

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
6. Oktober 2011 (06.10.2011)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2011/120488 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 61/662 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2011/000257

(22) Internationales Anmeldedatum:
10. März 2011 (10.03.2011)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2010 013 786.3 1. April 2010 (01.04.2010) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG** [DE/DE]; Industriestrasse 1-3, 91074 Herzogenaurach (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **STEHR, Reinhard** [DE/DE]; Hauptstrasse 96, 77815 Bühl (DE). **PODSCHWADT, Maximilian** [DE/DE]; Dorfwiesen 1, 72297 Seewald (DE).

(74) Gemeinsamer Vertreter: **SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG**; c/o LuK GmbH & Co. KG, AT/BHL-G, Industriestr. 3, 77815 Bühl (DE).

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

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

— hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, die Priorität einer früheren Anmeldung zu beanspruchen (Regel 4.17 Ziffer iii)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC SYSTEM

(54) Bezeichnung : HYDRAULIKSYSTEM

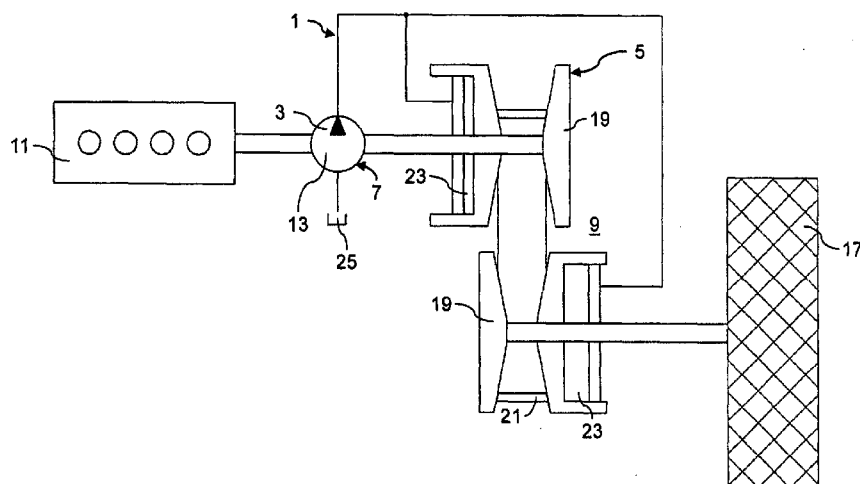


Fig. 2

(57) **Abstract:** A hydraulic system having a hydraulic pump for the hydraulic supply of a gear mechanism, in particular a cone pulley transmission, which is assigned a moment sensor. In order to produce an improved hydraulic system, it is provided that the hydraulic pump is arranged in a moment flow of the gear mechanism in such a way that the hydraulic pump provides a pressure which is dependent on a moment of the moment flow.

(57) **Zusammenfassung:** Hydrauliksystem mit einer Hydraulikpumpe zur Hydraulikversorgung eines Getriebes, insbesondere eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes, dem ein Momentenfühler zugeordnet ist. Um ein verbessertes Hydrauliksystem bereitzustellen, ist vorgesehen, dass die Hydraulikpumpe so in einem Momentenfluss des Getriebes angeordnet ist, dass die Hydraulikpumpe einen von einem Moment des Momentenflusses abhängigen Druck bereitstellt.



WO 2011/120488 A1



Veröffentlicht:

- *mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)*

- 1 -

Hydrauliksystem

Die Erfindung betrifft ein Hydrauliksystem mit einer Hydraulikpumpe zur Hydraulikversorgung eines Getriebes, insbesondere eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes, dem ein Momentenfühler zugeordnet ist sowie ein mittels des Hydrauliksystems versorgbares Getriebe.

Hydrauliksysteme zur Hydraulikversorgung eines Getriebes sind bekannt. Bei dem Getriebe kann es sich beispielsweise um ein Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe mit einem variabel einstellbaren Übersetzungsverhältnis handeln. Das Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe ist einer Antriebsquelle, beispielsweise einem Verbrennungsmotor nachschaltbar und kann beispielsweise als Teil eines Triebstrangs eines Kraftfahrzeugs eine Fahrübersetzung einstellen. Dazu weisen Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe üblicherweise zwei Paare von Kegelscheiben auf, die von einem Umschlingungsorgan umschlungen sind. Zum Einstellen der Übersetzung kann ein Abstand der jeweils paarweise angeordneten Kegelscheiben variiert werden, wobei mittels eines Anpressdrucks der Kegelscheiben gegen das Umschlingungsorgan eine zur Drehmomentübertragung notwendige Reibung erzeugt wird. Es ist bekannt, diese Anpressung an ein tatsächlich in dem Triebstrang beziehungsweise dem Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe vorhandenes Drehmoment anzupassen, insbesondere die Anpressung in Abhängigkeit des Momentenfühlers zu steuern. Bei bekannten Hydrauliksystemen zum Einstellen des Anpressdrucks ist die Hydraulikpumpe als Nebenaggregat dem Triebstrang, insbesondere der Antriebsquelle zugeordnet, wobei eine Drehzahl und davon abhängig ein Volumenstrom der Hydraulikpumpe von einer Drehzahl des Triebstrangs beziehungsweise der Antriebsquelle abhängen. Eine auftretende Verlustleistung des Hydrauliksystems hängt damit von einem Betriebszustand nachgeschalteter Hydraulikkomponenten des Hydrauliksystems, einem aktuellen Systemdruck und von der Drehzahl des Triebstrangs ab.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Hydrauliksystem gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 zu schaffen, das einfach aufgebaut und kostengünstig herstellbar ist. Insbesondere soll der Wirkungsgrad des Hydrauliksystems verbessert werden.

