbar gelagert ist. Radial innerhalb der Reibkupplung sind gehäusefeste Aktuatoren an dem Außenumfang der Nabe festgelegt, die über Axiallager auf jeweilige Eingangsglieder der Reibkupplungen wirken. Diese Doppelkupplungsanordnung baut axial kurz, weist jedoch einen vergleichsweise großen Außendurchmesser auf. Aufgrund der Tatsache, dass sich die Reibkupplungen eine gemeinsame Zentralplatte teilen, kann ein Übersprechen ("cross-talk") bei der Betätigung der Reibkupplungen nicht ausgeschlossen werden. Unter einem Übersprechen wird vorliegend verstanden, dass eine Betätigung der einen Reibkupplung eine gewisse Wirkung auf die Betätigung der anderen Reibkupplung ausübt, die Betätigungen der Reibkupplungen also in einer Art Wechselwirkung stehen. Ferner ist es bei dieser Reibkupplung aufgrund des großen Außendurchmessers schwierig, die Reibkupplung in einen Antriebsstrang mit tiefem Schwerpunkt zu inte-

grieren, wie er beispielsweise für Sportwagen erforderlich ist.

[0004] Bei den bekannten Doppelkupplungsanordnungen ist es auch bekannt, nasslaufende Reibkupplungen in Form von Lamellenkupplungen zu verwenden. Beispiele hierfür sind aus dem Dokument DE 10 2006 010 113 A1 bekannt.

[0005] Dabei ist in einer Variante vorgesehen, dass die zwei Reibkupplungen radial ineinander verschachtelt sind, wobei die Aktuatorik für die zwei Reibkupplungen, ähnlich wie bei dem oben beschriebenen Dokument DE 10 2009 006 422 B4, radial innerhalb der zwei Reibkupplungen angeordnet ist. Das Dokument DE 10 2006 010 113 A1 offenbart jedoch auch eine Anordnung, bei der die zwei Reibkupplungen in axialer Richtung versetzt angeordnet sind. Die Reibkupplungen teilen sich hierbei einen Innenlamellenträger, an dem ein Zentralglied vorgesehen ist, an dem sich beide Reibkupplungen bei ihrer Betätigung abstützen. Die Außenlamellenträger sind jeweils mit Eingangswellen eines Doppelkupplungsgetriebes verbunden. Die Aktuatorik für die Reibkupplungen ist wiederum an einer gehäusefesten Nabe vorgesehen, und zwar radial innerhalb des Innenlamellenträgers.

[0006] Eine weitere Doppelkupplungsanordnung mit axial versetzt angeordneten Reibkupplungen und einem gemeinsamen Zentralglied und radial innen angeordneten Hydraulikzylindern ist aus dem Dokument DE 10 2008 048 801 B3 bekannt.

[0007] Eine Doppelkupplungsanordnung mit den Merkmalen des Oberbegriffes des Anspruches 1 ist bekannt aus dem Dokument US 2008/0236983 A1.

[0008] Weitere Doppelkupplungsanordnungen sind bekannt aus den Dokumenten DE 11 2010 005 177 T5 sowie DE 10 2006 000 109 A1, DE 10 2010 021 036 A1 sowie EP 1 427 948 B1 und WO 2014/015868 A1.

[0009] Vor diesem Hintergrund ist es eine Aufgabe der Erfindung, eine verbesserte Doppelkupplungsanordnung anzugeben, die insbesondere ein Übersprechen verhindern kann und/oder radial kompakt baut. Ferner ist es bevorzugt, wenn die Doppelkupplungsanordnung kostengünstig zu fertigen ist.

[0010] Die obige Aufgabe wird durch eine Doppelkupplungsanordnung gemäß Anspruch 1 gelöst, wobei in axialer Richtung zwischen der ersten und der zweiten Reibkupplung eine Axialabstützungseinrichtung angeordnet ist, wobei die Axialabstützungseinrichtung ein erstes Abstützungsglied für die erste Reibkupplung und ein zweites Abstützungsglied für die zweite Reibkupplung aufweist.

[0011] Durch die Maßnahme, für jede der zwei axial versetzten Reibkupplungen ein eigenes Abstützungsglied vorzusehen, kann ein Übersprechen bei Betätigung der zwei Reibkupplungen verhindert oder zumindest deutlich reduziert werden.

[0012] Die Reibkupplungen der Doppelkupplungsanordnung sind insbesondere nasslaufende Reibkupplungen, die ein Verbindungsglied aufweisen, an dem jeweilige Lamellenträger der zwei Reibkupplungen ausgebildet sind.

[0013] Die zwei Reibkupplungen sind daher vorzugsweise auf der gleichen radialen Höhe angeordnet.

[0014] Das erste und das zweite Abstützungsglied sind in axialer Richtung vorzugsweise voneinander beabstandet. Die zwei Abstützungsglieder können vorzugsweise an dem oben genannten Verbindungsglied festgelegt sein.

[0015] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform sind das erste und das zweite Abstützungsglied jeweils als Stützring ausgebildet, wobei die Stützringe vorzugsweise an einem gemeinsamen Außenlamellenträger-Verbindungsglied axial festgelegt sind.

