



(10) **DE 100 04 286 B4** 2010.10.14

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **100 04 286.4**  
(22) Anmeldetag: **01.02.2000**  
(43) Offenlegungstag: **05.04.2001**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **14.10.2010**

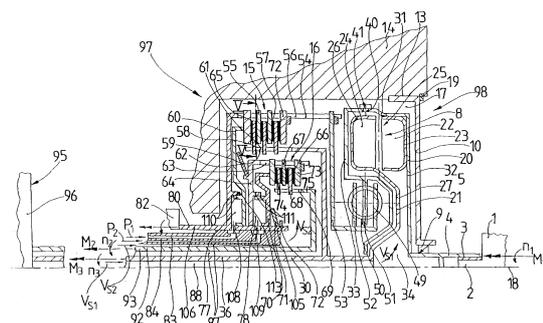
(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **B60K 17/02** (2006.01)  
**F16D 47/06** (2006.01)

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

(66) Innere Priorität: <b>199 46 857.5</b> <b>30.09.1999</b> <b>199 55 365.3</b> <b>17.11.1999</b>	(72) Erfinder: <b>Sudau, Jörg, Dipl.-Ing., 97464 Niederwerrn, DE;</b> <b>Kundermann, Wolfgang, Dipl.-Ing., 97422</b> <b>Schweinfurt, DE</b>
(62) Teilung in: <b>100 66 464.4</b>	(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
(73) Patentinhaber: <b>ZF Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE</b>	<b>DE</b> <b>196 31 983</b> <b>C1</b> <b>DE</b> <b>198 00 490</b> <b>A1</b> <b>EP</b> <b>09 31 951</b> <b>A1</b>

(54) Bezeichnung: **Kupplungseinrichtung mit einer hydrodynamischen Kupplung und zumindest zwei Reibungskupplungen**

(57) Hauptanspruch: Kupplungseinrichtung zur Verbindung des Antriebs (1) eines Kfz mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe (95) über zumindest zwei Reibungskupplungen (15, 16), die unabhängig voneinander ein- oder ausrückbar und über ihre jeweiligen Abtriebsseiten mit einer zugeordneten Getriebeeingangswelle (30, 92) des Schaltgetriebes verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine erste (15) der Reibungskupplungen an ihrer Antriebsseite (56) jeweils mit einem Antriebsbauteil (20) einer hydrodynamischen Kupplung (8) in Wirkverbindung versetzbar ist, die zumindest bei vorbestimmten Betriebsbedingungen des Antriebsstranges (98) zur Übertragung von durch den Antrieb (1) eingeleitetem Drehmoment aktivierbar ist, während sowohl die Abtriebsseite (61) der ersten Reibungskupplung (15) als auch ein Abtriebsbauteil (21) der hydrodynamischen Kupplung (8) mit der zugeordneten Getriebeeingangswelle (30) verbunden ist.



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Kupplungseinrichtung gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0002]** Eine solche Kupplungseinrichtung ist beispielsweise durch die EP 0 931 951 A1 bekannt. Die Kupplungseinrichtung dient zur Verbindung des Antriebs eines Kraftfahrzeugs mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe über zwei bevorzugt automatisiert betätigte Reibungskupplungen, wobei jeder dieser beiden Reibungskupplungen jeweils ein Ausrücksystem zugeordnet ist, so dass die beiden Reibungskupplungen unabhängig voneinander ein- oder ausrückbar sind. Eine der Reibungskupplungen ist auf einer zentralen Getriebeeingangswelle drehfest angeordnet, während die andere Reibungskupplung an einer die zentrale Getriebeeingangswelle umgreifenden, als Hohlwelle ausgebildeten zweiten Getriebeeingangswelle drehfest angreift. Derartige Kupplungseinrichtungen, in Fachkreisen als "Doppelkupplung" bezeichnet, bieten insbesondere im Zusammenhang mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe die Möglichkeit, Schaltvorgänge zwischen jeweils zwei Übersetzungsstufen des Getriebes ohne Zugkraftunterbrechung vorzunehmen.

**[0003]** Die vorgenannte Offenlegungsschrift behandelt allerdings nicht nur die Vorteile einer derartigen Kupplungseinrichtung, sondern weist auch – allerdings nur indirekt – auf das eigentliche Problem hin: So ist beispielsweise dargelegt, dass bei besonders schwierigen Anfahrvorgängen beide Kupplungsscheiben gemeinsam beaufschlagt werden können. Derartige Anfahrvorgänge liegen beispielsweise vor, wenn einerseits das Fahrpedal bis in den Bereich seines Anschlages ausgelenkt wird, während gleichzeitig das Kraftfahrzeug unter Aufwendung der maximalen Bremskraft solange im wesentlichen im Stillstand gehalten wird, bis die Kupplung ihren optimalen Übertragungspunkt erreicht hat, bei dessen Überschreitung der Antrieb abgewürgt würde. Wenn zu diesem Zeitpunkt die Bremswirkung aufgehoben wird, wird das Fahrzeug mit maximaler Beschleunigung anfahren. Derartige Anfahrvorgänge sind zwar überwiegend im Rennsport üblich, können aber, insbesondere bei Kraftfahrzeugen mit relativ schwacher Motorisierung, unter extremen Anfahrbedingungen, wie beispielsweise beim Anfahren an einem Hindernis, erforderlich werden. Die Folge hiervon ist hoher Schlupf, der mit hoher Wärmeentwicklung einhergeht. Es besteht demnach nicht nur das Problem, diese Wärme aus dem Erstreckungsbereich der Reibungskupplungen abführen zu müssen, sondern es ist vielmehr mit erhöhtem Verschleiß an den Reibungskupplungen zu rechnen. Des weiteren führt eine derartige Erhitzung zu Reibwertänderungen an den Reibungskupplungen, wodurch die Steuerung der beiden Ausrücker und damit der beiden Reibungskupplungen relativ zueinander deutlich beein-

trächtigt werden kann. Das wiederum steht einer problemlosen Momentenübertragung bei Schaltvorgängen im Schaltgetriebe ohne Zugkraftunterbrechung und ohne Schaltrucke entgegen. Hitzebedingte Ungenauigkeiten bei der Funktionsabstimmung der beiden Reibungskupplungen zueinander können nämlich dazu führen, dass beide Getriebeeingangswellen mit einem bei einem Schaltvorgang nicht vorgesehenen Momentenverhältnis beaufschlagt werden, was zu Schaltvorgängen im Schaltgetriebe unter Last führen kann. Dadurch kann die Synchronisation im Schaltgetriebe überfordert werden, so dass, abgesehen von den Nachteilen hinsichtlich des Wirkungsgrades, eine Schädigung des Schaltgetriebes bis zum Totalausfall auftreten kann.

**[0004]** Ebenfalls problematisch bei einer derartigen Kupplungseinrichtung sind Anfahrvorgänge, die entweder gegen eine Steigung erfolgen, wobei ein Zurückrollen des Kraftfahrzeuges verhindert werden soll, oder die dem Einparken mit geringstmöglicher Geschwindigkeit dienen, um das Kraftfahrzeug in einer Parklücke präzise positionieren zu können. Beim erstgenannten Betriebszustand wird in der Fachwelt vom sogenannten "hillholder", beim letztgenannten Betriebszustand vom "kriechen" gesprochen. Beiden Anfahrvorgängen gemeinsam ist, dass die Reibungskupplung, teilweise ohne Betätigung des Fahrpedals, über längere Zeit mit Schlupf betrieben wird. Auch wenn bei derartigen Anfahrvorgängen die zu übertragenden Momente weit unterhalb derjenigen der eingangs beschriebenen Betriebsbedingung liegen, so kann dennoch eine starke Erhitzung der Reibungskupplungen auftreten, was mit den zuvor ausführlich dargelegten Problemen einhergeht.

**[0005]** Es wurden Schaltstrategien und Schaltverfahren für Doppelkupplungsgetriebe vorgeschlagen, die auf der gezielten Einstellung von Kupplungsschlupf beruhen (DE 196 31 983 C1) mit dementsprechender Erzeugung von Reibungswärme. Je nach Fahrweise können Überhitzungsprobleme der erläuterten Art nicht ausgeschlossen werden.