- 2 -

Die Aufgabe ist bei einem Hydrauliksystem mit einer Hydraulikpumpe zur Hydraulikversorgung eines Getriebes, insbesondere eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes, dem ein Momentenfühler zugeordnet ist, dadurch gelöst, dass die Hydraulikpumpe so im Momentenfluss des Getriebes angeordnet ist, dass die Hydraulikpumpe einen von einem Moment des Momentenflusses abhängigen Druck bereitstellt. Vorteilhaft kann der Druck direkt zum Einstellen eines momentenabhängigen Anpressdrucks auf Kegelscheiben des Getriebes verwendet werden. Vorteilhaft erfüllt die Hydraulikpumpe in nur einem Aggregat die Funktion der Hydraulikversorgung des Hydrauliksystems und die des Momentenfühlers. Vorteilhaft ist der Druck nicht von einem Betriebszustand eventuell weiterer vorhandener Hydraulikkomponenten abhängig. Vorteilhaft ergibt sich am Ausgang der Hydraulikpumpe, sofern diese lediglich zum Bereitstellen des hydraulischen Drucks und damit zum Messen des Moments verwendet wird, kein wesentlicher hydraulischer Fluss, wobei ein Wirkungsgrad des Hydrauliksystems vorteilhaft nicht mehr von der Drehzahl des Getriebes abhängt. Vorteilhaft kann dadurch ein Gesamtwirkungsgrad des Hydrauliksystems und damit des Getriebes verbessert werden.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass der Druck als Anpressdruck auf ein Umschlingungsorgan des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes geleitet ist, wobei ein auf einen Drehwinkel der Hydraulikpumpe bezogenes Pumpenhubvolumen der Hydraulikpumpe und ein auf eine lineare Verstellung von Kegelscheiben bezogenes Hubvolumen von Anpresskammern des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes so aufeinander abgestimmt sind, dass das durch die Hydraulikpumpe durchgeleitete Moment den Anpressdruck so steuert, dass dieser über einem zum Übertragen des Moments mindestens erforderlichen Anpressschwelldruck liegt. Unter einem Anpressschwelldruck kann derjenige Anpressdruck verstanden werden, bei dem ein Durchrutschen des Umschlingungsorgans gerade noch sicher vermieden werden kann. Vorteilhaft kann also durch die Auslegung der Hydraulikpumpe und des Getriebes beziehungsweise eines Variators des Getriebes sichergestellt werden, dass in allen Betriebszuständen des Getriebes ein Durchrutschen des Umschlingungsorgans vermieden werden kann. Vorteilhaft ist die Hydraulikpumpe in einem Momentenfluss des Getriebes, insbesondere einem Triebstrang, der das Getriebe aufweist, angeordnet. Ein Volumenstrom hängt dabei vorteilhaft nicht von einer Drehzahl der Antriebsquelle und/oder des Getriebes ab, sondern von einem mittels der Hydraulikpumpe in dem Triebstrang auftretenden Schlupf. Damit ist eine Leis-

- 3 -

tungsaufnahme der Hydraulikpumpe im Wesentlichen von einer Volumen- anforderung nachgeschalteter Hydraulikkomponenten abhängig. Vorteilhaft tritt ein Schlupf aufgrund der Hydraulikpumpe nur dann auf, wenn auch tatsächlich nachgeschaltete Verbraucher des Hydrauliksystems einen Volumenstrom abgreifen. Vorteilhaft können von einem Systemdruck auf einen Tankdruck geminderte und in den Tank geförderte Verlust-Volumenströme vermieden werden.

Ein weiteres bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben- Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe als Radialkolbenpumpe ausgeführt ist und die Hubkolben radial innerhalb eines die Hubnocken aufweisenden Nockenrings angeordnet sind. Vorteilhaft kann die Radialkolbenpumpe mit einem vergleichsweise geringen Bauraumbedarf in dem Momentenfluss angeordnet werden, wobei diese, falls kein Volumenstrom abgegriffen wird, als Block mitläuft, also keine Leistungsaufnahme aufweist. Vorteilhaft kann mittels der Hubkolben eine vergleichsweise geringe Leckage auf kleinem Bauraum und mit einem geringen Aufwand realisiert werden.

Ein weiteres bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben- Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe Teil einer Anfahrereinheit des Getriebes ist. Vorteilhaft kann ein von der Pumpe geförderter Volumenstrom eingestellt werden, beispielsweise mittels eines der Hydraulikpumpe nachgeschalteten und dem Tank vorgeschalteten steuerbaren Ventils, wobei vorteilhaft bei einem Anfahrvorgang der Schlupf stufenlos zwischen hundert Prozent und einem während des Fahrbetriebs auftretenden minimalen Schlupf, beispielsweise von null Prozent, eingestellt werden kann. Es ist dabei denkbar, dass die Hydraulikpumpe eine sonst üblicherweise vorhandene Kupplung gänzlich ersetzt. Alternativ und/oder zusätzlich ist es denkbar, dass eine sonst üblicherweise vorhandene Kupplung zwar noch vorgesehen ist, diese jedoch kleiner ausgelegt ist.

Ein weiteres bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben- Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass jedem der Hubkolben jeweils ein Einlassventil vorgeschaltet und ein Auslassventil nachgeschaltet ist. Mittels der Ventile kann ein den Hubkolben zugeführter und abgeführter Volumen-

- 4 -

strom gesteuert werden, so dass pro Hubkolben ein pulsierender Förderstrom entsteht.

Ein weiteres bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kolben gestuft ausgeführt sind. Vorteilhaft können dadurch mehr Kolben innerhalb des Nockenrings vorgesehen werden, so dass sich ein insgesamt gleichmäßigerer Volumenstrom und/oder ein gleichmäßigeres, von einem Drehwinkel abhängiges Übersetzungsverhältnis der Hydraulikpumpe ergibt.

