



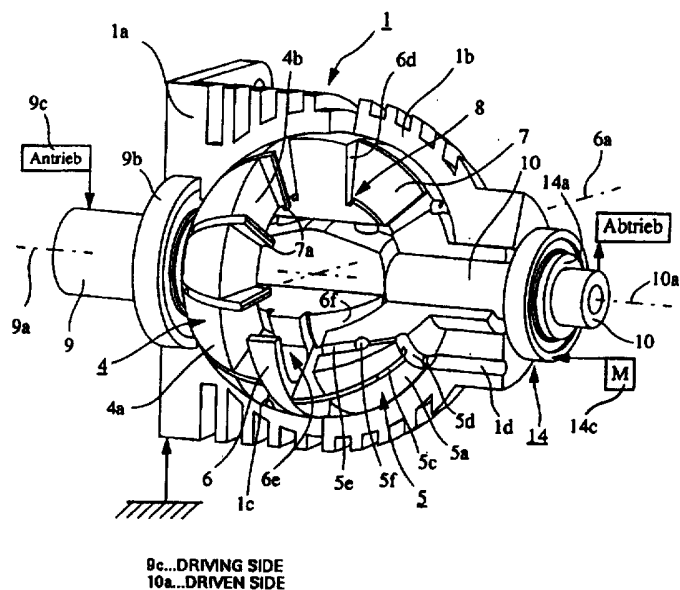
(51) Internationale Patentklassifikation ⁶ : F16H 39/24	A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 97/38245 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 16. Oktober 1997 (16.10.97)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP97/01813 (22) Internationales Anmeldedatum: 11. April 1997 (11.04.97) (30) Prioritätsdaten: 196 14 381.0 11. April 1996 (11.04.96) DE (71)(72) Anmelder und Erfinder: ALBERSINGER, Georg [DE/DE]; Hailerstrasse 12, D-83024 Rosenheim (DE). (74) Anwalt: KONLE, Tilmar; Benderstrasse 23a, D-81247 München (DE).		(81) Bestimmungsstaaten: BR, CA, CN, CZ, HU, JP, KR, MX, PL, RU, SG, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE). Veröffentlicht Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist. Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.

(54) Title: HYDROSTATIC, CONTINUOUSLY VARIABLE FORCE TRANSMISSION DEVICE

(54) Bezeichnung: HYDROSTATISCHE STUFENLOS VERSTELLBARE KRAFTÜBERTRAGUNGSVORRICHTUNG

(57) Abstract

In order to obtain a hydrostatic, continuously variable force transmission device with a high efficiency, a substantially smaller size and therefore a reduced weight, it is proposed that two displacement units (4, 5) be arranged in a housing. The displacement units (4, 5) are two spherical dome-shaped inner shells (4a, 5a) arranged on a common longitudinal axis (9a, 10a) in such a way that the faces of the inner shells (4a, 5a) face each other with an axial gap. A control piston unit (6) arranged between the front faces of the inner shells (4a, 5a) delimits in the axial direction two working chambers (2, 3) filled with a hydrostatic medium, together with the two inner shells (4a, 5a). The control piston assembly can rotate around the longitudinal axis (9a, 10a) and has two non-parallel faces (6c, 6d) whose angle of inclination with respect to the longitudinal axis (9a, 10a) is adjustable. Separating elements (7) which project into the two working chambers (2, 3) subdivide each working chamber (2, 3) into a pressure half (2a and 3a) and a suction half (2b and 3b). The working chambers (2, 3) are in fluid communication with each other through control openings (6e) in the control piston assembly (6). When the inner shell (4a, 5a) or control piston assembly (6) turn around the longitudinal axis (9a, 10a), a pressure difference is created in the hydrostatic medium between the pressure half (2a, 3a) and the suction half (2b, 3b) of each working chamber (2, 3). The pressure difference causes force to be transmitted from the driving part (4a or 5a; 6) to the driven part(s) (6; 4a and/or 5a), depending on the difference between a first (A_1) and a second (A_2) cross-sectional areas of the control piston assembly (6). The ratio (n_1/n_2) between the speeds of rotation of the driving part (4a or 5a; 6) and the driven part(s) (6; 4a and/or 5a) can be continuously regulated by adjusting at least one inclination angle of one face (6c, 6d) of the control piston assembly (6).