**[0006]** Die Gefahr einer starken Erhitzung besteht nicht nur bei einer trockenen Reibungskupplung, sondern kann auch bei sogenannten "naßlaufenden" Reibungskupplungen, vorzugsweise in Form einer Lamellenkupplung, auftreten, die innerhalb eines viskosen Mediums, wie Hydraulikflüssigkeit, angeordnet ist. Beispielhaft sei hierbei auf die DE 198 00 490 A1 verwiesen, bei der zwei in viskosem Medium angeordnete Lamellenkupplungen vorhanden sind, von denen eine für Vorwärtsfahrt und die andere für Rückwärtsfahrt vorgesehen ist. Dem Gegenstand gemäß der DE 198 00 490 A1 liegt die Aufgabe zugrunde, derartige naßlaufende Reibungskupplungen in ausreichender Weise zu kühlen, wozu das viskose Medium herangezogen wird. Allerdings ist trotz der Flüssigkeitskühlung eine Erhitzung der Reibungs-

kupplungen ein erhebliches Problem, da einerseits das viskose Medium beim Durchströmen von in Reibflächen der Reibungskupplung üblicherweise vorgesehenen Strömungsdurchlässen in Form von Nutungen überhitzt und damit zerstört werden kann und andererseits eine starke Durchströmung dieser Nutungen wiederum durch Aufbau eines Gegendrucks zwischen den Reibflächen zweier benachbarter Lamellen die Drehmomentübertragungsfähigkeit der Reibungskupplung reduziert und damit über erhöhten Schlupf das Problem einer Überhitzung nochmals vergrößert. Dieses Problem kann, insbesondere bei Lamellenkupplungen, dazu führen, daß sich nach einem Ausrückvorgang die Reibflächen nicht mehr völlig voneinander trennen und demnach zum Teil erhebliche Schleppmomente in das Schaltgetriebe gelangen, weil eine der Reibungskupplungen bereits geschlossen ist, während die andere noch nicht vollständig geöffnet hat.

**[0007]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Kupplungseinrichtung derart auszubilden, daß auch unter ungünstigen Betriebsbedingungen, wie beispielsweise bei problematischen Anfahrvorgängen eines Kraftfahrzeugs, eine starke Erhitzung im Bereich der Reibungskupplungen vermieden wird.

**[0008]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch eine Kupplungseinrichtung mit den Merkmalen nach Anspruch 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben. Durch Herstellung einer Wirkungsverbindung zwischen einer der Reibungskupplungen mit einer hydrodynamischen Kupplung kann die letztgenannte bei schwierigen Anfahrvorgängen, wie beispielsweise bei der Überwindung von Hindernissen, beim Anfahren am Berg unter Nutzung der Funktion „hillholder“ sowie beim Kriechen zum Einparken des Kraftfahrzeugs in eine enge Parklücke als Ersatz für die mit der hydrodynamischen Kupplung jeweils in Wirkverbindung stehende Reibungskupplung aktiviert werden. Die hydrodynamische Kupplung ist hierbei im doppelten Sinne von Vorteil: Zum Einen führen Anfahrvorgänge auch unter Vollast bei einer hydrodynamischen Kupplung zwar zu einer zeitlich begrenzten Relativbewegung des üblicherweise durch ein Pumpenrad gebildeten Antriebsbauteils gegenüber dem ein Turbinenrad aufweisenden Abtriebsbauteil und damit zu strömungsbedingten Verlusten, jedoch hält sich die hierbei entstehende Wärmeentwicklung in engen Grenzen, zumal bei derartigen hydrodynamischen Kupplungen die Übertragung von Drehmomenten einhergeht mit einem vergleichsweise starken Volumenstrom an viskosem Medium, der zwischen Pumpenrad und Turbinenrad zirkuliert. Sobald das Turbinenrad nahezu die Drehzahl des Pumpenrades erreicht hat, arbeitet die hydrodynamische Kupplung mit vergleichsweise geringen Verlusten. Durch die anspruchsgemäße Verbindung des Abtriebsbauteils der hydrodynamischen Kupplung, also des Turbinen-

rades, mit der Abtriebsseite einer der Reibungskupplungen und mit einer der Getriebeeingangswellen des Schaltgetriebes wird demnach erreicht, dass das von einem Antrieb bereitgestellte Drehmoment unter Umgehung der mit der hydrodynamischen Kupplung verbundenen Reibvorrichtung direkt auf diese Getriebeeingangswelle übertragen werden kann. Die Getriebeeingangswelle nimmt hierbei an der zuvor beschriebenen Beschleunigung des Turbinenrades durch das Pumpenrad über den zwischen denselben verlaufenden Volumenstrom viskosen Mediums teil. Die entsprechende Reibungskupplung ist entweder während der Aktivierung der hydrodynamischen Kupplung ausgerückt oder wird in Kombination mit der hydrodynamischen Kupplung betrieben, um die Verlustleistung auf zwei Kupplungen mit vorbestimmbarem Verteilungsverhältnis zu verteilen.

**[0009]** Für den Fall, dass die Reibungskupplungen zur Einsparung axialen Bauraumes mit radialem Versatz zueinander angeordnet sind, ist es vorteilhaft, die radial äußerste Reibungskupplung mit der hydrodynamischen Kupplung zu verbinden. Der Grund hierfür ergibt sich wie folgt: Die hydrodynamische Kupplung ist vorzugsweise mit derjenigen Getriebeeingangswelle verbunden, an welcher die höchsten Momente anliegen können, also an derjenigen Getriebeeingangswelle, welcher insbesondere die erste Schaltstufe sowie der Rückwärtsgang zugeordnet ist. Dadurch bedingt, ergibt sich bei einem Schaltgetriebe mit zwei Getriebeeingangswellen vorzugsweise diejenige Aufteilung, dass der mit der hydrodynamischen Kupplung zusammenwirkenden ersten Getriebeeingangswelle die Schaltstufen 1, 3 und 5 sowie der Rückwärtsgang und der zweiten Getriebeeingangswelle die Schaltstufen 2, 4 und 6 bei einem sechsstufigen Schaltgetriebe zugeordnet sind.

**[0010]** Anders als bei extremen Anfahrvorgängen, wie Anfahren unter Vollast oder mit der Funktion „hillholder“ oder „Kriechen“ können einfache Anfahrvorgänge unter Umgehung der hydrodynamischen Kupplung mittels einer der Reibungskupplungen erfolgen. Da die radial äußere Reibungskupplung gegenüber der radial weiter innen angeordneten Reibungskupplung – eine gleiche Lamellenanzahl bei Ausbildung beider Reibungskupplungen als Lamellenkupplungen vorausgesetzt – zur Übertragung höherer Drehmomente als radial weiter innenliegende Reibungskupplungen geeignet ist, wird mit Vorzug die radial äußerste Reibungskupplung mit derjenigen Getriebeeingangswelle verbunden, an der auch die hydrodynamische Kupplung angreift. Somit kann ein einfacher Anfahrvorgang mit dieser Reibungskupplung erfolgen, wodurch der Wirkungsgrad der Kupplungseinrichtung und damit des gesamten Antriebsstranges, der außer der Kupplungseinrichtung auch den Antrieb und das Schaltgetriebe umfaßt, gegenüber einer Ausführung der Kupplungseinrichtung, bei der jeder Anfahrvorgang über die hydrodynamische

Kupplung erfolgt, erhöht wird.

**[0011]** Eine alternative Drehmomentübertragung über die hydrodynamische Kupplung oder über eine der Reibungskupplungen setzt eine Zu- oder Abschaltbarkeit aller Kupplungen voraus, unabhängig davon, ob diese hydrodynamisch oder über Reibung wirksam sind. Im letztgenannten Fall wird hierzu durch Ein- oder Ausrücken eine Wirkverbindung zwischen Reibflächen miteinander benachbarter Kupplungsbauteile, wie Außen- und Innenlamellen einer Lamellenkupplung hergestellt oder aufgehoben. Im Gegensatz dazu kann die hydrodynamische Kupplung folgendermaßen geschaltet werden:

Zur Deaktivierung der hydrodynamischen Kupplung besteht die Möglichkeit, einen Volumenstrom viskosen Mediums, der bei aktivierter hydrodynamischer Kupplung vorzugsweise über einen an deren radialer Innenseite vorgesehenen Strömungszufluß in den hydrodynamischen Kreis geführt wird, zu drosseln oder gar zu stoppen, während gleichzeitig vorzugsweise radial außen für im hydrodynamischen Kreis enthaltenes, viskoses Medium die Möglichkeit geschaffen wird, rasch abzufließen. Aus diesem Grund ist die hydrodynamische Kupplung mit einer Kapselung überzogen, die im wesentlichen den hydrodynamischen Kreis überdeckt und vorzugsweise radial außen wenigstens eine Öffnung aufweist, über welche fliehkraftbedingt viskoses Medium aus dem hydrodynamischen Kreis abströmen und der letztgenannte sich dadurch entleeren kann. Vorzugsweise ist diese Öffnung mit einer Durchflußsteuerung versehen, bei der beispielsweise der Durchflußquerschnitt der Öffnung immer mehr verengt und damit die Entleerung des hydrodynamischen Kreises verlangsamt wird. Bei einer derartigen Durchflußsteuerung handelt es sich im Grunde um einen Durchflußbegrenzer. Dieser wirkt besonders flexibel, wenn er über einen Aktuator, wie beispielsweise einen Elektromagneten, möglichst stufenlos einstellbar ist. Alternativ hierzu sind auch Durchflußsteuerungen denkbar, die über geometrische Formgebung wirksam sind, beispielsweise durch Ausbildung des die Öffnung in der Kapselung begrenzenden Randes in Form einer Düse oder einer Blende. Zusammenfassend ist demnach über diese Durchflußsteuerung bei gleichzeitig zumindest reduziertem Volumenstrom am Strömungszufluß die Entleerungsgeschwindigkeit und damit die Zeitspanne für die Deaktivierung der hydrodynamischen Kupplung bestimmbar. Umgekehrt ist eine Aktivierung der hydrodynamischen Kupplung durch Einleitung oder Verstärkung eines Volumenstroms viskosen Mediums über den Strömungszufluß bei vorzugsweise zumindest teilweiser Durchflußreduzierung im Bereich der radial äußeren Öffnung erzielbar, da sich damit der hydrodynamische Kreis in vorbestimmbarer Zeit mit viskosem Medium füllen kann.