Ein weiteres bevorzugtes Ausführungsbeispiel des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Teilfläche der Kolben einer Hochdruckseite der Hydraulikpumpe zugeordnet ist. Vorteilhaft kann ein Rückstellen der Kolben, insbesondere zum Verrichten einer Saugarbeit, aufgrund einer auf die Teilflächen induzierten Druckkraft der Hochdruckseite erfolgen.

Die Erfindung betrifft des Weiteren ein Getriebe, insbesondere ein Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe, mit einem vorab beschriebenen Hydrauliksystem. Es ergeben sich die vorab beschriebenen Vorteile.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung, in der unter Bezug auf die Zeichnung ein Ausführungsbeispiel im Einzelnen beschrieben ist. Gleiche, ähnliche und/oder funktionsgleiche Teile sind mit gleichen Bezugszeichen versehen. Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Ansicht eines Hydrauliksystems zur Versorgung eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes gemäß dem Stand der Technik;

Figur 2 eine schematische Ansicht eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems zur Versorgung eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes;

Figur 3 einen Querschnitt einer Hydraulikpumpe des in Figur 2 gezeigten Hydrauliksystems und

Figur 4 einen Längsschnitt der in Figur 3 gezeigten Hydraulikpumpe.

- 5 -

Figur 1 zeigt eine schematische Ansicht eines Hydrauliksystems 1 mit einer Hydraulikpumpe 3 zur Hydraulikversorgung eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5, dem ein Momentenfühler 7 zugeordnet ist. Das in Figur 1 gezeigte Hydrauliksystem 1 ist gemäß dem Stand der Technik ausgeführt.

Das Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe 5 ist Teil eines Triebstrangs eines nur teilweise dargestellten Kraftfahrzeugs 9. Der Triebstrang des Kraftfahrzeugs 9 weist eine Antriebsquelle 11 auf, beispielsweise in Form einer Brennkraftmaschine. Der Antriebsquelle 11 ist eine Anfahrereinheit 13 nachgeschaltet. Die Anfahrereinheit 13 kann dazu beispielsweise eine trockene Lamellenkupplung, eine nasse Lamellenkupplung, einen hydrodynamischen Wandler, eine Elektromaschine und/oder Ähnliches aufweisen.

Der Anfahrereinheit 13 ist der Momentenfühler 7 nachgeschaltet. Der Momentenfühler 7 weist beispielsweise ein momentenabhängiges Druckbegrenzungsventil 15 auf, das beispielsweise mittels zwei nicht näher dargestellten und auf Wälzkörpern abrollenden Spreizscheiben, die in dem Momentenfluss des Triebstrangs angeordnet sind, aufweisen kann.

Dem Momentenfühler 7 ist das Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe 5 nachgeschaltet. Dem Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe 5 sind eine Antriebsvorrichtung 17, insbesondere eine weitere Getriebestufe oder ein Differenzial und Antriebsräder des Kraftfahrzeugs 9 nachgeschaltet.

Das Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe weist zwei Kegelscheibenpaare 19 auf, die von einem Umschlingungsorgan 21, beispielsweise einer Gliederkette, umschlungen sind. Der Momentenfluss von der Antriebsquelle 11 auf die Antriebsvorrichtung 17 erfolgt von einem eingangsseitigen Kegelscheibenpaar 19, das dem Momentenfühler 7 nachgeschaltet ist über das Umschlingungsorgan 21 auf ein ausgangsseitiges Kegelscheibenpaar 19, das der Antriebsvorrichtung 17 vorgegeschaltet ist.

Die Kegelscheibenpaare 19 sind jeweils mittels einer hydraulischen Anpresskammer 23 mit einem von einem Moment eines in dem Antriebsstrang des Kraftfahr-

- 6 -

zeugs 9 stattfindenden Momentenflusses abhängigen Anpressdruck gegen das Umschlingungsorgan 21 gepresst.

Ferner werden die Kegelscheibenpaare 19 zum Einstellen einer Übersetzung des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5 mittels einer nicht näher dargestellten Verstelleinrichtung verstellt.

Die hydraulischen Anpresskammern 23 sind jeweils der Hydraulikpumpe 3 nachgeschaltet. Außerdem ist der Momentenfühler 7 beziehungsweise das momentenabhängige Druckbegrenzungsventil 15 der Hydraulikpumpe 3 nachgeschaltet. Damit wirkt ein mittels des Momentenfühlers 7 erzeugter und von dem Moment abhängiger Druck auf die Anpresskammern 23 und damit eine entsprechend von dem Druck abhängige hydraulische Kraft auf das Umschlingungsorgan 21.

Die Hydraulikpumpe 3 ist als Nebenaggregat der Antriebsquelle 11 mechanisch zugeordnet, wobei eine Antriebsdrehzahl der Hydraulikpumpe 3 von einer Drehzahl der Antriebsquelle 11 direkt abhängt.

Figur 2 zeigt eine schematische Ansicht eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems 1 mit einer Hydraulikpumpe 3. Gleiche Teile sind mit gleichen Bezugszeichen versehen, so dass im Folgenden lediglich auf die Unterschiede eingegangen wird. Im Unterschied zur Darstellung gemäß Figur 1 ist die Hydraulikpumpe 3 im Triebstrang, also in dem Momentenfluss des Triebstrangs des Kraftfahrzeugs 9 angeordnet.

Eine Antriebsdrehzahl der Hydraulikpumpe 3 hängt von einem Schlupf beziehungsweise einer Drehzahldifferenz zwischen der Antriebsquelle 11 und einer Eingangswelle des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5 ab. Die Hydraulikpumpe 3 ist den Anpresskammern 23 nachgeschaltet, wobei im Unterschied die Hydraulikpumpe 3 selbst einen von dem Moment des Triebstrangs des Kraftfahrzeugs 9 abhängigen Druck als Ausgangsdruck liefert. Vorteilhaft ist das in Figur 1 gezeigte, der Hydraulikpumpe 3 nachgeschaltete momentenabhängige Druckbegrenzungsventil 15 nicht erforderlich.