(57) Zusammenfassung

Um bei einer hydrostatischen stufenlos verstellbaren Kraftübertragungsvorrichtung einen hohen Wirkungsgrad sowie eine deutlich verringerte Baugröße mit entsprechend kleinerem Gewicht zu erzielen, wird vorgeschlagen, in einem Gehäuse zwei Verdrängereinheiten (4, 5) anzuordnen. Als Verdrängereinheiten (4, 5) sind zwei kugelkalottenförmige Innenschalen (4a, 5a) auf einer gemeinsamen Längsachse (9a, 10a) derart angeordnet, daß sich die Innenschalen (4a, 5a) mit ihren Stirnseiten unter einem axialen Abstand gegenüberliegen. Zwischen den Stirnseiten der Innenschalen (4a, 5a) ist eine Steuerkolbeneinheit (6) angeordnet, welche mit den beiden Innenschalen (4a, 5a) zwei mit einem hydrostatischen Medium gefüllte Arbeitsräume (2, 3) in axialer Richtung begrenzt. Die Steuerkolbeneinheit ist um die Längsachse (9a, 10a) drehbar und weist zwei nicht-parallele Stirnflächen (6c, 6d) auf, deren Neigungswinkel bezüglich der Längsachse (9a, 10a) jeweils einstellbar ist. In beide Arbeitsräume (2, 3) ragen Trennelemente (7) hinein, welche jeden Arbeitsraum (2, 3) in eine Druckhälfte (2a bzw. 3a) und eine Saughälfte (2b bzw. 3b) unterteilen. Die Arbeitsräume (2, 3) stehen über Steueröffnungen (6e) in der Steuerkolbeneinheit (6) miteinander in fluidischer Verbindung. Bei Drehung einer Innenschale (4a, 5a) oder der Steuerkolbeneinheit (6) um die Längsachse (9a, 10a) in dem hydrostatischen Medium wird ein Druckgefälle zwischen der Druckhälfte (2a, 3a) und der Saughälfte (2b, 3b) jedes Arbeitsraums (2, 3) erzeugt, welches in Abhängigkeit von der Differenz zwischen einer ersten (A_1) und einer zweiten (A_2) Querschnittsfläche der Steuerkolbeneinheit (6) die Kraftübertragung von dem antreibenden Teil (4a oder 5a; 6) auf das oder die angetriebene(n) Teil(e) (6; 4a und/oder 5a) bewirkt. Dabei ist das Drehzahlverhältnis (n_1/n_2) zwischen dem antreibenden Teil (4a oder 5a; 6) und dem oder den angetriebenen Teil(en) (6; 4a und/oder 5a) durch Verstellung wenigstens eines Neigungswinkels einer Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) stufenlos einstellbar.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidschan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauretanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		
EE	Estland						

HYDROSTATISCHE STUFENLOS VERSTELLBARE KRAFTÜBERTRAGUNGSVORRICHTUNG

B E S C H R E I B U N G

Die Erfindung bezieht sich auf eine hydrostatische stufenlos verstellbare Kraftübertragungsvorrichtung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Eine derartige Kraftübertragungsvorrichtung ist aus der DE-A-3 143 645 bekannt.