[0016] Die Stützringe sind folglich radial innerhalb des gemeinsamen Außenlamellenträger-Verbindungsgliedes angeordnet. Das gemeinsame Außenlamellenträger-Verbindungsglied ist vorzugsweise mit einem gemeinsamen Eingangsglied der Doppelkupplungsanordnung verbunden, das beispielsweise mit einem Antriebsmotor bzw. einer Antriebseinheit verbindbar ist.

[0017] Die Doppelkupplungsanordnung kann bei dieser Ausführungsform im Wesentlichen symmetrisch in Bezug auf eine Radialebene ausgebildet werden, wobei die Stützringe und Lamellen der zwei Reibkupplungen als Gleichteile ausgebildet werden können.

[0018] Gemäß der Erfindung sind der erste und der zweite Aktuator jeweils als Hydraulikzylinder ausgebildet, wobei eine Fluidzufuhr zu den Hydraulikzylindern so ausgebildet ist, dass Fluid zu dem ersten Hydraulikzylinder auf der ersten axialen Seite der Kupplungseinrichtung zugeführt wird und Fluid zu dem zweiten Hydraulikzylinder auf der entgegengesetzten zweiten axialen Seite der Kupplungseinrichtung zugeführt wird.

[0019] Durch diese Maßnahme kann erreicht werden, dass die Fluidzufuhr zu den Hydraulikzylindern in radialer Richtung kompakter ausgebildet werden kann.

[0020] Dabei ist es generell denkbar, den zwei Reibkupplungen jeweils eine gehäusefeste Nabe zuzuordnen, an deren Außenumfang ein jeweiliger Hydraulikzylinder zum Betätigen der jeweiligen Reibkupplung festgelegt ist, der über Axiallager auf die Reibkupplungen wirkt.

[0021] Erfindungsgemäß ist jedoch vorgesehen, dass der erste Hydraulikzylinder über eine erste Drehdurchführung mit Fluid versorgt wird, wobei der zweite Hydraulikzylinder über eine zweite Drehdurchführung mit Fluid versorgt wird, und wobei die erste und die zweite Drehdurchführung auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung angeordnet sind.

[0022] Durch diese Maßnahme ist es möglich, die Hydraulikzylinder an jeweiligen Drehgliedern der Drehdurchführungen festzulegen, so dass sich die Hydraulikzylinder im Betrieb mit dem Eingangsglied der Doppelkupplungsanordnung mitdrehen. Daher sind zur Betätigung der Reibkupplungen vorzugsweise keine Axiallager vorgesehen. Die Hydraulikzylinder können dabei neben Zylinderräumen auch Fluidausgleichsräume aufweisen, um ein unbeabsichtigtes Betätigen der Reibkupplungen bei höheren Drehzahlen zu verhindern. Das Konzept der Bereitstellung von Fluidausgleichsräumen ist allgemein bekannt.

[0023] Erfindungsgemäß weisen zudem die erste Drehdurchführung und/oder die zweite Drehdurchführung jeweils ein in Bezug auf das Gehäuse feststehendes Festglied und ein in Bezug auf das Gehäuse drehbar gelagertes Drehglied auf, wobei das jeweilige Drehglied radial innerhalb des jeweiligen Festgliedes angeordnet ist.

[0024] Mit anderen Worten wird Fluid von einer Fluidversorgung zu wenigstens einem der Hydraulikzylinder von einem radial außenliegenden Festglied, wie einem Gehäuseabschnitt, über die Drehdurchführung hin zu einem radial inneren Drehglied, wie einem Wellenabschnitt, geleitet.

[0025] Auch diese Maßnahme kann zu einer radial kompakten Bauweise beitragen.

[0026] Generell können die erste und die zweite Reibkupplung als trockene Reibkupplungen ausgebildet sein.

[0027] Besonders bevorzugt ist es jedoch, wenn die erste und die zweite Reibkupplung jeweils als nasslaufende Lamellenkupplungen ausgebildet sind, wobei Kühlfluid für die erste und die zweite Reibkupplung auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung zugeführt wird.

[0028] Die Zuführung von Kühlfluid kann dabei entweder über gehäusefeste Naben erfolgen. Vorzugs-

weise erfolgt die Zufuhr von Kühlfluid jedoch über Drehdurchführungen, über die auch Betätigungsfluid für die Hydraulikzylinder zugeführt wird.

[0029] Das Kühlfluid kann im Bereich von Drehgliedern der Drehdurchführungen gegebenenfalls zum Befüllen von Fliehkraftausgleichsräumen der Hydraulikzylinder verwendet werden.

[0030] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform sind die erste und die zweite Reibkupplung jeweils als nasslaufende Lamellenkupplung mit einem jeweiligen Außenlamellenträger und einem jeweiligen Innenlamellenträger ausgebildet, wobei die erste und die zweite Reibkupplung ein gemeinsames Verbindungsglied aufweisen und wobei das Verbindungsglied mit den Außenlamellenträgern der ersten und der zweiten Reibkupplung verbunden ist.