- 7 -

Als weiterer Unterschied weist der Triebstrang des Kraftfahrzeugs 9 gemäß der Darstellung der Figur 2 keine separate Kupplung auf. Vielmehr erfüllt die Hydraulikpumpe 3 neben der Funktion des Momentenfühlers 7 auch die Funktion der Anfahrereinheit 13. Dazu kann zum Anfahren des Kraftfahrzeugs 9 ein Schlupf der Hydraulikpumpe 3 auf hundert Prozent eingestellt werden. Entsprechende, dafür notwendige hydraulische Steuerventile, die einen entsprechenden, bei diesem Schlupf geförderten Volumenstrom in einen Tank 25 des Hydrauliksystems 1 ableiten, sind in Figur 2 nicht näher dargestellt.

Figur 3 zeigt einen Querschnitt der in Figur 2 dargestellten Hydraulikpumpe 3. Figur 4 zeigt einen Längsschnitt der in den Figuren 2 und 3 dargestellten Hydraulikpumpe 3. Im Folgenden wird auf die Figuren 3 und 4 gemeinsam Bezug genommen.

Die Hydraulikpumpe 3 weist einen ein äußeres Gehäuse bildenden Nockenring 27 auf. Der Nockenring 27 weist Hubnocken 29 auf, auf dem Hubkolben 31 abrollen. Die Hubkolben 31 rollen mittels zugeordneten Wälzlager 33 auf den Hubnocken 29 des Nockenrings 27 ab.

Die Hubkolben 13 sind gestuft ausgeführt und radial längsverschieblich in einer Stufenbohrung 35 eines Rotors 37 der Hydraulikpumpe 3 gelagert. Der Rotor 37 ist mittels zwei Wälzlager 39 drehbar zu dem Nockenring 27 gelagert.

Die Hydraulikpumpe 3 weist einen Niederdruckeingang 41 und einen Hochdruckausgang 43 auf. Der Hochdruckausgang 43 ist den Stufenbohrungen 35 zugeordnet, so dass ein Ausgangsdruck der Hydraulikpumpe 3 auf eine verkleinerte Querschnittsfläche der gestuften Hubkolben 29 wirkt, wodurch die Hubkolben 29 hochdruckbeaufschlagt ausgestellt werden.

Dem Niederdruckeingang 41 ist je Hubkolben 31 ein Saugventil 45 nachgeschaltet. Den Saugventilen 45 ist der jeweilige Hubkolben 31 beziehungsweise ein Hubvolumen 47 des entsprechenden Hubkolbens 31 nachgeschaltet. Dem Hubvolumen 47 beziehungsweise den entsprechenden Hubkolben 31 ist jeweils ein Auslassventil 49 nachgeschaltet. Die Saugventile 45 und die Auslassventile 49 sind jeweils als Rückschlagventile ausgelegt.

- 8 -

Vorteilhaft wird erfindungsgemäß, insbesondere im Vergleich zur Darstellung der Figur 1, zum Aufrechterhalten des Anpressdrucks gegen das Umschlingungsorgan 21 kein stets vorhandener Volumenstrom benötigt. Vorteilhaft fällt also keine dauerhafte hydraulische Leistung, unabhängig von einem eigentlichen Bedarf an, so dass ein Wirkungsgrad des Hydrauliksystems 1 vorteilhaft erhöht ist.

Die in Figur 2 dargestellte Hydraulikpumpe 3 befindet sich in dem Momentenfluss des Antriebsstrangs des Kraftfahrzeugs 9. Das Hubvolumen 47 der Hydraulikpumpe 3 ist so ausgelegt, dass ein durchgeleitetes Antriebsmoment des Triebstrangs des Kraftfahrzeugs 9 den in den Anpresskammern 23 erforderlichen hydraulischen Druck beziehungsweise in einem Variator des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5 erforderlichen mechanischen Anpressdruck erzeugt. Maßgeblich ist eine Anpressung in einem sogenannten Underdrive (UD) beziehungsweise ein in diesem Betriebszustand für eine einwandfreie Momentenübertragung mindestens erforderlicher Anpressschwelldruck. Andere Übersetzungen erfordern geringere Anpressdrücke bei gegebenem Moment. Sie können gegebenenfalls, was nicht in Figur 2 dargestellt ist, durch geeignete Hydraulikbeschaltung aus dem Grunddruck der Hydraulikpumpe 3 erzeugt werden.

Die Fördermenge und damit eine Schlupfdrehzahl der Hydraulikpumpe 3 richten sich vorteilhaft nach einer Volumenstromaufnahme dieser nachgeschalteter hydraulischen Verbraucher. Damit ist vorteilhaft eine bedarfsgerechte Leistungsaufnahme sichergestellt.

Die Hydraulikpumpe 3, wie in den Figuren 3 und 4 dargestellt, ist als Radialkolbenpumpe ausgeführt. Außen dreht sich der Nockenring 27 um einen die Hubkolben 31 aufweisenden Zylinderstern des Rotors 37 mit den einzeln beweglichen Hubkolben 31, die jeweils ein Saugventil 45 beziehungsweise ein Einlassventil und ein Auslassventil 49 aufweisen. Die Ventile 45 und 49 sind nicht zwangsgesteuert, als Rückschlagventile ausgelegt, wobei dadurch vorteilhaft die Hydraulikpumpe 3 auch bei einem wechselnden Momentenvorzeichen gleichermaßen einen hydraulischen Druck an dem Hochdruckausgang 43 erzeugen kann. Dies kann beispielsweise in einem Schub- und einem Zugbetrieb des Kraftfahrzeugs 9 von Vorteil sein.