Bekannte Kraftübertragungsvorrichtungen, wie sie beispielsweise als automatische Getriebe im Kraftfahrzeugbau verwendet werden, weisen ebenso wie mechanische Schaltgetriebe eine Anzahl festgelegter Gänge oder Getriebeübersetzungen auf, was den Nachteil hat, daß die Anpassung der Abtriebsdrehzahl der Fahrzeugräder an die Antriebsdrehzahl des Verbrennungsmotors nur in relativ groben Stufen möglich ist. Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe aus zwei verstellbaren Riemenscheiben und einem Stahlgliederband als Transmissionsriemen haben sich wegen des hohen Verschleißes und der zu trägen Verstellmöglichkeit im Kraftfahrzeugbau nicht bewährt. Stufenlos verstellbare hydrostatische Getriebe, wie sie beispielsweise aus "VDI Nachrichten" Nr. 18, 22. 09.1995, Seite 32 bekannt sind, haben sich wegen ihres ungenügenden Wirkungsgrades bislang nicht in der Praxis durchsetzen können. Die Wirkungsgradverluste solcher stufenloser hydrostatischer Getriebe resultieren zum geringeren Teil aus der inneren Reibung der Getriebebauteile und zum größeren Teil aus Strömungsverlusten infolge der unvermeidlichen Drosselsteuerung des hydrostischen Arbeitsmediums. Eine zusätzliche Senkung des Wirkungsgrades ergibt sich daraus, daß mit zunehmender Abtriebsdrehzahl die Fördermenge des Arbeitsmediums steigt, woraus sich bei Höchstleistung der höchste Arbeitsmediumdurchsatz ergibt. Zwar läßt sich dieser Effekt durch Kombination von hydrostatischen Getrieben mit leistungsverzweigenden mechanischen Getriebestufen vermindern, doch vergrößert sich dadurch der bauliche Aufwand und die Komplexität der mechanischen Bauteile erheblich, was eine entsprechende Steigerung des Gewichtes, der Baugröße und der Herstellungskosten zur Folge hat.

- 2 -

Aus der DE-A-3 143 645 ist bereits eine stufenlos verstellbare hydrostatische Kraftübertragungsvorrichtung bekannt, welche aus der Serienanordnung einer verstellbaren hydrostatischen Pumpe und einem hydrostatischen Motor in einem rotieren Gehäuse besteht. Bei dieser bekannten Kraftübertragungsvorrichtung nimmt mit zunehmender Abtriebsdrehzahl die Fördermenge des Arbeitsmediums bis auf Null ab. Die Baugröße und das Gewicht des bekannten Getriebes ist jedoch wegen der Hintereinanderschaltung zweier getrennter Aggregate (Pumpe und Motor) ebenso unbefriedigend wie bei allen anderen bekannten hydrostatischen stufenlosen Kraftübertragungsvorrichtungen.

Die Aufgabe der Erfindung besteht demgegenüber darin, eine hydrostatische stufenlos verstellbare Kraftübertragungsvorrichtung der eingangs erwähnten Art zu schaffen, welche einen hohen Wirkungsgrad sowie eine deutlich verringerte Baugröße mit entsprechend kleinerem Gewicht aufweist.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale im Kennzeichen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung nach Patentanspruch 1 ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung beruht auf der Überlegung, zwei hydrostatische Verdrängereinheiten nicht nur funktionell, sondern auch in unmittelbarem baulichen Wirkungseingriff miteinander zu kombinieren. Der konstruktive Lösungsansatz besteht in der Kugelform als Hüllfläche beider Verdrängungseinheiten, die nach dem Flügelzellenprinzip arbeiten. Damit läßt sich eine weitgehend verlustfreie, stufenlose Umwandlung der in Form eines Drehzahl-Drehmoment-Verhältnisses zugeführten Leistung in ein beliebiges anderes Drehzahl-Drehmoment-Verhältnis bei hoher Leistungsdichte erzielen. Der hohe Wirkungsgrad ergibt sich durch sehr niedrige spezifische Reibungsverluste, ferner durch kaum vorhandene Strömungsverluste aufgrund der direkten und drosselfreien Überleitung des Arbeitsmediums zwischen den Ver-

drängereinheiten sowie durch den gleichen Drehsinn von Antrieb und Abtrieb. Die hohe Leistungsdichte resultiert aus einem großen Volumen der Arbeitsräume im Vergleich zu der geringen Baugröße sowie aus dem hohen erreichbaren Drehzahl-niveau. Im Vergleich zu bekannten automatischen Schaltgetrieben, wie sie derzeit im Kraftfahrzeugbau gebräuchlich sind, benötigt die erfindungsgemäße stufenlose Kraftübertragungsvorrichtung nur einen Bruchteil an Bauvolumen, Gewicht und Herstellungskosten. Die stufenlose Verstellbarkeit des Übersetzungsverhältnisses gewährleistet, daß beispielsweise der antreibende Verbrennungsmotor stets mit optimalem Drehzahl-Drehmoment-Verhältnis betrieben werden kann, was zu einer erheblichen Senkung des Kraftstoffverbrauchs führt.