**[0012]** Die zuvor behandelte, funktionsnotwendige

Kapselung der hydrodynamischen Kupplung wird vorzugsweise zur drehfesten Verbindung mit einer Kurbelwelle des Antriebs, beispielsweise über eine Verzahnung, verwendet. Die Kapselung ist daher antriebsseitig aus dem die Kupplungseinrichtung umschließenden Gehäuse herausgeführt, während die restliche Kupplungseinrichtung innerhalb dieses Gehäuses verbleibt. Das Gehäuse ist durch eine Abdeckung sowie eine zwischen derselben und der antriebsseitig nach außen geführten Kapselung vorgesehene Abdichtung zumindest im wesentlichen gegen einen Austritt viskosen Mediums gesichert.

**[0013]** Gemäß einer anderen Weiterbildung ist die hydrodynamische Kupplung über die Kapselung mit einem Torsionsschwingungsdämpfer verbunden, der wiederum an der Antriebsseite der zugeordneten Reibungskupplung angreift.

**[0014]** Die hydrodynamische Kupplung kann entweder, bei ausschließlicher Verwendung von Pumpen- und Turbinenrad, als Hydrokupplung ausgebildet sein, ist aber ebenso bei zusätzlicher Verwendung eines Leitrades zwischen den beiden vorgenannten Rädern, als hydrodynamischer Drehmomentwandler ausführbar. Im letztgenannten Fall muß eine Abstützmöglichkeit für das Leitrad gegenüber den strömungsbedingten Kräften zwischen Pumpen- und Turbinenrad vorgesehen sein, wobei diese Abstützung über eine vorzugsweise zur Drehachse der Kupplungseinrichtung zentrale Stützwelle im Getriebegehäuse des Schaltgetriebes erfolgt.

**[0015]** Gemäß einer Weiterbildung sind alle Reibungskupplungen entweder über ihre Antriebs- oder über ihre Abtriebsseite mit einer Hydraulikpumpe verbunden, so dass den Reibungskupplungen die Zusatzfunktion eines Pumpenantriebs zukommt. Durch diese Hydraulikpumpe sind einerseits Druckkanäle zum Aufbau eines Steuerdruckes für die jeweilige Reibungskupplung und andererseits Strömungskanäle zum Aufbau eines Volumenstromes zu den Reibungskupplungen, aber auch zur hydrodynamischen Kupplung, erzeugbar. Über die Druckkanäle sind hierbei Druckkammern im Gehäuse der Kupplungseinrichtung beaufschlagbar, und zwar derart, dass jeweils ein der Druckkammer zugeordneter Kolben der Reibungskupplung gegen die Wirkung einer Axialfeder ausgelenkt wird und dadurch die Reibungskupplung, vorzugsweise als Lamellenkupplung ausgebildet, durch Zusammenschieben der Außen- und der Innenlamellen gegen eine Anlage drückt und die Reibungskupplung dadurch einrückt. Beim Aufbau eines Überdruckes in einem der Druckkanäle und damit in einer der Druckkammern muß gleichzeitig ein Druckabbau im jeweils anderen Druckkanal und damit ein Druckabfall in der zugeordneten Druckkammer erzeugt werden, so dass ein anderer Kolben, der anderen Reibungskupplung zugeordnet, unter der Wirkung einer weiteren Axialfeder in seine Aus-

gangsstellung zurückgeschoben und damit die zugeordnete Reibungskupplung ausgerückt wird. Für den nächsten Schaltvorgang wird dagegen der Druckaufbau bzw. der Druckabbau in den einzelnen Druckkanälen umgekehrt. Gleichzeitig erzeugt die Hydraulikpumpe einen Volumenstrom, der vorzugsweise einen Strömungskanal radial zwischen den beiden Getriebeeingangswellen durchströmt, so dass wenigstens eine der Getriebeeingangswellen, also die radial äußere, als Hohlwelle ausgebildet sein muß, welche die innere Getriebeeingangswelle mit radialem Spiel zur Bildung eines Strömungskanals ringförmigen Querschnittes umschließt. Durch diesen Strömungskanal gelangt ein Volumenstrom viskosen Mediums in das Gehäuse der Kupplungseinrichtung und hierbei insbesondere in den Erstreckungsbereich der Reibungskupplungen, wobei diese bevorzugt Strömungsdurchlässe in den den einzelnen Lamellen zugeordneten Reibbelägen zum Durchgang des Volumenstroms aufweisen. Derartige Strömungsdurchlässe sind beliebig formbar, wobei aus der Patentliteratur eine Mehrzahl unterschiedlicher Ausführungen für derartige Strömungsdurchlässe bekannt sind. Gemäß der DE 44 32 624 C1 können derartige Strömungsdurchlässe beispielsweise mäanderförmig sein, während die US 5 094 331 bevorzugt radiale Strömungsdurchlässe zeigt, und der US 5 101 953 Strömungsdurchlässe entnehmbar sind, zwischen denen Erhebungen in einem Waffelmuster ausgebildet sind. Die jeweilige konstruktive Ausführung dieser Strömungsdurchlässe wird entsprechend dem Einsatzzweck der Reibungskupplungen ausgelegt.

**[0016]** Einer der Strömungskanäle führt am Erstreckungsbereich der Reibungskupplungen vorbei bis zur hydrodynamischen Kupplung und dient zur Versorgung der letztgenannten – zumindest zeitweise – mit einem Volumenstrom viskosen Mediums, der zu der zuvor bereits ausführlich erörterten Aktivierung der hydrodynamischen Kupplung insbesondere bei Anfahrvorgängen, dient. Vorzugsweise ist hierbei die Drehachse der Kupplungseinrichtung umschließende Getriebeeingangswelle als Hohlwelle ausgebildet, so dass dieser Strömungskanal zentral verläuft. Diese konstruktive Ausführung ist bevorzugt bei Ausbildung der hydrodynamischen Kupplung als Hydrokupplung von Vorteil. Bei Ausbildung als hydrodynamischer Drehmomentwandler ist dagegen, wegen der notwendigen Abstützung des Leitrades im Getriebegehäuse des Schaltgetriebes und der damit verbundenen, vorzugsweise zentralen Durchführung einer zwischen einem Freilauf des Leitrades und dem Getriebegehäuse verlaufenden Stützwelle, der Strömungskanal vorzugsweise mit ringförmigem Querschnitt radial zwischen der hohlen, radial innersten Getriebeeingangswelle und der Stützwelle vorgesehen.

**[0017]** Im Folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläu-

tert. Es zeigt:

**[0018]** [Fig. 1](#) die obere Hälfte einer Kupplungseinrichtung mit hydrodynamischer Kupplung in Form einer Hydrokupplung, die über eine Durchflußsteuerung verfügt, und mit Lamellen aufweisenden Reibungskupplungen ausgebildet ist;

**[0019]** [Fig. 2](#) eine vergrößerte Herauszeichnung einer fliehkraftabhängig wirksamen Durchflußsteuerung;

**[0020]** [Fig. 3](#) wie [Fig. 2](#), aber mit durch Aktuator einstellbarer Durchflußsteuerung;

**[0021]** [Fig. 4](#) eine strömungsbeeinflussende Durchflußsteuerung;

**[0022]** [Fig. 5](#) eine Draufsicht auf eine Lamelle aus einer der Reibungskupplungen;

**[0023]** [Fig. 6](#) wie [Fig. 1](#), allerdings mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler als hydrodynamische Kupplung;

**[0024]** [Fig. 7](#) eine vergrößerte Herauszeichnung zur Veranschaulichung einer bevorzugten Möglichkeit der Sicherung einer zwischen einem Deckel und einer Welle wirksamen Abdichtung.