- 9 -

Vorzugsweise sind die Hubkolben 31, wie in Abbildung 3 dargestellt, gestuft ausgeführt. Damit können sie vorteilhaft trotz einer vergleichsweise großen Führungslänge sehr eng an einem Umfang des Rotors 37 angeordnet werden. Außerdem bietet die Stufung die Möglichkeit, eine vorzugsweise kleine Teilfläche zum Ausstellen der Hubkolben 31 mit dem Ausgangsdruck zu beaufschlagen, also diese dem Hochdruckausgang 43 zuzuordnen.

Die Hubkolben 31 rollen auf einer Hubringkontur beziehungsweise den Hubnocken 29 vorzugsweise wälzgelagert mittels der Wälzlager 33 ab.

Eine Anzahl der Hubkolben 31 und eine Anzahl der Hubnocken 29 sind vorzugsweise so aufeinander abgestimmt, dass eine möglichst geringe Schwankung in einem Wandlungsfaktor Moment zu Druck entsteht. Vorteilhaft können dazu Primzahlen vorgesehen sein. Alternativ und/oder zusätzlich kann die Hydraulikpumpe 3 so ausgelegt werden, dass sich eine möglichst geringe Querkraft zwischen dem Hubring beziehungsweise dem Nockenring 27 und dem Zylinderstern beziehungsweise dem Rotor 37 ergibt. Dazu kann die Hydraulikpumpe 3 symmetrisch ausgelegt werden. Die Anzahl der Hubkolben 31 kann beispielsweise 9 betragen.

Die in den Figuren 3 und 4 dargestellten Hubkolben 31 sind gegen die Stufenbohrung 35 mittels einer Spaltpassung in einem fluiddichtenden Anlagekontakt. Alternativ und/oder zusätzlich ist es möglich, zusätzliche Dichtelemente, insbesondere Elastomerdichtungen und/oder Kolbenringe vorzusehen.

Alternativ und/oder zusätzlich ist es möglich, die Hydraulikpumpe 3 mit Axialkolben auszuführen und/oder die Hubkolben 31 außen liegend auf einem radial innerhalb liegenden Mehrfachnocken abzurollen.

Erfindungsgemäß ist die Hydraulikpumpe 3 zur Erfüllung der Funktion des Momentenfühlers 7 im Momentenfluss des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5 angeordnet und liefert einen momentenabhängigen Druck an den Hochdruckausgang 43, der für die Anpressung der Kegelscheibenpaare 19 an das Umschlingungsorgan 21 auf die Anpresskammern 23 geleitet ist. Alternativ und/oder zusätzlich ist es möglich, mittels nicht näher dargestellten weiterer Ventile den an dem Hochdruck-

- 10 -

ausgang 43 bereitgestellten Druck an einen veränderten Anpressbedarf anzupassen und/oder für weitere Verbraucher herunterzuregeln.

Vorteilhaft sind die Differenzdrehzahl der Hydraulikpumpe 3 und damit die Leistungsaufnahme von einer abgerufenen Ölmenge abhängig.

Alternativ und/oder zusätzlich ist es denkbar, der Hydraulikpumpe 3 weitere hydraulische Verbraucher nachzuschalten, beispielsweise Verstellräume des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes 5, Kupplungsaktoren und/oder eine Ölkühlung und/oder weitere hydraulische Verbraucher.

Das Gehäuse der Hydraulikpumpe rotiert. Der Ausgangsdruck am Hochdruckausgang 43 ergibt sich aus dem durchgeleiteten Moment. Eine Drehzahldifferenz n_1 minus n_2 ergibt sich aus einem abverlangten Volumenstrom und dem auf einen Drehwinkel bezogenen Hubvolumen 47.

Der Hydraulikpumpe 3 gemäß Figur 2 wird das Moment, beispielsweise ein Antriebsmoment oder ein Bremsmoment, aufgeprägt. Vorteilhaft erzeugt diese einen momentenproportionalen Ausgangsdruck beziehungsweise Systemdruck $p = 2 \cdot \pi \cdot M / V$, wie er direkt für die Anpressung der Kegelscheiben der Kegelscheibenpaare 19 gegen das Umschlingungsorgan 21 verwendbar ist. Dabei sind π die Kreiszahl, M das anliegende Moment und V das Verdrängervolumen der Hydraulikpumpe 3.

Alternativ und/oder zusätzlich ist es möglich, das Hubvolumen 47 der Hydraulikpumpe 3 verstellbar auszulegen, wobei die Anpresskraft zusätzlich an eine Übersetzung des Kegelscheibenumschlagungsgetriebes 1 anpassbar ist. Dies kann beispielsweise durch Abschalten einzelner Hubkolben 31 erfolgen, insbesondere mittels Drehschiebern auf einer Welle der Hydraulikpumpe 3.

Eine Pumpendrehzahl beziehungsweise die Drehzahldifferenz n_1 minus n_2 stellt sich vorteilhaft als Schlupf zwischen der Antriebsquelle 11 und dem Kegelscheibenumschlagungsgetriebe 1 je nach einem abgenommenen Volumenstrom Q selbst ein. Damit ist vorteilhaft auch eine aufgenommene Leistung der Hydraulikpumpe 3 $P_{\text{Pumpe}} = 2 \cdot \pi \cdot M_1 \cdot (n_1 - n_2) = 2 \cdot \pi \cdot M_1 \cdot Q / V$ verbrauchsorientiert. Ohne Verstellung der Kegelscheiben, ohne weitere Verbraucher und ohne Leckagen würde $Q = 0$ und die Hydraulikpumpe 3 mit $n_1 = n_2$ und $M_1 = M_2$ als Block um-

- 11 -

laufen und eine Antriebsleistung der Antriebsquelle 11 verlustfrei durchleiten. Die Hydraulikpumpe 3 arbeitet dann als Momentenfühler 7, der vorteilhaft keine Hilfsenergie in Form von Öldurchfluss beziehungsweise Durchfluss des Druckmittels benötigt.