[0031] Das Verbindungsglied kann sich dabei in axialer Richtung radial von der einen axialen Seite der Kupplungseinrichtung hin zu der anderen axialen Seite der Kupplungseinrichtung erstrecken. Das Verbindungsglied kann insbesondere mit einem Eingangsglied verbunden sein, beispielsweise mit einem Eingangswellenabschnitt, und zwar auf der einen axialen Seite der Kupplungseinrichtung. Auf der anderen axialen Seite kann das Verbindungsglied mit einer Nebenwelle verbunden sein, an der vorzugsweise einer der Hydraulikzylinder festgelegt ist. Die Nebenwelle kann ferner das Drehglied einer Drehdurchführung bilden und kann an dem Gehäuse drehbar gelagert sein. Betätigungsfluid für den Hydraulikzylinder auf dieser axialen Seite der Kupplungseinrichtung und/oder Kühlfluid für die Reibkupplung auf dieser axialen Seite können dabei von radial außen, beispielsweise von einem Gehäuseabschnitt, in radialer Richtung nach innen hin zu der Nebenwelle zugeführt werden.

[0032] Die Nebenwelle ist vorzugsweise als Hohlwelle ausgebildet, die die zwei Ausgangswellen der Doppelkupplungsanordnung (= Getriebeeingangswellen des Doppelkupplungsgetriebes) umgibt.

[0033] Ferner ist es insgesamt bevorzugt, wenn die erste und die zweite Reibkupplung jeweils als nasslaufende Lamellenkupplungen mit einem jeweiligen Außenlamellenträger und einem jeweiligen Innenlamellenträger ausgebildet sind, wobei die Innenlamellenträger jeweils mit einem Ausgangsglied der ersten bzw. der zweiten Reibkupplung verbunden sind.

[0034] Die Ausgangsglieder können als Verbindungselemente ausgebildet sein, die sich in radialer Richtung zwischen den jeweiligen Innenlamellenträgern und Außenumfängen der jeweiligen Ausgangswelle (= Getriebeeingangswelle) erstrecken und an ihrem Innenumfang über Passverzahnungen oder

dergleichen mit den jeweiligen Wellen verbunden sind.

[0035] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform sind der erste und der zweite Aktuator jeweils als Hydraulikzylinder ausgebildet, die jeweils einen Betätigungskolben zur Betätigung der ersten bzw. der zweiten Reibkupplung aufweisen, wobei der erste und/oder der zweite Betätigungskolben eine radiale Kolbenerstreckung aufweist, wobei die erste und/oder die zweite Reibkupplung eine radiale Kupplungserstreckung aufweist, und wobei sich die radiale Kolbenerstreckung und die radiale Kupplungserstreckung zu wenigstens 30%, insbesondere wenigstens 50% überschneiden.

[0036] Mit anderen Worten sind die Hydraulikzylinder nicht radial innerhalb der jeweiligen Reibkupplungen angeordnet, sondern sind außen an den axialen Seiten der Kupplungseinrichtung angeordnet und liegen vorzugsweise auf der gleichen oder einer ähnlichen radialen Höhe wie die Reibkupplungen.

[0037] Besonders bevorzugt ist es, wenn die Überschneidung zwischen der radialen Kolbenerstreckung und der radialen Kupplungserstreckung größer ist als 60%.

[0038] Unter einer solchen prozentualen Überschneidung ist zu verstehen, dass in einer axialen Projektion bei einer beispielsweise fünfzigprozentigen Überschneidung wenigstens die Hälfte der radialen Kolbenerstreckung sich mit der radialen Kupplungserstreckung überschneidet und/oder umgekehrt.

[0039] Auch diese Maßnahme kann zu einer radial kompakten Bauweise beitragen.

[0040] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform weist das Gehäuse ein erstes Gehäuseteil und ein zweites Gehäuseteil auf, die über eine radiale Trennfuge miteinander verbunden sind, wobei Fluid für die erste Reibkupplung über das erste Gehäuseteil zugeführt wird und wobei Fluid für die zweite Reibkupplung über das zweite Gehäuseteil zugeführt wird.

[0041] Die erste Drehdurchführung kann insbesondere an einem radialen Innenabschnitt des ersten Gehäuseteils ausgebildet sein. Die zweite Drehdurchführung kann insbesondere an einem radialen Innenabschnitt des zweiten Gehäuseteils angeordnet sein.

[0042] Die Fluidzuführung über die Gehäuseteile kann durch Kanäle in den Gehäuseteilen erfolgen, beispielsweise durch Bohrungen, die sich axial oder radial erstrecken und gegebenenfalls zu ihrer Verbindung schneiden. Die Fluidzufuhr kann jedoch auch

über separate Kanäle außen an dem Gehäuse erfolgen und erst im Bereich von Drehdurchführungen in die Gehäuseteile eintreten.

[0043] An einem der Gehäuseteile ist vorzugsweise eine hydraulische Stelleinheit festgelegt, die beispielsweise eine Fluidversorgungseinrichtung für die Hydraulikzylinder und/oder für Kühlzwecke beinhaltet.