Die Erfindung wird im folgenden an Hand der in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigt:

- Fig. 1 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines ersten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren Getriebes;
- Fig. 2 eine Explosionsdarstellung der in einer kugelförmigen Hüllfläche untergebrachten Verdränger- und der Steuerkolbeneinheiten des stufenlos verstellbaren Getriebes nach Fig. 1, wobei die Steuerkolbeneinheit über einen innenliegenden Mechanismus verstellbar ist;
- Fig. 3 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht einer Abwandlung des Ausführungsbeispiels nach Fig. 1, wobei die antriebsseitige kugelkalottenförmige Verdrängereinheit von einer festen Stützschaale umhüllt wird;
- Fig. 4 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines zweiten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren Getriebes, welches

im Unterschied zu dem ersten Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 bis 3 einen über die Außenseite der Verdrängereinheiten greifenden Verstellmechanismus für die Steuerkolbeneinheit aufweist;

- Fig. 5 eine perspektivische Ansicht einer Steuerkolbeneinheit zur Veranschaulichung der beiden schlitzförmigen Steueröffnungen zwischen den durch die Steuerkolbeneinheit getrennten Arbeitsräumen des hydrostatischen Arbeitsmediums innerhalb der kugelförmigen Hüllfläche;
- Fig. 6 bis 8 schematische Ansichten des ersten Ausführungsbeispiels nach Fig. 1 mit unterschiedlichen Kippstellungen der Steuerkolbeneinheit, und zwar in Leerlaufstellung (Fig. 6), in einer mittleren Stellung mit dem Drehzahlverhältnis 2:1 (Fig. 7) und einer Endstellung mit dem Drehzahlverhältnis 1:1 (Fig. 8);
- Fig. 9 eine schematische Darstellung der für die Steuerkolbeneinheit typischen unterschiedlichen Querschnittsflächen und der dadurch hervorgerufenen unterschiedlichen Reaktionskräfte, welche das Drehmoment an der drehbaren Steuerkolbeneinheit erzeugen;
- Fig. 10 eine schematische Abwicklung der ringförmigen Mantelfläche einer Steuerkolbeneinheit und der zugehörigen Arbeitsräume mit ihrem jeweiligen Druck- und Saughälften, um die Druckdifferenzen in den Arbeitsräumen sowie den geschlossenen Strömungskreislauf des hydrostatischen Arbeitsmediums zwischen den Arbeitsräumen zu veranschaulichen;
- Fig. 11 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines dritten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren Getriebes, welches

im Unterschied zu dem ersten Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 bis 3 eine alternative Ausbildung der Trennelemente und einen modifizierten innenliegenden Verstellmechanismus für die Steuerkolbeneinheit aufweist;

- Fig. 12 einen axialen Längsschnitt durch das dritte Ausführungsbeispiel nach Fig. 11 zur Veranschaulichung des Verstellmechanismus' und eines dreiteiligen kugelförmigen Zentrums;
- Fig. 13 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht einer Abwandlung des dritten Ausführungsbeispiels nach Fig. 11, welche ähnlich wie im Falle von Fig. 4 einen über die Außenseite der Verdrängereinheiten greifenden Verstellmechanismus für die Steuerkolbeneinheit aufweist, wobei beide Verdrängereinheiten von Stützschaalen umhüllt werden und der Abtrieb über das Gehäuse erfolgt;
- Fig. 14 eine teilweise geschnittene Axialansicht des Ausführungsbeispiels nach Fig. 13;
- Fig. 15 eine perspektivische, ungeschnittene Darstellung der Variante der Steuerkolbeneinheit mit den beiden angrenzenden Verdrängereinheiten, wie sie bei den Ausführungsbeispielen nach Fig. 11 bis 14 vorgesehen sind;
- Fig. 16 eine teilweise aufgeschnittene Darstellung der Baugruppe nach Fig. 15 mit spezieller Ausgestaltung der Trennelemente, der Steuerkolbeneinheit und des kugelförmigen Zentrums;
- Fig. 17 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines vierten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungs-

vorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren Getriebes, welches im Unterschied zu den vorhergehenden Ausführungsbeispielen eine aus zwei in axialem Abstand voneinander angeordneten Steuerkolben bestehende Steuerkolbeneinheit aufweist;