Alternativ und/oder zusätzlich ist es möglich, der Hydraulikpumpe 3 nachgeschaltet und dem Tank 25 vorgeschaltet ein ansteuerbares Ventil vorzusehen, das zu dem Tank 25 hin öffnet, und die Hydraulikpumpe 3 auch als die Anfahreinheit 13 zu nutzen. Dabei können ein ansteuerbares Druckbegrenzungsventil ein maximal übertragbares Moment der Antriebsquelle 11 begrenzen, ein Volumenstrombegrenzer, insbesondere eine Blende, eine Drossel und/oder ein Volumenstromregelventil, in Reihe mit der Druckbegrenzungsventil oder statt des Druckbegrenzungsventils eine maximale Schlupfdrehzahl bei einem Anfahren festlegen beziehungsweise steuern.

Alternativ und/oder zusätzlich ist es denkbar, den Anpressdruck beziehungsweise Anpressflächen der Kegelscheiben vergleichsweise klein auszulegen, so dass der Anpressdruck stets systemdruckbestimmend ist. Alternativ und/oder zusätzlich ist es denkbar, den Druck an dem Hochdruckausgang 43 der Hydraulikpumpe 3 kurzzeitig über den eigentlich erforderlichen Anpressdruck anzuheben, um so eine sichere Versorgung nachgeschalteter Verbraucher sicherzustellen.

Bezugszeichenliste

1	Hydrauliksystem
3	Hydraulikpumpe
5	Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe
7	Momentenfühler
9	Kraftfahrzeug
11	Antriebsquelle
13	Anfahreinheit
15	Druckbegrenzungsventil
17	Antriebsvorrichtung
19	Kegelscheibenpaare
21	Umschlingungsorgan
23	hydraulische Anpresskammer
25	Tank
27	Nockenring
29	Hubnocken
31	Hubkolben
33	Wälzlager
35	Stufenbohrung
37	Rotor
39	Wälzlager
41	Niederdruckeingang
43	Hochdruckausgang
45	Saugventil
47	Hubvolumen
49	Auslassventil

Patentansprüche

1. Hydrauliksystem (1) mit einer Hydraulikpumpe (3) zur Hydraulikversorgung eines Getriebes, insbesondere eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes (5), dem ein Momentenfühler (7) zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe (3) so in einem Momentenfluss des Getriebes angeordnet ist, dass die Hydraulikpumpe (3) einen momentenflussabhängigen Druck bereitstellt.
2. Hydrauliksystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Druck als Anpressdruck auf ein Umschlingungsorgan (21) des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes (5) geleitet ist, wobei ein auf einen Drehwinkel der Hydraulikpumpe (3) bezogenes Pumpenhubvolumen der Hydraulikpumpe (3) und ein auf eine lineare Verstellung von Kegelscheiben bezogenes Hubvolumen von Anpresskammern (23) des Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes (5) so aufeinander abgestimmt sind, dass das durch die Hydraulikpumpe (3) durchgeleitete Moment den Anpressdruck so steuert, dass dieser über einem zum Übertragen des Moments mindestens erforderlichen Anpressschwellldruck liegt.
3. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe (3) auf Hubkolben (31) der Hydraulikpumpe (3) wirkende Hubnocken (29) aufweist, die bezüglich der Drehrichtung der Hydraulikpumpe (3) asymmetrisch gestaltet sind.
4. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe (3) als Radialkolbenpumpe ausgeführt ist und die Hubkolben (31) radial innerhalb eines die Hubnocken (29) aufweisenden Nockenrings (27) angeordnet sind.
5. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikpumpe (3) Teil einer Anfahrereinheit (13) des Getriebes ist.
6. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass jedem der Hubkolben (31) jeweils ein Saugventil (45) vorgeschaltet und ein Auslassventil (49) nachgeschaltet ist.

- 14 -

7. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hubkolben (31) gestuft ausgeführt sind.
8. Hydrauliksystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Teilfläche der Hubkolben (31) einer Hochdruckseite, insbesondere einem Hochdruckausgang (43), der Hydraulikpumpe (3) zugeordnet ist.
9. Getriebe, insbesondere Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebe (5), mit einem Hydrauliksystem (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