[0044] Insgesamt kann mit der vorliegenden Erfindung eine Doppelkupplungsanordnung geschaffen werden, die eine hohe Drehmomentkapazität und Drehzahlfestigkeit bei möglichst kleinem Außendurchmesser und geringem Massenträgheitsmoment realisiert. Durch den kleinen Außendurchmesser der Doppelkupplungsanordnung kann es möglich sein, den Abstand von einer Antriebswelle bis zu einer Unterkante des Getriebes zu reduzieren, vorzugsweise auf einen Wert < 150 mm, insbesondere < 120 mm, und sogar bis hin zu < 100 mm. Dies kann dazu führen, dass der komplette Antriebsstrang im Kraftfahrzeug weiter abgesenkt werden kann. Dies kann die Schwerpunktshöhe des kompletten Fahrzeugs verringern, so dass sich das fahrdynamische Verhalten verbessert. Die Doppelkupplung kann in paralleler bzw. spiegelbildlicher Bauweise ausgeführt sein, mit gegenüberliegender hydraulischer Aktuatorik, wobei vorzugsweise Gleichteile in Bezug auf Lamellenträger, Aktuatorik usw. realisierbar sind. Auch die Fluidzufuhr zu den Reibkupplungen kann im Wesentlichen spiegelbildlich ausgebildet sein, um auch hier durch Gleichteile zu kostengünstigen Lösungen zu gelangen.

[0045] Durch die Tatsache, dass vorzugsweise zwei unabhängige, auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung angeordnete, Drehdurchführungen vorgesehen sind, kann die Anzahl der Kanäle der Drehdurchführungen jeweils reduziert werden. Dies kann auch zu einer kompakten Bauweise beitragen.

[0046] In manchen Bauweisen kann auch ein Verbrauchsvorteil durch ein geringeres Schleppmoment realisiert werden, insbesondere, wenn die Anzahl der Kolbenringe in der Drehdurchführung minimal gehalten wird. Dadurch kann das Schleppmoment des Getriebes und der Kupplungseinrichtung reduziert werden.

[0047] Die Stützringe können geprägte Stützringe sein. Ferner ist es auch denkbar, für Kühlfliuid und Betätigungsfluid getrennte Drehdurchführungen vorzusehen, und zwar vorzugsweise auf jeder axialen Seite der Kupplungseinrichtung.

[0048] In manchen Ausführungsformen ist ferner vorgesehen, dass Zylinderräume der Hydraulikzylinder auf den axial gegenüberliegenden Seiten der

Reibkupplungen sich in radialer Richtung mit den Reibkupplungen überschneiden.

[0049] 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.

[0050] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigt:

[0051] Fig. 1 eine schematische Längsschnittansicht durch einen Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit einer Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Doppelkupplungsanordnung.

[0052] In Fig. 1 ist ein Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug schematisch dargestellt und generell mit **10** bezeichnet. Der Antriebsstrang **10** beinhaltet einen Antriebsmotor **12** wie einen Verbrennungsmotor oder eine Hybrid-Antriebseinheit sowie eine Doppelkupplungsanordnung **14**. Eingangsseitig ist die Doppelkupplungsanordnung **14** mit dem Antriebsmotor **12** verbunden. Ausgangsseitig ist die Doppelkupplungsanordnung **14** mit einem Stufengetriebe **16** in Form eines Doppelkupplungsgetriebes mit zwei Teilgetrieben verbunden. Der Ausgang des Stufengetriebes **16** ist mit einem Differential **18** verbunden, mittels dessen Antriebsleistung auf angetriebene Räder **20L**, **20R** des Kraftfahrzeuges verteilter ist.

[0053] Die Doppelkupplungsanordnung **14** beinhaltet ein Gehäuse **24**, das Teil des Getriebegehäuses darstellen kann. Ferner weist die Doppelkupplungsanordnung **14** auf einer axialen Seite eine Eingangswelle **26** auf, die entlang einer Längsachse **27** ausgerichtet ist und mit dem Antriebsmotor **12** verbindbar ist.

[0054] Die Doppelkupplungsanordnung **14** beinhaltet ferner eine erste Ausgangswelle **28**, die als Innenwelle ausgebildet ist und mit einem ersten Teilgetriebe des Stufengetriebes **16** verbindbar ist, sowie eine zweite Ausgangswelle **30**. Die zweite Ausgangswelle **30** ist als Hohlwelle um die erste Ausgangswelle **28** herum angeordnet und ist mit einem zweiten Teilgetriebe des Stufengetriebes **16** verbindbar.

[0055] Die Ausgangswellen **28**, **30** erstrecken sich auf der dem Antriebsmotor **12** entgegengesetzten axialen Seite aus der Doppelkupplungsanordnung **14** heraus.

[0056] Die Doppelkupplungsanordnung **14** beinhaltet ferner eine Kupplungseinrichtung **31**, die eine erste Reibkupplung **32** und eine axial versetzt hierzu angeordnete zweite Reibkupplung **34** beinhaltet. Eine

der zweiten Reibkupplung **34** abgewandte axiale Seite der ersten Reibkupplung **32** bildet eine erste axiale Seite der Kupplungseinrichtung **31**. Eine der ersten Reibkupplung **32** abgewandte axiale Seite der zweiten Reibkupplung **34** bildet eine zweite axiale Seite **35** der Kupplungseinrichtung **31**.

[0057] Die zwei Reibkupplungen **32**, **34** sind vorzugsweise spiegelsymmetrisch in Bezug auf eine radiale Symmetrieebene angeordnet, die in **Fig. 1** mit **36** schematisch dargestellt ist.