- Fig. 18 eine Axialansicht des vierten Ausführungsbeispiels nach Fig. 17;
- Fig. 19 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines fünften Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren Getriebes, welches im Unterschied zu den vorhergehenden Ausführungsbeispielen eine Steuerkolbeneinheit aus einem zweiteiligen, auf einer gemeinsamen Schwenkachse verstellbaren Steuerkolben mit verdoppelter Anzahl von Arbeitsräumen und Volumenkreisläufen aufweist;
- Fig. 20 eine Axialansicht des fünften Ausführungsbeispiels nach Fig. 19;
- Fig. 21 eine perspektivische, teilweise aufgeschnittene Ansicht eines sechsten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlos verstellbaren, insbesondere als Differentialgetriebe verwendbaren Getriebes, welches durch Federmittel vorgespannte, verschiebbar gelagerte Trennelemente mit einseitiger Entlastungsnut aufweist, und
- Fig. 22 eine teilweise geschnittene Ansicht einer Steuerkolbeneinheit mit druckabhängiger Drosselung des Volumenstroms zwischen den Arbeitsräumen zum speziellen Einsatz der Steuerkolbeneinheit in erfindungsgemäßen Getrieben, welche als Differentialgetriebe betrieben werden.

Ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung ist in Fig. 1 in perspektivischer und in Fig. 2 in Explosionsdarstellung gezeigt. Die zugehörigen Anfangs-, End- und Mittelstellungen sind in den Figuren 6, 7, 8 schematisch veranschaulicht. Ferner zeigen die Figuren 9 und 10 schematisch das Grundprinzip der Leistungswandlung sowie der Strömungs- und Druckverhältnisse.

Ein Gehäuse 1 weist eine kugelförmige Innenfläche 1c auf, die als Hüllfläche für zwei kugelkalottenförmige Verdrängereinheiten 4, 5 dient, welche auf einer gemeinsamen Längsachse 9a, 10a angeordnet sind und sich mit ihren Stirnflächen 4b, 5b (Fig. 6) unter einem axialen Abstand gegenüberliegen. Die antriebsseitige Verdrängereinheit 4 ist um die Längsachse 9a, 10a zum Gehäuseabschnitt 1a drehbar in einem Drehlager 9b gelagert, während die andere Verdrängereinheit 5 fest mit dem Gehäuseabschnitt 1b verbunden ist. Der zwischen den Stirnflächen der Verdränger-einheiten 4, 5 verbleibende Raum ist bezüglich der Längsachse 9a, 10a rotations-symmetrisch und wird mittels einer Steuerkolbeneinheit 6 in zwei Räume unterteilt. Die Steuerkolbeneinheit 6 ist um die Längsachse 9a, 10a drehbar gelagert und nimmt die Abtriebswelle 10 mit. Die Steuerkolbeneinheit 6 ist um ein kugelförmiges Zentrum 6f aufgebaut, welches die Räume zu beiden Seiten der Steuerkolbeneinheit 6 zu deren Zentrum hin voneinander trennt und begrenzt. So ergeben sich zwei ringförmige Arbeitsräume 2, 3 (Fig. 3) zwischen Gehäuseinnenfläche 1c, Verdrängereinheiten 4, 5 und Steuerkolbeneinheit 6, die mit einem hydrostatischen Medium gefüllt sind. Jede der beiden Verdrängereinheiten 4, 5 besteht aus einer kugelkalottenförmigen Innenschale 4a, 5a, die an ihren Stirnflächen 4b, 5b (Fig. 6) mit sternförmig angeordneten Radialschlitz 4c, 5c (Fig. 6) versehen ist. In diesen Radialschlitz 4c, 5c werden flügel- oder schieberartige Trennelemente 7 so aufgenommen, daß die Trennelemente um den Mittelpunkt ihrer kugelkalottenförmigen Innenschale 4a, 5a schwenkbar sind. Der Freiheitsgrad dieser Beweglichkeit wird durch die kugelförmige Gehäuseinnenfläche 1c sowie das kugelförmige Zentrum 6f der Steuerkolbeneinheit 6 begrenzt. Gesteuert wird diese Schwenkbewegung dadurch, daß die Trennelemente 7 an der zugewandten Stirnfläche 6c, 6d