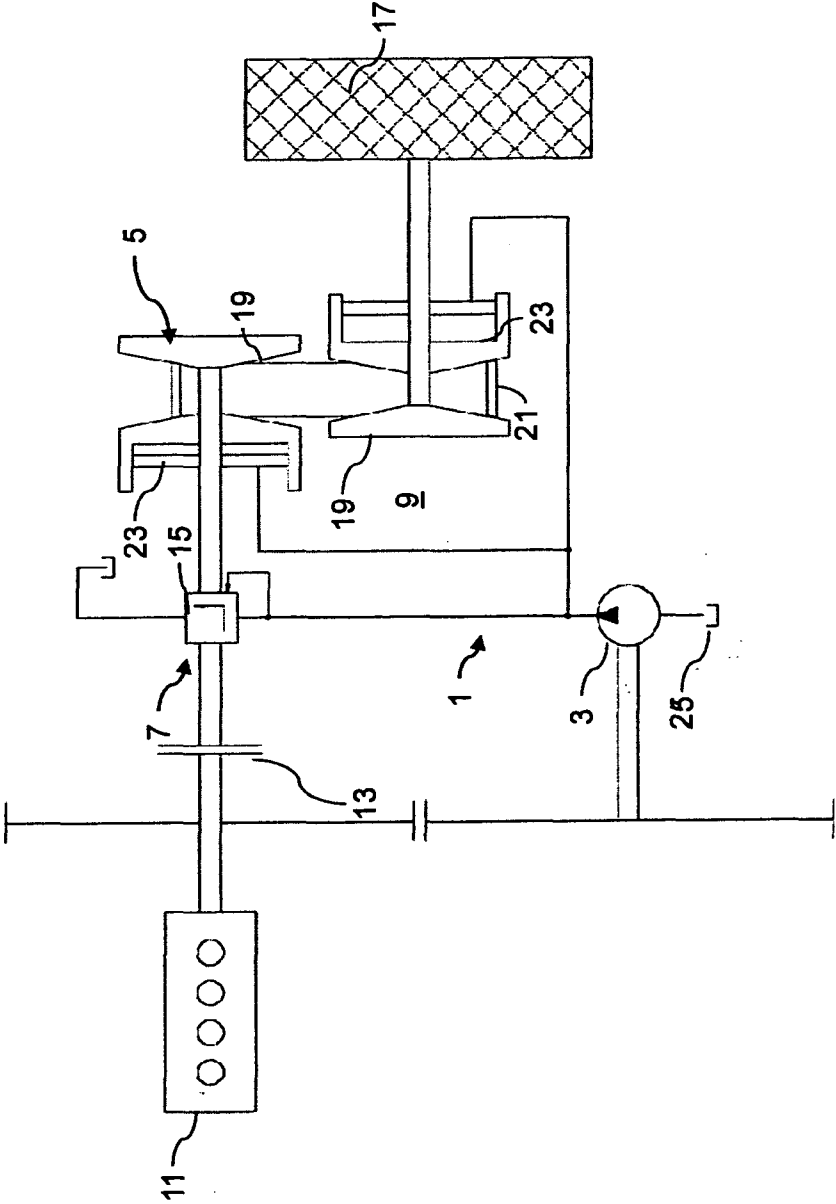


Fig. 1 (Stand der Technik)