[0058] Die erste Reibkupplung **32** ist über ein sich radial erstreckendes erstes Verbindungselement **38** mit der ersten Ausgangswelle **28** verbunden. Die zweite Reibkupplung **34** ist über ein sich radial erstreckendes zweites Verbindungselement **40** mit der zweiten Ausgangswelle **30** verbunden. An dem ersten Verbindungselement **38** ist außenumfänglich ein Innenlamellenträger **42** für die erste Reibkupplung **32** ausgebildet. An einem Außenumfang des zweiten Verbindungselementes **40** ist ein Innenlamellenträger **44** für die zweite Reibkupplung **34** ausgebildet.

[0059] Auf der ersten axialen Seite der Kupplungseinrichtung **31** ist die Eingangswelle **26** mit einem Eingangskorb **46** drehfest verbunden. Der Eingangskorb **46** ist mit einem sich axial erstreckenden Verbindungsglied **48** verbunden, das im Wesentlichen als Hohlzylinder ausgebildet sein kann und die zwei Reibkupplungen **32**, **34** außenumfänglich umgibt.

[0060] Das Verbindungsglied **48** ist auf der zweiten axialen Seite **35** der Kupplungseinrichtung **31** mit einer Nebenwelle **50** verbunden. Die Nebenwelle **50** ist, wie auch die Eingangswelle **26**, drehbar in Bezug auf das Gehäuse **24** gelagert. Die Nebenwelle **50** ist als Hohlwelle ausgebildet, die um die zweite Ausgangswelle **30** herum angeordnet ist.

[0061] An einem Innenumfangsabschnitt des Verbindungsgliedes **48** ist ein Außenlamellenträger **52** der ersten Reibkupplung **32** ausgebildet. An einem weiteren, axial versetzten, Innenumfangsabschnitt des Verbindungsgliedes **48** ist ein Außenlamellenträger **54** der zweiten Reibkupplung **34** ausgebildet.

[0062] In axialer Richtung zwischen den zwei Reibkupplungen **32**, **34** ist eine Abstützungseinrichtung **56** vorgesehen. Die Axialabstützungseinrichtung **56** beinhaltet einen ersten Stützring **58**, der auf der der zweiten Reibkupplung **34** zugewandten axialen Seite der ersten Reibkupplung **32** angeordnet ist, und einen zweiten Stützring **60**, der auf der der ersten Reibkupplung **32** zugewandten axialen Seite der zweiten Reibkupplung **34** angeordnet ist. Der erste Stützring **58** dient zum Abstützen von axialen Betätigungskräften auf die erste Reibkupplung **32**. Der zweite Stützring **60** dient zum Abstützen von axialen Betätigungskräften auf die zweite Reibkupplung **34**. Die zwei

Stützringe **58**, **60** sind axial an dem Verbindungsglied **48** festgelegt, und zwar so, dass sie in axialer Richtung voneinander beabstandet sind, und zwar um einen Abstand von wenigstens 5 mm, insbesondere 10 mm.

[0063] Durch die separaten Stützringe **58**, **60** kann ein Übersprechen bei einem Betätigen der Reibkupplungen **32**, **34** verhindert oder zumindest verringert werden.

[0064] Die Doppelkupplungsanordnung **14** weist ferner einen ersten Hydraulikzylinder **64** und einen zweiten Hydraulikzylinder **66** auf. Die Hydraulikzylinder **64**, **66** sind auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung **31** angeordnet. Der erste Hydraulikzylinder **64** ist an der Eingangswelle **26** festgelegt. Der zweite Hydraulikzylinder **66** ist an der Nebenwelle **50** festgelegt. Der erste Hydraulikzylinder **64** weist einen ersten Kolben **68** auf, der dazu ausgelegt ist, das Lamellenpaket der ersten Reibkupplung **32** gegen den ersten Stützring **58** zusammenzudrücken. Der zweite Hydraulikzylinder **66** weist einen zweiten Kolben **70** auf, der dazu ausgelegt ist, das Lamellenpaket der zweiten Reibkupplung **34** gegen den zweiten Stützring **60** axial anzudrücken. Die Betätigungsrichtungen der zwei Hydraulikzylinder **64**, **66** sind aufeinander zu gerichtet.

[0065] Der erste Hydraulikzylinder **64** weist einen ersten Zylinderraum **72** auf, der zwischen dem Eingangskorb **46** und dem ersten Kolben **68** eingerichtet ist. Der zweite Hydraulikzylinder **66** weist einen zweiten Zylinderraum **74** auf, der zwischen einem sich radial erstreckenden Abschnitt des Verbindungsgliedes **48** und dem zweiten Kolben **70** eingerichtet ist.

[0066] Die Kolben **68**, **70** weisen eine Radialerstreckung E1 auf. Die Reibkupplungen **32**, **34** weisen eine Radialerstreckung E2 auf. Die Radialerstreckung E1 und die Radialerstreckung E2 überschneiden sich zu wenigstens 30%. Auch die Zylinderräume **72**, **74** überschneiden sich in radialer Richtung mit der Radialerstreckung E2 der Reibkupplungen **32**, **34**. Die zwei Hydraulikzylinder **64**, **66** sind in radialer Richtung auf annähernd der gleichen Höhe angeordnet wie die Reibkupplungen **32**, **34**.