**[0025]** [Fig. 1](#) zeigt einen Antrieb **1**, der durch eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges gebildet sein kann. Dieser Antrieb **1** ist mit einer Kurbelwelle **2** versehen, die über eine Verzahnung **3** mit einer Hohlwelle **4** einer Kapselung **5** für eine hydrodynamische Kupplung **8** drehfest verbunden ist. Die Hohlwelle **4** trägt eine Abdichtung **9**, die ihrerseits von einem Deckel **10** eines Gehäuses **14** umschlossen ist. Der Deckel **10** ist im radial äußeren Bereich in eine Vertiefung **13** des Gehäuses **14** eingelassen und wird in Achsrichtung einerseits durch die axiale Begrenzung der Vertiefung **13** und andererseits durch eine Gegenhalterung **19** gesichert. Der Deckel **10** begrenzt einen Raum **17** an dessen dem Antrieb **1** zugewandter Seite, der zur Aufnahme der bereits genannten, hydrodynamischen Kupplung **8** sowie zweier Reibungskupplungen **15**, **16** dient. Die hydrodynamische Kupplung **8** bildet zusammen mit den Reibungskupplungen **15**, **16** eine Kupplungseinrichtung **97**, die zusammen mit dem Antrieb **1** und einem Schaltgetriebe **95** als Antriebsstrang **98** eines Kraftfahrzeuges wirksam ist. Die hydrodynamische Kupplung **8** ist mit den Reibungskupplungen **15**, **16** um eine gemeinsame Drehachse **18** drehbar.

**[0026]** Zurückkommend auf die hydrodynamische Kupplung **8** ist diese mit einem Antriebsbauteil **20** in Form eines Pumpenrades **22** und einem Abtriebsbauteil **21**, gebildet durch ein Turbinenrad **24**, versehen, wobei durch Zusammenwirken von Pumpenrad

**22** und Turbinenrad **24** ein hydrodynamischer Kreis **25** gebildet wird. Das Pumpenrad **22** ist mit einer Pumpenschale **23** versehen, die entweder einstückig mit der Kapselung **5** ausgebildet oder an dieser befestigt ist.

**[0027]** Das mit dem Pumpenrad **22** zusammenwirkende Turbinenrad **24** verfügt über eine Turbinenschale **26** und einen mit derselben fest verbundenen Turbinenfuß **27**. Der Turbinenfuß **27** ist mit einer ersten Getriebeeingangswelle **30** drehfest verbunden, die als Hohlwelle **36** ausgebildet ist. Die Gründe für die letztgenannte Maßnahme werden an späterer Stelle ausführlich erläutert.

**[0028]** Zurückkommend auf die hydrodynamische Kupplung **8**, ist die Kapselung **5** mit einer radial äußeren Begrenzung **31** ausgebildet, an welche sich nach radial innen verlaufende Wandungen **32**, **33** anschließen. Die Wandung **32** ist benachbart zum Deckel **10** angeordnet und drehfest mit der eingangs genannten Hohlwelle **4** verbunden. Die andere Wandung **33** ist bis auf Spaltbreite an die Getriebeeingangswelle **30** nach radial innen gezogen und verfügt über eine Nabe zur Ansteuerung eines Umfangsfedersatzes **49** eines Torsionsschwingungsdämpfers **50**, wobei sich der Umfangsfedersatz **49** anderenends an Deckblechen **52** abstützt, die wiederum über einen nach radial außen verlaufenden Steg **53** drehfest mit einem ersten äußeren Lamellenträger **54** verbunden sind, der die Antriebsseite **56** der ersten Reibungskupplung **15** bildet und zur drehfesten Aufnahme von ersten Außenlamellen **55** dient. Diese wirken, eingrückten Zustand vorausgesetzt, über erste Reibbeläge **57** mit ersten Innenlamellen **58** zusammen, an denen die Reibbeläge **57** befestigt sind. Die Innenlamellen **58** wiederum sind drehfest mit einem ersten inneren Lamellenträger **59** verbunden, der als Abtriebsseite **61** der ersten Reibungskupplung **15** dient. Dieser innere Lamellenträger **59** führt nach radial innen und ist drehfest an der Getriebeeingangswelle **30** angebunden.

**[0029]** Zurückkommend zur Antriebsseite **56** der ersten Reibungskupplung **15**, führt deren äußerer Lamellenträger **54** nach radial innen, wo er einerseits einen Axialausläufer **105** in Richtung zur hydrodynamischen Kupplung **8** und andererseits einen Axialausläufer **106** in Richtung zum Schaltgetriebe **95** aufweist. Der erstgenannte Axialausläufer **105** ist mit Ausnehmungen **108**, **109** versehen, auf deren Funktion zu einem späteren Zeitpunkt noch eingegangen wird. Der andere Axialausläufer **106** ist unterdessen mit einer Hydraulikpumpe **82** verbunden und dient als Pumpenantrieb **80** für diese. Vom Antrieb **1** bereitgestelltes Drehmoment wird demnach über die Kapselung **5** der hydrodynamischen Kupplung und den Torsionsschwingungsdämpfer **50** sowie den äußeren Lamellenträger **54** der ersten Reibungskupplung **15** direkt an die Hydraulikpumpe **82** weitergeleitet.

**[0030]** Der in Richtung zur hydrodynamischen Kupplung verlaufende Axialausläufer **105** dient zur drehfesten Aufnahme eines zweiten äußeren Lamellenträgers **63** für die zweite Reibungskupplung **16**, der somit als Antriebsseite **64** für diese zweite Reibungskupplung **16** wirksam ist. Der äußere Lamellenträger **63** nimmt Außenlamellen **67** auf, die, eingrückte Reibungskupplung **16** vorausgesetzt, mit ihren Reibflächen in Wirkkontakt mit Reibbelägen **74** treten, die an Innenlamellen **68** befestigt sind. Die letztgenannten ihrerseits stehen in drehfester Verbindung mit einem zweiten inneren Lamellenträger **69**, der als Abtriebsseite **75** der zweiten Reibungskupplung **16** dient. Dieser innere Lamellenträger **69** ist drehfest mit einer zweiten Getriebeeingangswelle **92** versehen, welche ebenso wie die erste Getriebeeingangswelle **30** als Hohlwelle **93** ausgebildet ist und die erste Getriebeeingangswelle **30** mit radialem Abstand umschließt.

**[0031]** Der zur hydrodynamischen Kupplung **8** gerichtete Axialausläufer **105** des ersten äußeren Lamellenträgers **54** nimmt, axial zwischen dem radial verlaufenden Teil des ersten äußeren Lamellenträgers **54** und dem ebenfalls radial verlaufenden Teil des zweiten äußeren Lamellenträgers **63** einen ersten Kolben **60** auf, der axial bewegbar ist. Durch den radialen Außenbereich dieses Kolbens **60** ist die mit einem ersten Lamellenpaket **65** ausgebildete, erste Reibungskupplung **15** zum Einrücken axial beaufschlagbar. Radial weiter innen ist der Kolben **60** durch eine erste Axialfeder **62** beaufschlagt, die sich anderenends am zweiten äußeren Lamellenträger **63** axial abstützt. Durch diese Axialfeder **62** wird der Kolben **60**, bezogen auf die erste Reibungskupplung **15**, in ausgerückter Stellung gehalten. Im radial inneren Bereich ist der Kolben **60** ebenso wie der benachbarte, erste äußere Lamellenträger **54** mit jeweils einem Axialvorsprung **110** ausgebildet, wobei diese beiden Axialvorsprünge **110** von Lamellenträger **54** und Kolben **60** aufeinander zu gerichtet und in radialer Anlage zueinander gehalten sind. Dadurch verschließen die Axialvorsprünge **110** eine Druckkammer **77** nach radial außen, die andererseits radial innen an die Ausnehmung **108** im Axialausläufer **105** angrenzt. Diese Ausnehmung **108** ist ihrerseits über einen ersten Druckkanal **83** mit der Hydraulikpumpe **82** verbunden. Der Druckkanal **83** verläuft mit ringförmigem Querschnitt im Pumpenantrieb **80**.