der Steuerkolbeneinheit 6 zwangsweise anliegen. Diese zwangsweise Anlage wird dadurch gewährleistet, daß an dem unteren, freien Ende jedes Trennelementes 7 eine Mitnehmernase 7a einstückig angeformt ist, die in eine ringförmige Führungsnut 8 am Übergang zwischen Steuerkolbeneinheit 6 und kugelförmigem Zentrum 6f einhakt. Durch diese Trennelemente 7 werden die beiden ringförmigen Arbeitsräume 2, 3 (Fig. 3) in mehrere Arbeitsraumzellen unterteilt. Zur Speisung der einzelnen Arbeitsraumzellen mit dem Medium ist an der feststehenden kugelkalottenförmigen Innenschale 5a eine Ringnut 5d angebracht, die das Medium auf entsprechende Bohrungen 5e verteilt, die mit integriertem Rückschlagventil 5f versehen sind. Der Anschluß der Ringnut 5d nach aussen wird durch eine Bohrung 1d im Gehäuseabschnitt 1b hergestellt. Die antriebsseitige Innenschale 4 weist ebenfalls eine in Fig. 1 nicht sichtbare Ringnut 4d (Fig. 6) auf, welche der Ringnut 5d entspricht. Die Ringnuten 4d, 5d (Fig. 6) dienen bei beiden Innenschalen 4a, 5a dazu, die Volumenänderungen der Freiräume innerhalb der Radialschlitze 4c, 5c (Fig. 6) hinter den sich bewegenden Trennelementen 7 auszugleichen.

Die Arbeitsweise und das Zusammenwirken der beiden hydrostatischen Verdrängereinheiten 4, 5 wird durch die noch im einzelnen erläuterte Gestaltung der Steuerkolbeneinheit 6 bestimmt, welche bei dem Getriebe nach Fig. 1 die Funktionen des Abtriebs, der Steuerung des Arbeitsmediums und der Verstellung der Fördermenge übernimmt.

Das Hauptmerkmal der Steuerkolbeneinheit 6 sind ihre den jeweiligen Arbeitsraum 2, 3 begrenzenden stirnseitigen Ringflächen 6c, 6d (Fig. 9), die nicht-parallel, d.h. unter gegenseitiger Neigung zueinander angeordnet sind. Eine gedachte Querschnittsebene 6g (Fig. 9) verläuft durch die Längsachse 9a, 10a und durchschneidet die Steuerkolbeneinheit 6 so, daß der oberhalb der Längsachse 9a, 10a liegende Teil der Querschnittsfläche (im folgenden als "obere Querschnittsfläche A_1 " bezeichnet) maximal ist, und der unterhalb der Längsachse 9a, 10a liegende Teil (im folgenden als "untere Querschnittsfläche A_2 " bezeichnet) minimal ist. Als obere bzw. untere Scheitelpunkte werden die zu der oberen bzw. unteren Querschnittsfläche A_1 , A_2

korrespondierenden Bereiche der jeweiligen stirnseitigen Ringfläche 6c, 6d der Steuerkolbeneinheit 6 verstanden. Die Trennelemente 7 in den Scheitelbereichen - sie liegen der Querschnittsebene 6g am nächsten - unterteilen die beiden Arbeitsräume 2, 3 in je eine Druckhälfte 2a, 3a und je eine Saughälfte 2b, 3b. Die beiden gegenüberliegenden Druckhälften 2a, 3a stehen ebenso wie die beiden gegenüberliegenden Saughälften 2b, 3b durch druck- bzw. saugseitige, schlitzförmige Steueröffnungen 6e zwischen den oberen und unteren Scheitelbereichen in direkter fluidischer Verbindung.