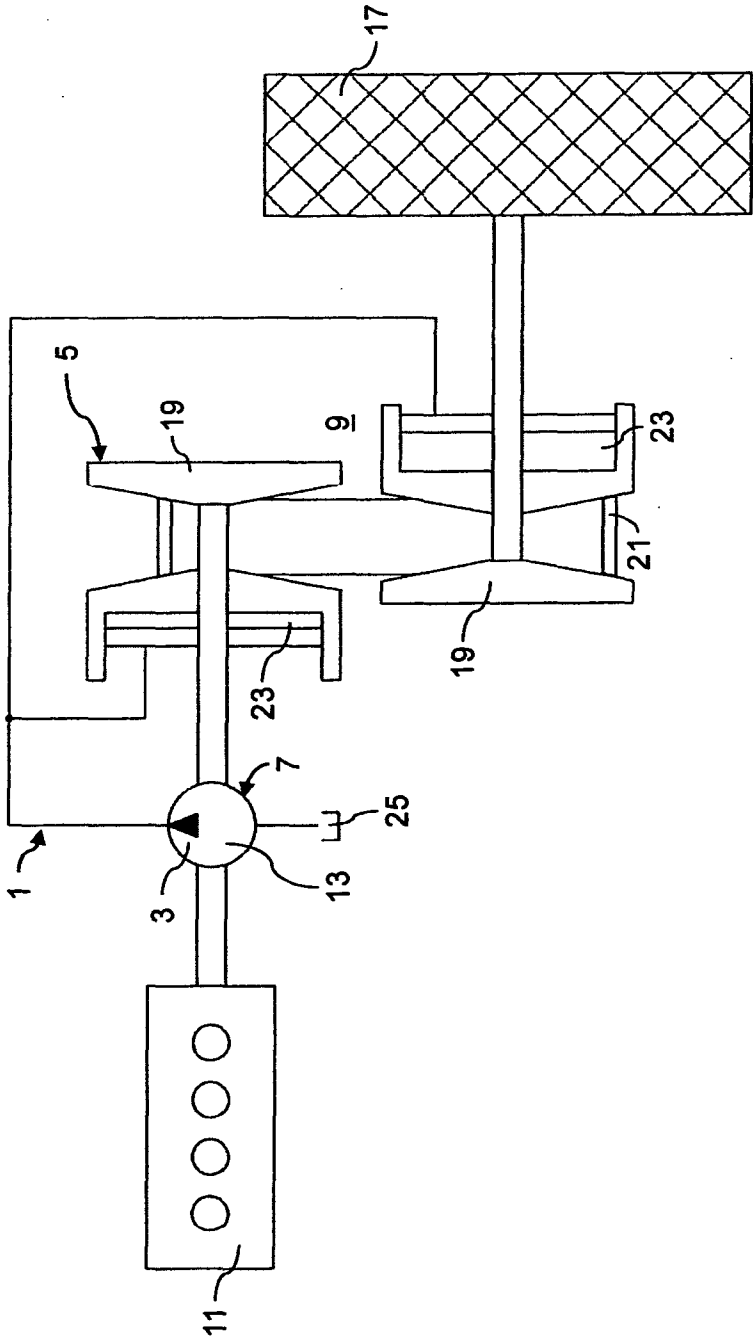


Fig. 2

3 / 3

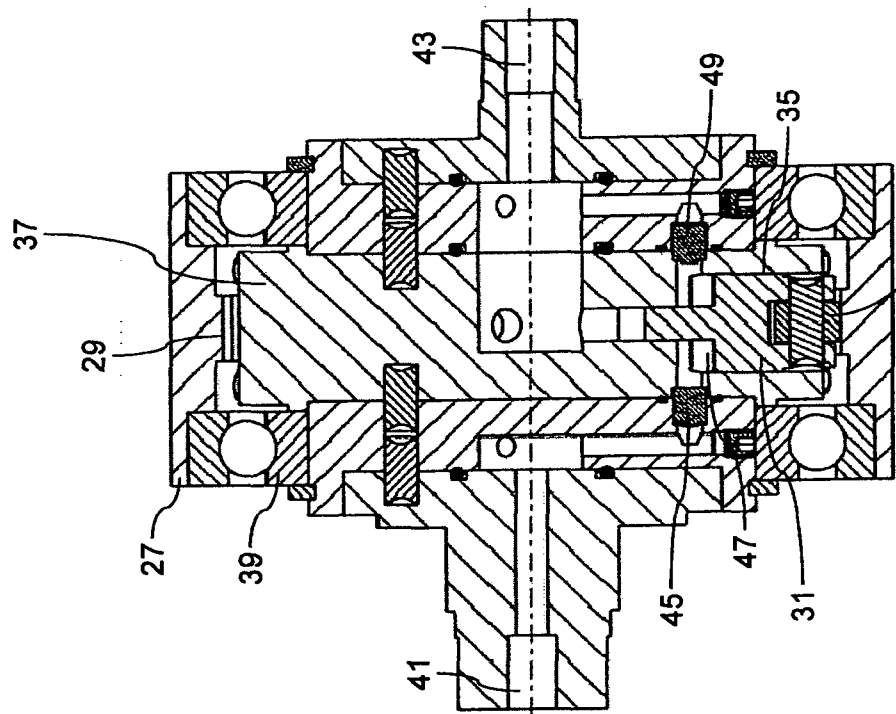


Fig. 4

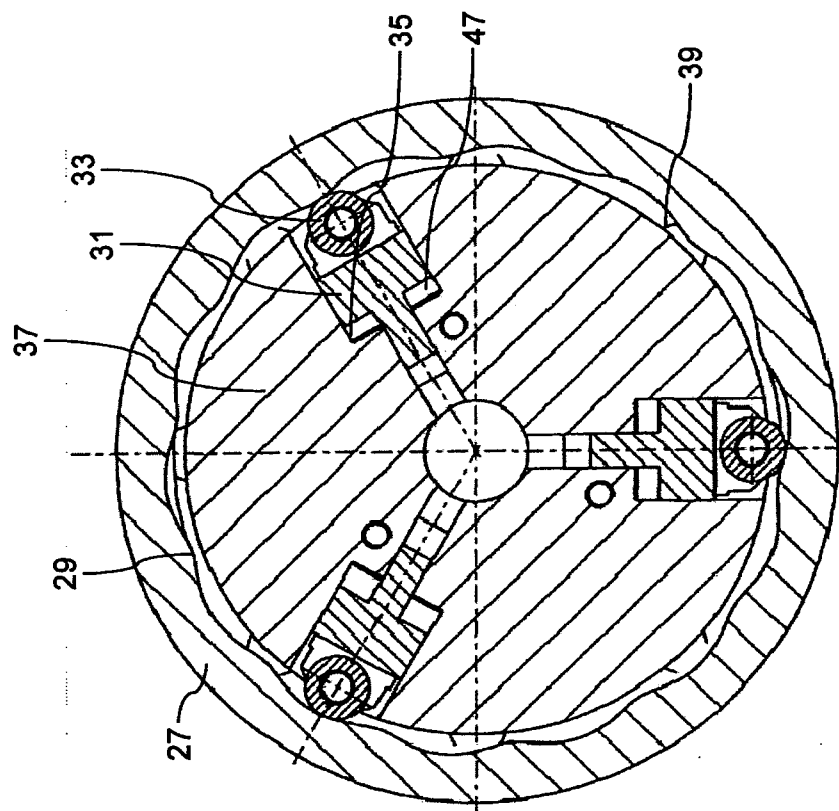


Fig. 3

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/DE2011/000257

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H61/662

ADD.

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H

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

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

EP0-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 295 793 A2 (GEN MOTORS CORP [US]) 21 December 1988 (1988-12-21) abstract column 2, line 52 - column 3, line 5 column 4, line 7 - line 49 figures 1,2	1-9
A	----- EP 0 208 398 A1 (GEN MOTORS CORP [US]) 14 January 1987 (1987-01-14) claim 1; figure 1	1
A	----- DE 101 23 026 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 21 November 2002 (2002-11-21) claims 1,9 -----	1



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

28 June 2011

Date of mailing of the international search report

04/07/2011

Name and mailing address of the ISA/

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

Authorized officer

Van Prooijen, Tom

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/DE2011/000257

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0295793	A2	21-12-1988	JP 1015565 A US 4747809 A	19-01-1989 31-05-1988
EP 0208398	A1	14-01-1987	CA 1252647 A1 DE 3662218 D1 JP 61274161 A US 4608031 A	18-04-1989 06-04-1989 04-12-1986 26-08-1986
DE 10123026	A1	21-11-2002	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2011/000257

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H61/662
ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherhierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16H

Recherhierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherhierten Gebiete fallen

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

EP0-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 0 295 793 A2 (GEN MOTORS CORP [US]) 21. Dezember 1988 (1988-12-21) Zusammenfassung Spalte 2, Zeile 52 - Spalte 3, Zeile 5 Spalte 4, Zeile 7 - Zeile 49 Abbildungen 1,2	1-9
A	EP 0 208 398 A1 (GEN MOTORS CORP [US]) 14. Januar 1987 (1987-01-14) Anspruch 1; Abbildung 1	1
A	DE 101 23 026 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 21. November 2002 (2002-11-21) Ansprüche 1,9	1



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

28. Juni 2011

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

04/07/2011

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Van Prooijen, Tom

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2011/000257

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 0295793	A2	21-12-1988	JP	1015565 A	19-01-1989
			US	4747809 A	31-05-1988

EP 0208398	A1	14-01-1987	CA	1252647 A1	18-04-1989
			DE	3662218 D1	06-04-1989
			JP	61274161 A	04-12-1986
			US	4608031 A	26-08-1986

DE 10123026	A1	21-11-2002	KEINE		