**[0032]** Axial zwischen dem radialen Bereich des zweiten äußeren Lamellenträgers **63** und dem radialen Bereich des zweiten inneren Lamellenträgers **69** ist ein zweiter Kolben **70** axial verschiebbar angeordnet, der mit seinem radialen Außenbereich zur Axialbeaufschlagung des zweiten Lamellenpaketes **66** der zweiten Reibungskupplung **16** zum Einrücken dient und in seinem radial mittleren Bereich ebenso wie der angrenzende radiale Teil des zweiten äußeren Lamellenträgers **63** über einen Axialvorsprung **111** ver-

fügt, wobei diese beiden Axialvorsprünge **111** radial aneinander angrenzen. Diese Axialvorsprünge **111** begrenzen eine zweite Druckkammer **78**, die sich nach radial innen bis an die benachbarte Ausnehmung **109** im Axialausläufer **105** erstreckt, die ihrerseits über einen zweiten Druckkanal **84** mit der Hydraulikpumpe **82** verbunden ist. Dieser ist, ebenfalls mit ringförmigem Querschnitt, im Pumpenantrieb **80** ausgebildet, und zwar mit Radialversatz zum ersten Druckkanal **83**. Der zweite Kolben **70** ist im radial inneren Bereich durch eine Axialfeder **71** belastet, die sich anderenfalls an einer Anlage **72** abstützt.

**[0033]** Der bereits mehrfach genannte Pumpenantrieb **80** ist als ringförmiges Bauteil ausgebildet, welches, mit Radialversatz, die zweite Getriebeeingangswelle **92** mit radialem Abstand umgreift, so dass radial zwischen dem Pumpenantrieb **80** und der zweiten Getriebeeingangswelle **92** ein erster Teil eines ersten Strömungskanals **87** mit ringförmigem Querschnitt verläuft, während ein zweiter Teil dieses ersten Strömungskanals **87** sich ebenfalls mit ringförmigem Querschnitt radial zwischen der zweiten Getriebeeingangswelle **92** und der ersten Getriebeeingangswelle **30** erstreckt. Dieser Strömungskanal **87** verbindet die Hydraulikpumpe **82** mit den Reibungskupplungen **15,16** und dient zur Durchleitung eines Volumenstromes  $VS_2$  in den Raum **17** des Gebäudes **14**. Radial innerhalb der als Hohlwelle **36** ausgebildeten, zweiten Getriebeeingangswelle **30** ist ein zweiter Strömungskanal **88** mit scheibenförmigem Querschnitt vorgesehen, der die Hydraulikpumpe **82** mit einem Strömungszufluß **34** der hydrodynamischen Pumpe **8** verbindet und zum Durchfluß eines Volumenstromes  $VS_1$  dient.

**[0034]** Der Strömungszufluß **34** ist an der radialen Innenseite der Kapselung **5** der hydrodynamischen Kupplung **8** vorgesehen und wird dadurch gebildet, dass zwischen den Wandungen **32,33** der Kapselung **5** keine Verbindung besteht. Dieser Strömungszufluß **34** wirkt mit einem Strömungsabfluß **40** zusammen, der in der radial äußeren Begrenzung **31** der Kapselung **5** in Form zumindest einer Öffnung **42** vorgesehen ist. Diese Öffnung **42** wirkt vorzugsweise mit einer Durchflußsteuerung **41** zusammen, die auf unterschiedliche Weise ausgebildet sein kann, wobei die **Fig. 2–Fig. 4** mehrere Ausführungsformen zeigen. In **Fig. 1** ist dagegen diese Durchflußsteuerung **41** lediglich schematisch dargestellt.

**[0035]** **Fig. 2** zeigt als Durchflußsteuerung **41** eine radial außen an der Begrenzung **31** der Kapselung **5** befestigte Blattfeder **45**, die an ihrer der Öffnung **42** zugewandten Seite einen Verschuß **46** aufweist. Das freie Ende der Blattfeder **45** wirkt mit einem Aktuator **44** in Form eines steuerbaren Elektromagneten zusammen, durch den eine Druckkraft auf die Blattfeder **45** zur Verkleinerung des Durchflußquerschnittes zwischen dem Verschuß **46** und der Begrenzung **31**

erzielbar ist. Die Durchflußsteuerung **41** ist also im wesentlichen als Durchflußbegrenzer **43** wirksam, durch welche ein fliehkraftbedingt über die Öffnung **42** austretender Volumenstrom  $VS_1$  viskosen Mediums reduzierbar ist. Dem gleichen Ziel dient die einfachere Ausführungsform nach **Fig. 3**, wonach der Verschuß **46** bei ansteigender Fliehkraft die Öffnung **42** zur Erhöhung des diese verlassenden Volumenstroms  $VS_1$  immer weiter freigibt, was Sinn macht, wenn die hydrodynamische Kupplung hauptsächlich für Anfahrvorgänge Verwendung finden soll, die überwiegend mit vergleichsweise geringen Drehzahlen erfolgen.

**[0036]** Eine weitere Ausführungsform zeigt **Fig. 4**, wonach der Rand **48** der Öffnung **42** in der radial äußeren Begrenzung **31** der Kapselung **5** eine geometrische Anformung **47**, beispielsweise in Form einer Düse, aufweist. Hierdurch können Drosselverluste aufgebaut werden.

**[0037]** **Fig. 5** zeigt einen Reibbelag **57, 74** an einem der Lamellenpakete **65, 66**, wobei der Reibbelag an jeweils anderen Lamellenpaket identisch ausgebildet ist. In diesem Reibbelag **57, 74** sind Strömungsdurchlässe **90** zum Durchgang des Volumenstroms  $VS_2$  vorgesehen, wobei diese Strömungsdurchlässe auch andere geometrische Formen aufweisen können. Beispielhaft sei hierbei auf die eingangs bereits genannte DE 44 32 624 C1 hingewiesen, aus welcher Reibbeläge mit mäanderförmigem Verlauf entnehmbar sind.

**[0038]** Zurückkommend auf die Getriebeeingangswellen **30, 92**, sind diese in das Getriebegehäuse **96** des Schaltgetriebes **95** hineingeführt. Vorzugsweise handelt es sich bei einem Schaltgetriebe **95**, das mit einer derartigen Kupplungseinrichtung **97** zusammenwirkt, um ein automatisiertes Schaltgetriebe, bei welchem auch zwei Gänge gleichzeitig eingelegt sein können, wobei über die Kupplungseinrichtung **97** das vom Antrieb **1** gelieferte Drehmoment wahlweise auf die eine oder die andere Schaltstufe übertragbar ist, je nach Betriebszustand an den einzelnen Kupplungen **8, 15, 16** in der Kupplungseinrichtung **97**. Vorausgesetzt, es ist bereits eine Schaltstufe eingelegt, kann demnach die zweite, angestrebte Schaltstufe bereits eingelegt werden, bevor der Schaltvorgang tatsächlich wirksam wird. Die Funktionsweise der Kupplungseinrichtung **97** ist nachfolgend beschrieben:

Wenn bei einem Anfahrvorgang, beispielsweise zum Überwinden eines Hindernisses, ein hohes Drehmoment benötigt wird oder aber beim Kräftfahrzeug eine Hillholder oder Kriechfunktion benötigt wird, wird der zweite Strömungskanal **88** durch entsprechende Ansteuerung der Hydraulikpumpe **82** mit einem Volumenstrom  $VS_1$  viskosen Mediums beaufschlagt, woraufhin dieser Volumenstrom  $VS_1$  über den Strömungszufluß **34** der hydrodynamischen Kupplung **8**

eintritt und somit in den hydrodynamischen Kreis **25** gelangt. Gleichzeitig wird die Durchflußsteuerung **41** so eingestellt, dass entweder kein viskoses Medium die Kapselung **5** verlassen kann, oder aber lediglich ein vorbestimmbarer, vergleichsweise kleiner Restdurchfluß. Der hydrodynamische Kreis **25** füllt sich demnach sehr rasch mit viskosem Medium und ist dadurch dazu befähigt, die vom Antrieb **1** über die Hohlwelle **4** der Kapselung **5** auf das Pumpenrad **22** übertragenen Bewegung auf hydrodynamische Weise zum Antrieb des Turbinenrades **24** zu verwenden. Dieses gibt, sobald in Rotation versetzt, das aufgenommene Drehmoment über den Turbinenfuß **27** an die Getriebeeingangswelle **30** weiter. Dieser Getriebeeingangswelle **30** sind vorzugsweise sowohl die erste Schaltstufe als auch der Rückwärtsgang zugeordnet, da die hydrodynamische Kupplung **8** bevorzugt beim Bedarf hoher Drehmomente, insbesondere beim Anfahren, eingesetzt wird, weshalb die mit der hydrodynamischen Kupplung **8** verbundene Getriebeeingangswelle **30** daher mit Vorzug denjenigen Schaltstufen zugeordnet sein sollte, die mit der Übertragung hoher Drehmomente verknüpft sind, folglich also hauptsächlich der vorgenannten beiden Schaltstufen. Darüber hinaus bietet es sich an, dieser Schaltwelle **30** außer den besagten beiden Schaltstufen auch noch die dritte und fünfte Schaltstufe zuzuordnen. Im Gegensatz dazu sind der anderen Getriebeeingangswelle **92** die restlichen Schaltstufen 2, 4 und 6 mit Vorzug zuzuordnen.