[0067] Ein Radius des Außendurchmessers der ersten Eingangswelle **26** ist bei R1 gezeigt. Ein Radius des Außendurchmessers der Nebenwelle **50** ist bei R2 gezeigt. Das Verhältnis von R1 zu R2 liegt in einem Bereich von 0,8 bis 1,2, insbesondere in einem Bereich von 0,9 bis 1,1. Vorzugsweise sind R1 und R2 identisch.

[0068] Im letzteren Fall können nicht nur Lamellen der Reibkupplungen **32**, **34** und die Stützglieder **58**, **60** als Gleichteile ausgebildet werden. Auch Elemente der Hydraulikzylinder **64**, **66** können hierbei

als Gleichteile ausgebildet werden, insbesondere die Kolben **68**, **70**, sowie weitere Bauteile dieser Hydraulikzylinder **64**, **66**.

[0069] Die Kolben **68**, **70** sind durch nicht näher bezeichnete Federn jeweils in axialer Richtung so vorgespannt, dass die Reibkupplungen **32**, **34** normalerweise geöffnet sind ("normally open"). Die Federn stützen sich dabei an jeweiligen Abstützungsgliedern ab, die in **Fig. 1** nicht näher bezeichnet sind, jedoch axial in Bezug auf die Eingangswelle **26** bzw. die Nebenwelle **50** gesichert sind. Auch diese Abstützungsglieder und die Federn können als Gleichteile ausgebildet sein.

[0070] Die Doppelkupplungsanordnung **14** weist ferner eine Fluidzuführeinrichtung **80** auf. Die Fluidzuführeinrichtung **80** weist eine hydraulische Stelleinheit **82** auf, die beispielsweise an einem Außenumfang des Gehäuses **24** festgelegt sein kann. Die hydraulische Stelleinheit **82** weist beispielsweise einen Pumpenaktuator mit einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe für die erste Reibkupplung **32** und einen entsprechenden Pumpenaktuator für die zweite Reibkupplung **34** auf. Bei derartigen Pumpenaktuatoren kann der bereitgestellte Druck zum Betätigen der Reibkupplungen durch Einstellen der Drehzahl des jeweiligen Elektromotors geregelt werden. Alternativ kann anstelle des Pumpenaktuators auch ein konventionelles Druckregelventil verwendet werden, das über eine Hydraulikpumpe mit Hydraulikdruck versorgt wird. Die Fluidzuführeinrichtung **80** weist einen ersten Betätigungsfluidkanal **84** auf, der sich durch das Gehäuse **24** hin zu der ersten axialen Seite **33** der Kupplungseinrichtung **31** erstreckt und in einer ersten Drehdurchführung **86** mündet, die das Gehäuse **24** als Festteil mit der Eingangswelle **26** als Drehteil verbindet. In der Eingangswelle **26** ist ein erster Verbindungskanal **88** ausgebildet, der den ersten Betätigungsfluidkanal **84** über die erste Drehdurchführung **86** mit dem ersten Zylinderraum **72** verbindet.

[0071] Auf der axial gegenüberliegenden Seite der Kupplungseinrichtung **31** beinhaltet die Fluidzuführeinrichtung **80** einen zweiten Betätigungsfluidkanal **90**, der in einer zweiten Drehdurchführung **92** mündet, die das Gehäuse **24** als Festteil und die Nebenwelle **50** als Drehteil miteinander verbindet. In der Nebenwelle **50** ist ein zweiter Verbindungskanal **94** vorgesehen, der den zweiten Betätigungsfluidkanal **90** über die zweite Drehdurchführung **92** mit dem zweiten Zylinderraum **74** verbindet.

[0072] Die Fluidzuführeinrichtung **80** kann ferner eine Kühlfluidzufuhr beinhalten. Dies ist in **Fig. 1** für die erste Reibkupplung **32** schematisch bei **96** angedeutet, und zwar als erster Kühlkanal **96**, der in der Eingangswelle **26** ausgebildet ist. Der erste Kühlkanal **96** liefert Kühlfluid zur radialen Innenseite der ersten Reibkupplung **32** und ist vorzugsweise ebenfalls

über die erste Drehdurchführung **86** mit einem gehäusefesten Abschnitt der Fluidzuführeinrichtung **80** verbunden.

[0073] In entsprechender Weise ist in der Nebenwelle **50** ein zweiter Kühlkanal **98** ausgebildet, der dazu vorgesehen ist, Kühlfluid zu einer radialen Innenseite der zweiten Reibkupplung **34** hin zu führen. In **Fig. 1** ist der zweite Kühlkanal **98** lediglich schematisch angedeutet. Dieser kann beispielsweise in Umfangsrichtung versetzt gegenüber dem zweiten Verbindungskanal **94** angeordnet sein. Der zweite Kühlkanal **98** ist vorzugsweise über die zweite Drehdurchführung **92** mit einem gehäusefesten Teil der Fluidzuführeinrichtung **80** verbunden.