Bei Drehung der antriebsseitigen Verdrängereinheit 4 entsteht, wie aus der Abwicklung gemäß Fig. 10 ersichtlich ist, zwischen der Druckhälfte 2a, 3a (mit dem Druck p_1) und der Saughälfte 2b, 3b (mit dem Druck p_2) jedes Arbeitsraums 2 bzw. 3 ein Druckgefälle, wobei der Differenzdruck $\Delta p = p_1 - p_2$ senkrecht zur Querschnittsebene 6g auf die gesamte Querschnittsfläche $A_1 + A_2$ der Steuerkolbeneinheit 6 wirkt. Entsprechend der unterschiedlichen Größen der oberen und unteren Querschnittsfläche A_1 , A_2 wirken auf deren Schwerpunkte unterschiedliche Kräfte F_1 , F_2 , wobei im Endeffekt die Differenz dieser beiden Kräfte ($\Delta F = F_1 - F_2$) am Schwerpunkt der größeren oberen Querschnittsfläche A_1 anliegt. Über den Abstand r dieses Schwerpunktes zur Längsachse 9a, 10a erzeugt die Differenzkraft ΔF ein Drehmoment in einer zum Antriebsdreh Sinn identischen Drehrichtung, womit die gewünschte Kraftübertragung auf die Abtriebswelle 10 (Fig. 2) bewirkt wird.

Eine weitere Funktion der Steuerkolbeneinheit 6 besteht darin, das Drehzahlverhältnis zwischen Antriebswelle 9 und Abtriebswelle 10 stufenlos zu verstellen. Zu diesem Zweck ist die Steuerkolbeneinheit 6 um eine Schwenkachse 6a senkrecht zur Längsachse 9a, 10a und senkrecht zur Querschnittsebene 6g (Fig. 9) kippbar gelagert. Hierzu ist bei der Ausführungsform nach Fig. 2 die scheibenförmige Steuerkolbeneinheit 6 mit der zylindrischen Bohrung 6i (Fig. 9) ihres kugelförmigen Zentrums 6f auf einer ballig geformten Nabe 10e der Abtriebswelle 10 gelagert, so daß sich die zylindrische Bohrung 6i auf der balligen Oberfläche der Nabe 10e um die Schwenkache 6a abrollen kann. Zum Kippen der Steuerkolbeneinheit (6) um die

Schwenkachse 6a dient bei der Ausführungsform nach Fig. 2 eine in der hohlen Abtriebswelle 10 geführte Betätigungseinrichtung. Ein Stellglied 14c (Fig. 1) überträgt eine statische lineare Bewegung über eine Dreheinführung 14 auf einen sich mit der Abtriebswelle 10 mitdrehenden Mitnehmerring 14a. Der Mitnehmerring 14a greift über einen radialen Mitnehmerstift 14b (der in axialen Längsschlitz 10d der Abtriebswelle 10 axial verschoben werden kann) in eine Schubstange 12 ein, welche im Inneren der Abtriebswelle 10 axial verschieblich gelagert ist. Auf diese Weise wird die lineare Verstellbewegung für die Steuerkolbeneinheit 6 von dem Stellglied 14c ins Innere der Abtriebswelle 10 übertragen.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 2 werden durch keilförmige, gegeneinander verlaufende Schrägflächen 12a auf der Schubstange 12 Stößel 13 bewegt, welche in dem kugelförmigen Zentrum 6f radial beweglich gelagert sind. Die oberen Enden der Stößel 13 liegen gegen die Innenbohrung 6i (Fig. 9) des Zentrums 6f der Steuerkolbeneinheit 6 an und kippen je nach ihrer radialen Lage (die von der axialen Position der Schubstange 12 abhängig ist) die Steuerkolbeneinheit 6 im Uhrzeigersinn oder im Gegenuhrzeigersinn um die Schwenkachse 6a. Dadurch läßt sich die Steuerkolbeneinheit 6 zwischen den in Fig. 6 und Fig. 8 gezeigten Endstellungen, in denen jeweils eine der nicht-parallelen Stirnflächen 6c, 6d der Steuerkolbeneinheit 6 senkrecht zur Längsachse 9a, 10a steht, stufenlos hin- und herkippen. Beispielsweise zeigt Fig. 7 eine Mittelstellung, bei der die Winkel zwischen der jeweiligen Stirnfläche 6c, 6d und der Längsachse 9a, 10a gleich sind, wobei sich in dieser Stellung das Drehzahlverhältnis 2:1 einstellt. Bei der Endstellung nach Fig. 6 handelt es sich um die Leerlaufstellung, während bei der Endstellung nach Fig. 8 ein Übersetzungsverhältnis von 1:1 besteht. Zur Kopplung der Drehbewegung der Steuerkolbeneinheit 6 auf die Abtriebswelle 10 ist in Fig. 9 in dem kugelförmigen Zentrum 6f eine zur Schwenkachse 6a koaxiale Bohrung 6k vorgesehen, in welche ein Mitnehmerzapfen 6h (Fig. 11) eingesetzt ist.