**[0039]** Solange die hydrodynamische Kupplung in Betrieb ist, sind vorzugsweise beide Reibungskupplungen **15**, **16** geöffnet. Sobald die vorgenannte, schwierige Betriebsbedingung des Kraftfahrzeugs abgeschlossen ist, kann auf den Einsatz der hydrodynamischen Kupplung zugunsten geringerer Schlupfverluste verzichtet werden. Die Hydraulikpumpe **82** wird daher so angesteuert, dass sie den über den Strömungskanal **88** gelieferten Volumenstrom  $VS_1$  reduziert oder gar abstellt, während gleichzeitig die Durchflußsteuerung **41** für eine zunehmende oder gar völlige Freigabe der Öffnung **42** sorgt. Gemäß [Fig. 2](#) wäre demnach der Elektromagnet **44** so anzusteuern, dass der Blattfeder **45** und damit dem Verschluss **46** eine maximale Öffnungsweite ermöglicht ist. Fliehkraftbedingt wird danach das viskose Medium des hydrodynamischen Kreises **25** über die Öffnung **42** nach radial außen in den Raum **17** des Gehäuses **14** abfließen, während von radial innen über den Strömungszufluß **34** ein Nachschub viskosen Mediums unterbleibt oder stark reduziert erfolgt. Dadurch entleert sich der hydrodynamische Kreis **25** sehr rasch, so dass die von dieser übertragbaren Drehmomente vernachlässigbar gering werden. Die erste Getriebeeingangswelle **30** wird dadurch nahezu momentenfrei, während gleichzeitig vom Antrieb **1** eingeleitetes Drehmoment über die Kapselung **5**, den Torsionsschwingungsdämpfer **50** und den ersten äußeren Lamellenträger **54** der Reibungskupplung **15**

auf den mit diesem drehfesten zweiten äußeren Lamellenträger **63** der zweiten Reibungskupplung **16** geleitet wird. Ergänzend sei anzumerken, dass dieser Drehmomentübertragungsweg auch dann vorhanden ist, wenn die hydrodynamische Kupplung **8** noch wirksam und folglich die Getriebeeingangswelle **30** momentenbehaftet ist. Im Unterschied zu dem vorgenannten Zustand wird allerdings in dem Maße, wie die Momentenübertragungsfähigkeit der hydrodynamischen Kupplung **8** abnimmt, die zweite Reibungskupplung **16** langsam eingerückt, so dass abnehmendes Drehmoment an der Getriebeeingangswelle **30** mit zunehmendem Drehmoment an der anderen Getriebeeingangswelle **92** einhergeht. Die Beaufschlagung der zweiten Getriebeeingangswelle **92** durch Einrücken der zweiten Reibungskupplung **16** sollte allerdings zur Schonung des Schaltgetriebes **95** und der beiden Reibungskupplungen **15**, **16** nur dann vorgenommen werden, wenn das durch die erste Reibungskupplung **15** und/oder die hydrodynamische Kupplung **8** auf die erste Getriebeeingangswelle **30** übertragene Drehmoment bereits verschwindend gering geworden ist.

**[0040]** Zum Einrücken der zweiten Reibungskupplung **16** wird die Hydraulikpumpe **82** derart angesteuert, dass diese den zweiten Druckkanal **84** mit einem Überdruck P2 beaufschlagt, wodurch über die Ausnehmung **109** im Axialausläufer **105** des ersten äußeren Lamellenträgers **54** der Überdruck P2 in die zweite Druckkammer **78** gelangt. Der zweite Kolben **70** bewegt sich daraufhin in Richtung zum benachbarten Lamellenpaket **66** und preßt dessen Außenlamellen **67** sowie dessen Innenlamellen **68** gegeneinander, wobei sich dieses Lamellenpaket **66** andererseits an der Anlage **73** abstützt. Sobald eine reibschlüssige Verbindung zwischen den Außenlamellen **67** und den Innenlamellen **68** besteht, wird das auf den zweiten äußeren Lamellenträger **63** geleitete Drehmoment über das Lamellenpaket **66** auf den zweiten inneren Lamellenträger **69** und damit auf die zweite Getriebeeingangswelle **92** geleitet. Sobald dieser Schaltvorgang abgeschlossen ist, kann im Schaltgetriebe **95** bereits die nächste Gangstufe eingelegt werden, und zwar die Gangstufe 3 zum Hochschalten oder aber die Gangstufe 1 zum Herunterschalten. Sobald dieser Schaltvorgang abgeschlossen ist, wird die Hydraulikpumpe **82** umgesteuert, so dass sie nun den zweiten Druckkanalentlastet und dafür den ersten Druckkanal **83** mit einem Überdruck P1 beaufschlagt. Dadurch bedingt, fällt der Überdruck in der zweiten Druckkammer **78**, so dass sich der zweite Kolben **70** unter der Wirkung der zweiten Axialfeder **71** in seine Ausgangsstellung zurück bewegen kann. Gleichzeitig steigt der Überdruck in der ersten Druckkammer **77**, so dass sich der erste Kolben **60** unter Auslenkung der Axialfeder **62** in Richtung zum ersten Lamellenpaket **65** verschiebt und dadurch eine Reibverbindung zwischen den Außenlamellen **55** und den Innenlamellen **58** über die Reib-

beläge **57** herstellt. Bei axialer Belastung des Lamellenpaketes **65** durch den ersten Kolben **60** stützt sich dieses Lamellenpaket **66** anderenends an der Anlage **72** ab. Das am ersten äußeren Lamellenträger **54** stets anliegende Drehmoment wird dann über den ersten inneren Lamellenträger **59** wieder auf die Getriebeeingangswelle **30** übertragen. Für alle weiteren Schaltvorgänge während des Fahrens genügen normalerweise die Reibungskupplungen **15**, **16**. Eine Aktivierung der hydrodynamischen Kupplung **8** wird demnach erst dann wieder erfolgen, wenn die zuvor erwähnten, problematischen Betriebsbedingungen fahrerseitig eingeleitet werden. Während des Betriebs der Reibungskupplungen **15**, **16** wird der Raum **17** des Gehäuses **14** ständig durch die Hydraulikpumpe **82** mit dem Volumenstrom  $VS_2$  beaufschlagt. Dieser dient hauptsächlich zum Durchgang durch die Strömungsdurchlässe **90** in den Reibbelägen **57** der ersten Reibungskupplung **15** oder in den Reibbelägen **74** der zweiten Reibungskupplung **16**. Beim Durchgang des den Volumenstrom  $VS_2$  bildenden viskosen Mediums durch die jeweiligen Strömungsdurchlässe **90** werden die Reibbeläge **57**, **74** ebenso wie die zugeordneten Reibflächen der benachbarten Außenlamellen **55**, **67** gekühlt. Die auf diese Weise vom viskosen Medium aufgenommene Wärme wird bei Ableitung des Volumenstroms aus dem Raum **17** und damit aus dem Gehäuse **14** der Kupplungseinrichtung **97** hinausgefördert und durchläuft gegebenenfalls einen nicht gezeigten Flüssigkeitskühler. Auf diese Weise wird besonders effektiv eine thermisch bedingte Reibwertänderung an den Reibbelägen **57**, **74** vermieden.

[0041] In [Fig. 6](#) ist eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Kupplungseinrichtung **97** dargestellt, die sich allerdings von der bislang beschriebenen Kupplungseinrichtung lediglich durch die Ausführung der hydrodynamischen Kupplung **8** mit einem Leitrad **100** axial zwischen dem Pumpenrad **22** und dem Turbinenrad **24** unterscheidet. Aufgrund dieses Leitrades **100** wird die bislang beschriebene Hydrokupplung zum hydrodynamischen Drehmomentwandler. Das Leitrad **100** ist über eine radial verlaufende Leitradnabe **101** auf einem Freilauf **102** angeordnet, der in üblicher Weise ausgebildet und daher nicht näher beschrieben ist. Der Freilauf **102** wiederum sitzt auf einer Stützwelle **103**, die radial innerhalb der als Hohlwelle **36** ausgebildeten Getriebeeingangswelle **30** verläuft, und zwar bis in das Getriebegehäuse **96** des Schaltgetriebes **95**, wo sich diese Stützwelle **103** bevorzugt am Getriebegehäuse **96** und hierbei insbesondere an dessen von der Kupplungseinrichtung **97** abgewandten Rückseite abstützt. Der zur Einleitung des Volumenstromes  $VS_1$  von der Hydraulikpumpe **82** in den Strömungszufluß **34** der hydrodynamischen Kupplung **8** benötigte zweite Strömungskanal **88** erstreckt sich, wegen eines radialen Abstandes, mit welchem die Getriebeeingangswelle **30** die Stützwelle **103** umschließt, mit

ringförmigem Querschnitt radial zwischen diesen beiden Wellen **30** und **103**. Zur Stützwelle **103** ist lediglich zu ergänzen, dass diese vorzugsweise im Zentrum der Kupplungseinrichtung **97** verläuft, so dass die Mittelachse der Stützwelle **103** identisch ist zur Drehachse **18** von Antrieb **1**, Kupplungseinrichtung **97** und Schaltgetriebe **95**, also zur Drehachse **18** des Antriebsstrangs **98**.