[0074] Das Gehäuse **24** weist wenigstens ein erstes Gehäuseteil **102** und ein zweites Gehäuseteil **104** auf, die über eine radiale Trennfuge **106** miteinander verbunden sind. Der erste Betätigungsfluidkanal **84** kann sich dabei beispielsweise von dem zweiten Gehäuseteil **104** (an dem vorzugsweise die hydraulische Stelleinheit **82** festgelegt ist) durch die Trennfuge **106** hindurch zu dem ersten Gehäuseteil **102** erstrecken. Das erste Gehäuseteil **102** ist hierbei vorzugsweise der radial außenliegende Festteil der ersten Drehdurchführung **86**. Der zweite Betätigungsfluidkanal **90** kann sich durch das zweite Gehäuseteil **104** hindurch erstrecken, und zwar bis hin zu der zweiten Drehdurchführung **92**, wobei der zweite Gehäuseteil **104** der radial außenliegende Festteil der zweiten Drehdurchführung **92** ist.

[0075] Der Radius des Außendurchmessers des Verbindungsgliedes **48** ist in **Fig. 1** bei **R3** gezeigt. Der Radius **R3** kann bei der vorliegenden Doppelkupplungsanordnung **14** sehr klein sein, beispielsweise in einem Bereich von dem 1,5- bis 3-fachen der Radialerstreckung **E2** der Reibkupplungen **32**, **34** liegen, vorzugsweise in einem Bereich des 2-fachen bis 2,5-fachen der Radialerstreckung **E2**.

Patentansprüche

1. Doppelkupplungsanordnung (**14**) für einen Kraftfahrzeugantriebsstrang (**10**), mit
 - einem Gehäuse (**24**),
 - einer ersten und einer zweiten Reibkupplung (**32**, **34**), die in dem Gehäuse (**24**) in einer axialen Richtung versetzt angeordnet sind und eine Kupplungseinrichtung (**31**) mit einer ersten axialen Seite (**33**) und einer zweiten axialen Seite (**35**) bilden, und
 - einem ersten Aktuator (**64**) zur Betätigung der ersten Reibkupplung (**32**) und einem zweiten Aktuator (**66**) zur Betätigung der zweiten Reibkupplung (**34**), wobei in axialer Richtung zwischen der ersten und der zweiten Reibkupplung (**32**, **34**) eine Axialabstützungseinrichtung (**56**) angeordnet ist, wobei die Axialabstützungseinrichtung (**56**) ein erstes Abstützungsglied (**58**) für die erste Reibkupplung (**32**) und

ein zweites Abstützungsglied (60) für die zweite Reibkupplung (34) aufweist,

wobei der erste und der zweite Aktuator (64, 66) jeweils als Hydraulikzylinder ausgebildet sind, wobei eine Fluidzufuhr zu den Hydraulikzylindern (64, 66) so ausgebildet ist, dass Fluid zu dem ersten Hydraulikzylinder (64) auf der ersten axialen Seite (33) der Kupplungseinrichtung (31) zugeführt wird und Fluid zu dem zweiten Hydraulikzylinder (66) auf der entgegengesetzten zweiten axialen Seite (35) der Kupplungseinrichtung (31) zugeführt wird, wobei der erste Hydraulikzylinder (64) über eine erste Drehdurchführung (86) mit Fluid versorgt wird, wobei der zweite Hydraulikzylinder (66) über eine zweite Drehdurchführung (92) mit Fluid versorgt wird, wobei die erste und die zweite Drehdurchführung (86, 92) auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung (31) angeordnet sind, und

wobei die erste Drehdurchführung (86) und die zweite Drehdurchführung (92) jeweils ein in Bezug auf das Gehäuse (24) feststehendes Festglied (104, 102) und ein in Bezug auf das Gehäuse (24) drehbar gelagertes Drehglied (26, 50) aufweisen,

dadurch gekennzeichnet, dass das jeweilige Drehglied (26, 50) radial innerhalb des Festgliedes (104, 102) angeordnet ist.

2. Doppelkupplungsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste und das zweite Abstützungsglied (58, 60) jeweils als Stützring ausgebildet sind, wobei die Stützringe (58, 60) vorzugsweise an einem gemeinsamen Außenlamellenträger-Verbindungsglied (48) axial festgelegt sind.

3. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Reibkupplung (32, 34) jeweils als nasslaufende Lamellenkupplungen ausgebildet sind, wobei Kühlfluid für die erste und die zweite Reibkupplung (32, 34) auf axial gegenüberliegenden Seiten der Kupplungseinrichtung (31) zugeführt wird.

4. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Reibkupplung (32, 34) jeweils als nasslaufende Lamellenkupplung mit einem jeweiligen Außenlamellenträger (52, 54) und einem jeweiligen Innenlamellenträger (42, 44) ausgebildet sind, wobei die erste und die zweite Reibkupplung (32, 34) ein gemeinsames Verbindungsglied (48) aufweisen und wobei das Verbindungsglied (48) mit den Außenlamellenträgern (52, 54) der ersten und der zweiten Reibkupplung (32, 34) verbunden ist.

5. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Reibkupplung (32, 34) jeweils als nasslaufende Lamellenkupplungen mit einem jeweiligen Außenlamellenträger (52, 54) und einem jeweiligen Innenlamellenträger (42, 44) ausgebildet sind,

wobei die Innenlamellenträger (42, 44) jeweils mit einem Ausgangsglied (38, 40) der ersten bzw. zweiten Reibkupplung (32, 34) verbunden sind.

6. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–5, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste und der zweite Aktuator (64, 66) jeweils als Hydraulikzylinder ausgebildet sind, die jeweils einen Betätigungskolben (68, 70) zur Betätigung der ersten bzw. der zweiten Reibkupplung (32, 34) aufweisen, wobei der erste und/oder der zweite Betätigungskolben (68, 70) eine radiale Kolbenerstreckung (E1) aufweist, wobei die erste und/oder die zweite Reibkupplung (32, 34) eine radiale Kupplungserstreckung (E2) aufweist, und wobei sich die radiale Kolbenerstreckung (E1) und die radiale Kupplungserstreckung (E2) zu wenigstens 30% überschneiden.

7. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–6, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Gehäuse (24) ein erstes Gehäuseteil (102) und ein zweites Gehäuseteil (104) aufweist, die über eine radiale Trennfuge (106) miteinander verbunden sind, wobei Fluid für die erste Reibkupplung (32) über das erste Gehäuseteil (102) zugeführt wird und wobei Fluid für die zweite Reibkupplung (34) über das zweite Gehäuseteil (104) zugeführt wird.

8. Doppelkupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1–7, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Abstützungsglied (58) und das zweite Abstützungsglied (60) in axialer Richtung voneinander beabstandet sind, so dass ein Übersprechen bei Betätigung der Reibkupplungen reduziert wird.

Es folgt eine Seite Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

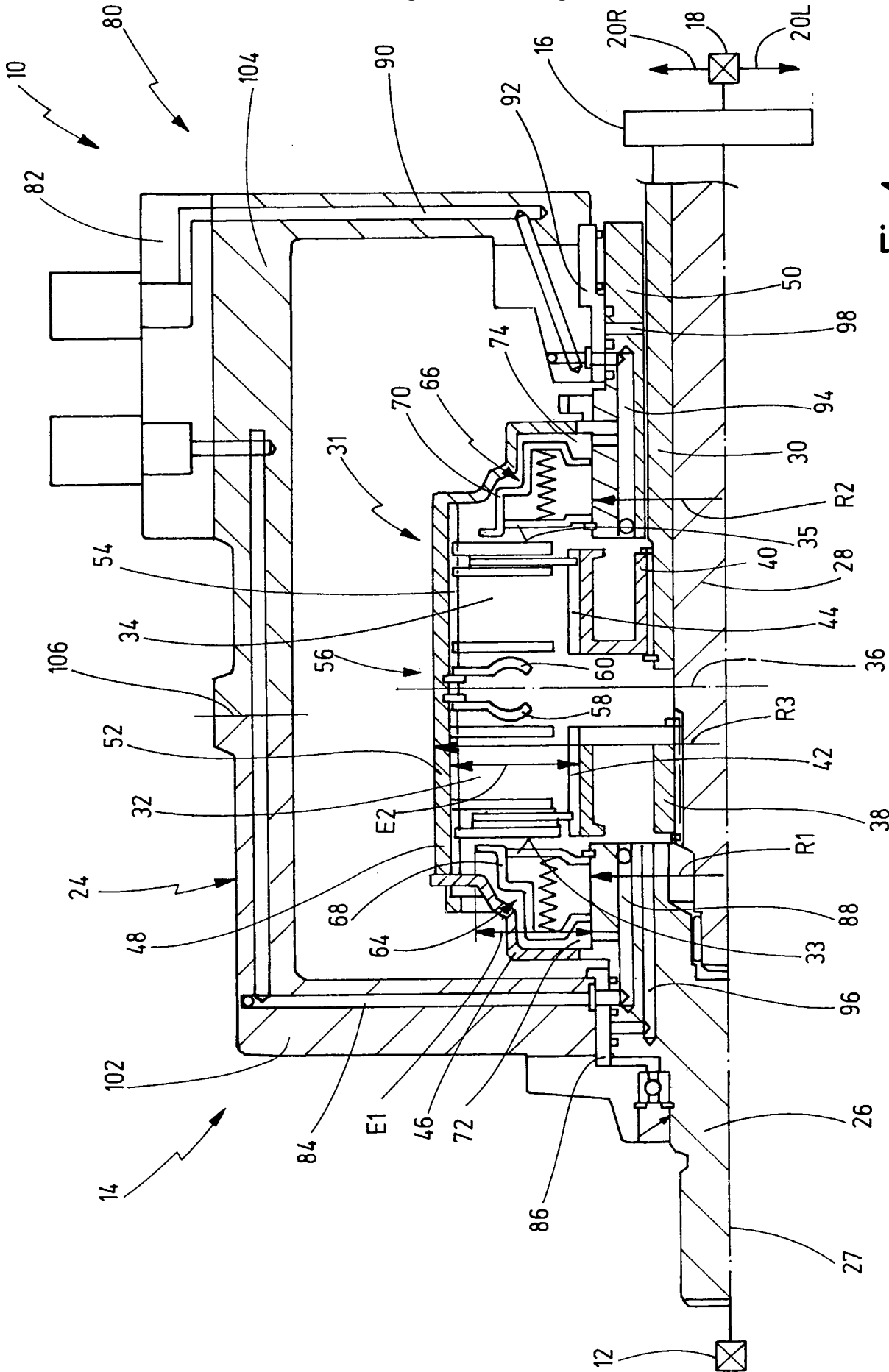


Fig.1