[0042] [Fig. 7](#) veranschaulicht eine bevorzugte Möglichkeit, wie die zwischen dem Deckel **10** und der Hohlwelle **4** wirksame Abdichtung **9** gesichert werden kann, nämlich mittels wenigstens eines nach radial innen in den Radialbereich der Abdichtung **9** vorstehenden Halteabschnitts **112** an einem radial inneren Randbereich des Deckels **10**. Bei dem Halteabschnitt **112** kann es sich um eine Materialverpressung, einen umgebogenen Deckelrandabschnitt o. dgl. handeln. Der Abdichtung **9** kann auch eine Lagerungsfunktion zukommen.

[0043] Es sollte noch nachgetragen werden, dass die von den beiden Reibungskupplungen **15**, **16** und der hydrodynamischen Kupplung **8** gebildete Kupplungseinrichtung an den Getriebeeingangswellen **30**, **92**, insbesondere wenigstens an der radial äußeren Hohlwelle **92** gelagert sein kann. Hierfür können geeignete Drehlager zwischen der Hohlwelle **92** einerseits und dem die Druckkanäle **83**, **84** aufweisenden Bauteil und dem Axialausläufer **105** oder/und den Axialausläufer **106** andererseits vorgesehen sein.

#### Bezugszeichenliste

<b>1</b>	Antrieb
<b>2</b>	Kurbelwelle
<b>3</b>	Verzahnung
<b>4</b>	Hohlwelle
<b>5</b>	Kapselung
<b>8</b>	Hydr. Kupplung
<b>9</b>	Abdichtung
<b>10</b>	Deckel
<b>13</b>	Vertiefung
<b>14</b>	Gehäuse
<b>15</b>	Reibungskupplung
<b>16</b>	Reibungskupplung
<b>17</b>	Raum
<b>18</b>	Drehachse
<b>19</b>	Gegenhalterung
<b>20</b>	Antriebsbauteil hydr. Kupplung
<b>21</b>	Abtriebsbauteil hydr. Kupplung
<b>22</b>	Pumpenrad
<b>23</b>	Pumpenschale
<b>24</b>	Turbinenrad
<b>25</b>	Hydr. Kreis
<b>26</b>	Turbinenschale
<b>27</b>	Turbinenfuß
<b>30</b>	erste Getriebeeingangswelle
<b>31</b>	radial äußere Begrenzung der Kapselung

32, 33	Wandungen der Kapselung
34	Strömungszufluß
36	Hohlwelle
40	Strömungsabfluß
41	Durchflußsteuerung
42	Öffnung
43	Durchflußbegrenzer
44	Aktuator
45	Blattfeder
46	Verschuß
47	geom. Anformung
48	Rand der Öffnung
49	Umfangsfedersatz
50	Torsionsschwingungsdämpfer
51	Nabe
52	Deckbleche
53	Steg
54	erster äußerer Lamellenträger
55	Außenlamellen
56	Antriebsseite der ersten Reibungskupplung
57	Reibbeläge
58	Innenlamellen
59	erster innerer Lamellenträger
60	erster Kolben
61	Abtriebsseite der ersten Reibungskupplung
62	erste Axialfeder
63	zweiter äußerer. Lamellenträger
64	Antriebss. der 2. Reibungskupplung
65	erstes Lamellenpaket
66	zweites Lamellenpaket
67	Außenlamellen
68	Innenlamellen
69	zweiter innerer Lamellenträger
70	zweiter Kolben
71	zweite Axialfeder
72	erste Anlage
73	zweite Anlage
74	Reibbeläge
75	Abtriebss. der 2. Reibungskupplung
77	erste Druckkammer
78	zweite Druckkammer
80	Pumpenantrieb
82	Hydraulikpumpe
83	erster Druckkanal
84	zweiter Druckkanal
87	erster. Strömungskanal
88	zweiter Strömungskanal
90	Strömungsdurchlässe
93	Hohlwelle
95	Schaltgetriebe
96	Getriebegehäuse
97	Kupplungseinricht.
98	Antriebsstrang
100	Leitrad
101	Leitradnabe
102	Freilauf
103	Stützwelle

105, 106	Axialausläufer
108, 109	Ausnehmungen
110, 111	Axialvorsprünge
112	Halteabschnitt

### Patentansprüche

1. Kupplungseinrichtung zur Verbindung des Antriebs (1) eines Kfz mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe (95) über zumindest zwei Reibungskupplungen (15, 16), die unabhängig voneinander ein- oder ausrückbar und über ihre jeweiligen Abtriebsseiten mit einer zugeordneten Getriebeeingangswelle (30, 92) des Schaltgetriebes verbunden sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß wenigstens eine erste (15) der Reibungskupplungen an ihrer Antriebsseite (56) jeweils mit einem Antriebsbauteil (20) einer hydrodynamischen Kupplung (8) in Wirkverbindung versetzbar ist, die zumindest bei vorbestimmten Betriebsbedingungen des Antriebsstranges (98) zur Übertragung von durch den Antrieb (1) eingeleitetem Drehmoment aktivierbar ist, während sowohl die Abtriebsseite (61) der ersten Reibungskupplung (15) als auch ein Abtriebsbauteil (21) der hydrodynamischen Kupplung (8) mit der zugeordneten Getriebeeingangswelle (30) verbindbar ist.

2. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Kupplung (8) mit ihrem Abtriebsbauteil (21) mit der ersten Reibungskupplung (15) verbunden ist.

3. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Reibungskupplung (15) mit radialem Versatz zur zweiten Reibungskupplung (16) angeordnet ist.

4. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Kupplung (8) über ihr Abtriebsbauteil (21) mit der radial äußeren Reibungskupplung (15) verbunden ist.

5. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Kupplung als Antriebsbauteil ein Pumpenrad (22) und als Abtriebsbauteil ein Turbinenrad (24) zur Bildung eines hydrodynamischen Kreises (25) aufweist, und das Pumpenrad (22) Teil einer Kapselung (5) für die hydrodynamische Kupplung (8) ist, die einerseits über einen Strömungszufluß (34) für viskoses Medium und andererseits über einen Strömungsabfluß (40) für dieses Medium verfügt.

6. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kapselung (5) eine radial äußere Begrenzung (31) für den hydrodynamischen Kreis (25) aufweist und beidseits desselben über von der Begrenzung (31) nach radial innen führende Wandungen (32, 33) verfügt, die an ihren radial inneren Enden zur Bildung des Strömungszuflusses

(34) ohne Verbindung untereinander bleiben.

7. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Kapselung (5) an ihrer radial äußeren Begrenzung (31) wenigstens eine als Strömungsabfluß (40) wirksame Öffnung (42) aufweist.

8. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Öffnung (42) eine Durchflußsteuerung (41) für einen Volumenstrom (VS1) des viskosen Mediums zugeordnet ist.

9. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchflußsteuerung (41) einen Durchflußbegrenzer (43) aufweist.

10. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchflußsteuerung (41) durch eine geometrische Anformung (47) an dem die Öffnung (42) begrenzenden Rand (48) der radial äußeren Begrenzung (31) der Kapselung (5) gebildet ist.

11. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß über die Kapselung (5) eine Wirkverbindung zwischen dem Antrieb (1) und der hydrodynamischen Kupplung (8) ausgebildet ist.

12. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 6 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die antriebsseitige Wandung (32) der Kapselung (5) zur Herstellung der Verbindung mit dem Antrieb (1) aus einem die hydrodynamische Kupplung (8) ebenso wie die Reibungskupplungen (15, 16) umschließenden Gehäuse (14) herausgeführt ist.

13. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Gehäuse (14) und der Kapselung (5) zumindest eine Abdichtung (9) vorgesehen ist.

14. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad (24) eine Turbinenschale und einen Turbinenfuß aufweist, und zur Verbindung des Abtriebsbauteils (21) der hydrodynamischen Kupplung (8) mit der zugeordneten Getriebeeingangswelle (30) über seinen Turbinenfuß (27) radial nach innen bis an die zugeordnete Getriebeeingangswelle (30) herangeführt ist.

15. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Kapselung (5) des hydrodynamischen Kreises (25) zur Herstellung der Wirkverbindung zwischen Antrieb (1) und hydrodynamischer Kupplung (8) mit der Antriebsseite (56) der radial äußersten Reibungskupplung (15) verbunden ist.

16. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 15, da-

durch gekennzeichnet, daß die Wirkverbindung zwischen der Kapselung (5) und der radial äußersten Reibungskupplung (15) über einen Torsionsschwingungsdämpfer (50) erfolgt.

17. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Kupplung (8) über ein Leitrad (100) zwischen Pumpen- und Turbinenrad verfügt, und das Leitrad (100) sich über eine zentrale Stützwelle (103) am Getriebegehäuse (96) des Schaltgetriebes (95) abstützt.

18. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Stützwelle (103) das Leitrad (100) über einen Freilauf (102) aufnimmt.

19. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsseite (56) wenigstens einer Reibungskupplung (15) mit einer Hydraulikpumpe (82) verbunden und als Pumpenantrieb (80) wirksam ist.

20. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplungen (15, 16) naßlaufend sind, und die Hydraulikpumpe (82) über Druckkanäle (83, 84) zum Aufbau eines Steuerdruckes (P1, P2) für die jeweilige Reibungskupplung (15, 16) einsetzbar ist.

21. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkanäle (83, 84), ausgehend von der Hydraulikpumpe (82), in dem die Reibungskupplungen (15, 16) aufnehmenden Gehäuse (14) münden.

22. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (14) über Druckkammern (77, 78) verfügt, in denen jeweils einer der Druckkanäle (83, 84) mündet.

23. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkammern (77, 78) einerends durch jeweils einen axial bewegbaren Kolben (60, 70) je einer der Reibungskupplungen (15, 16) begrenzt sind.

24. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben (60, 70) mit einem Lamellenpaket (65, 66) der Reibungskupplung (15, 16) in Wirkverbindung bringbar ist, das sich andererseits an einer Anlage (72, 73) abzustützen vermag.

25. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikpumpe (82) über Strömungskanäle (87, 88) zum Aufbau eines Volumenstromes (VS1, VS2) an viskosem Medium zu wenigstens einer Reibungskupplung (15, 16) verwendbar ist.

26. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Strömungskanäle (**87, 88**), ausgehend von der Hydraulikpumpe (**82**), in dem die Reibungskupplungen (**15, 16**) aufnehmenden Gehäuse (**14**) münden.

27. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplungen (**15, 16**) im Bereich ihrer Reibbeläge (**57, 74**) über Strömungsdurchlässe (**90**) für den von den Strömungskanälen (**87, 88**) kommenden Volumenstrom (VS1, VS2) verfügen.

28. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkanäle (**83, 84**) und die Strömungskanäle (**87, 88**) mit Radialversatz zueinander verlaufen.

29. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 20 oder 28, dadurch gekennzeichnet, daß der Pumpenantrieb (**80**) zur Aufnahme der Druckkanäle (**83, 84**) vorgesehen ist.

30. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine (**92**) der Getriebeeingangswellen (**30, 92**) als Hohlwelle (**93**) ausgebildet ist, welche die andere Getriebeeingangswelle (**30**) umschließt.

31. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebeeingangswellen (**30, 92**) zur Bildung wenigstens eines Strömungskanals (**87**) mit Radialversatz zueinander angeordnet sind.

32. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß der Pumpenantrieb (**80**) zur Bildung eines weiteren Strömungskanals (**88**) mit Radialversatz zur benachbarten Getriebeeingangswelle (**92**) vorgesehen ist.

33. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebsseite (**61**) der ersten Reibungskupplung (**15**) mit der Antriebsseite (**64**) einer weiteren Reibungskupplung (**16**) verbunden ist.

34. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebsseite (**75**) der weiteren Reibungskupplung (**16**) mit einer Getriebeeingangswelle (**92**) verbunden ist, die unabhängig von der ersten Reibungskupplung (**15**) zugeordneten Getriebeeingangswelle (**30**) antreibbar ist.

35. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsseite (**64**) der weiteren Reibungskupplung (**16**) mit dem Pumpenantrieb (**80**) verbunden ist und Ausnehmungen (**108, 109**) zur Verbindung der Druckkanäle (**83, 84**) mit den Druckkammern (**77, 78**) der Kolben (**60, 70**) der

Reibungskupplungen (**15, 16**) aufweist.

36. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (**60, 70**) bei Beaufschlagung der Druckkammern (**77, 78**) mit einem Steuerdruck (P1, P2) gegen die Wirkung von Axialfedern (**62, 71**) auslenkbar sind.

37. Kupplungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einer der Reibungskupplungen (**15, 16**) eine Lageranordnung zugeordnet ist, mittels der sie an wenigstens einer der Getriebeeingangswellen (**30, 92**), vorzugsweise wenigstens an der radial äußeren, als Hohlwelle (**93**) ausgebildeten Getriebeeingangswelle (**92**), relativ-verdrehbar gelagert oder lagerbar ist.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen





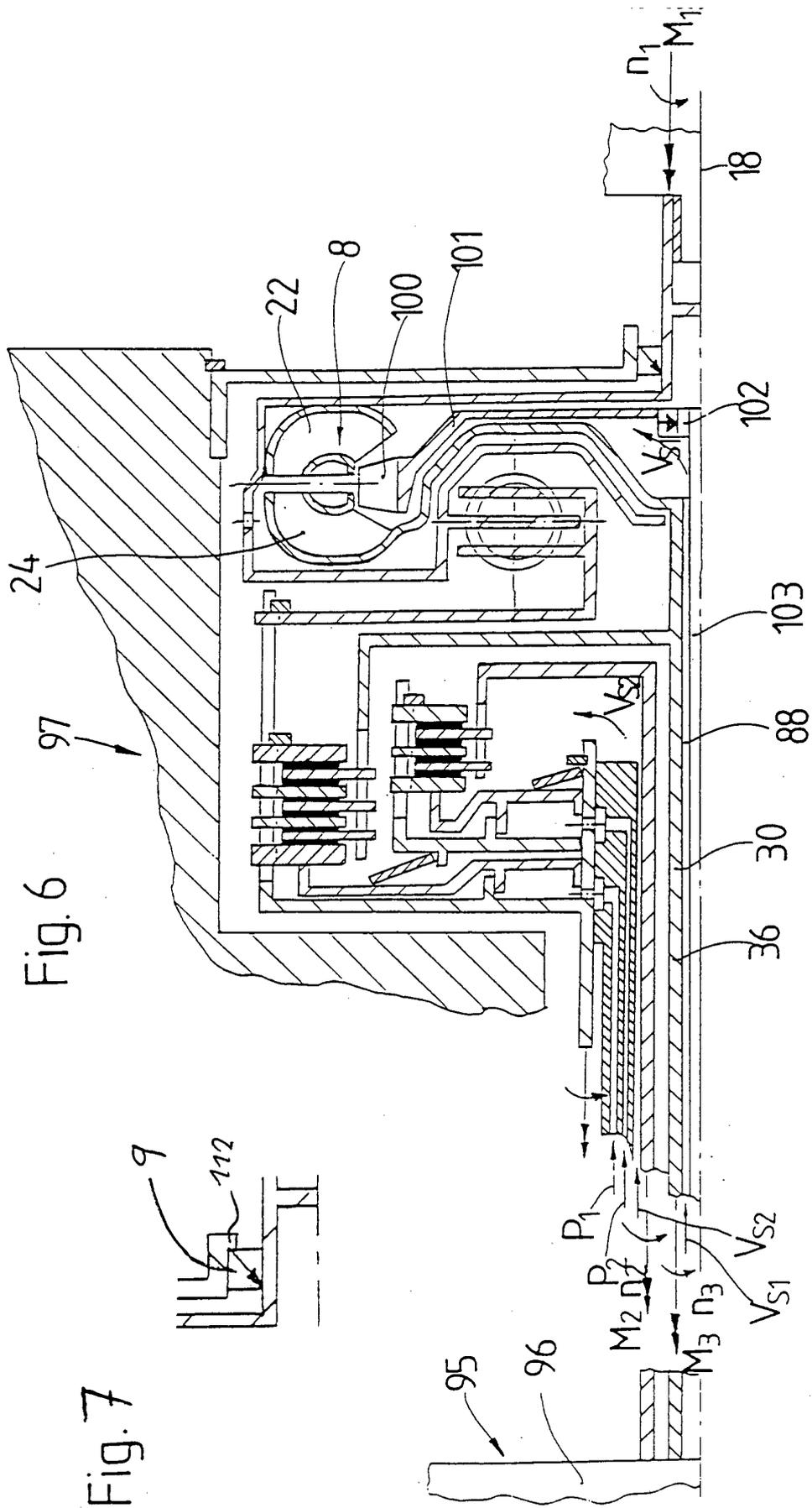


Fig. 6

Fig. 7