In Fig. 10 sind zur Verdeutlichung der Volumenströmung die ringförmige Oberfläche der Steuerkolbeneinheit 6 sowie die zugehörigen Arbeitsräume 2, 3 auf eine Ebene abgewickelt. Zu sehen sind hier die beiden Innenschalen 4a, 5a und deren Trennelemente 7, die an der zugewandten Stirnfläche 6c, 6d (Fig. 9) der in ihrer Mittelstellung (Fig. 7) dargestellten Steuerkolbeneinheit 6 anliegen. Weiter sind hier die schlitzförmigen Steueröffnungen 6e zwischen den Druckhälften 2a, 3a und den Saughälften 2b, 3b gezeigt. Die Druck- und Saughälften jedes Arbeitsraums 2, 3 werden durch diejenigen Trennelemente 7 voneinander unterteilt, welche momentan an den Stegen der Stirnflächen 6c, 6d zwischen den schlitzförmigen Steueröffnungen 6e anliegen. Infolge dieser Abtrennung der Druckhälften 2a, 3a von den jeweiligen Saughälften 2b, 3b entsteht das erwähnte Druckgefälle Δp innerhalb jedes Arbeitsraums 2 bzw. 3, welches Ursache für die Kraftübertragung auf die Steuerkolbeneinheit 6 ist.

Der Abwicklung entsprechend ist in Fig. 10 die antriebsseitig eingeleitete Drehbewegung 9c als Linearbewegung der entsprechenden Innenschale 4a dargestellt. Bewegt man die antriebsseitige Innenschale 4a in Pfeilrichtung 4e und betrachtet die Druckhälfte 2a des Arbeitsraums 2, so verringert sich das Volumen der einzelnen Arbeitsraumzellen des Arbeitsraums 2, wodurch eine Strömung des Mediums in die Druckhälfte 3a des gegenüberliegenden Arbeitsraums 3 erfolgt. Um dem zuwachsenden Medium-Volumen auszuweichen, würde man als Wirkung eine Bewegung der Innenschale 5a in eine der antriebsseitigen Innenschale 4a entgegengesetzte Richtung erwarten. Da die Innenschale 5a fest mit dem stillstehenden Gehäuseabschnitt 1b verbunden ist, kann nur die drehbar gelagerte Steuerkolbeneinheit 6 dem zuwachsenden Medien-Volumen ausweichen, mit der Folge einer Drehbewegung der Steuerkolbeneinheit 6 in derselben Drehrichtung wie die antriebsseitige Innenschale 4a. Durch die Relativbewegung der Steuerkolbeneinheit 6 zur feststehenden Innenschale 5a vergrößert sich das Volumen der Arbeitsraumzellen des Arbeitsraums 3, wodurch das Medium aufgenommen werden kann. Gleichzeitig wird das Medium auf die Saughälfte 3b des Arbeitsraums 3 transportiert, wo sich der gleiche Vorgang analog zur Druckhälfte 2a des Arbeitsraums

2 abspielt, wobei hier der Volumenstrom von der feststehenden Innenschale 5a zur angetriebenen Innenschale 4a erfolgt. Durch deren Relativbewegung bezüglich der Steuerkolbeneinheit 6 wird das Medium wiederum in Richtung der Druckhälfte 2a des Arbeitsraums 2 gefördert, so daß sich der Kreislauf des Mediums schließt.

Die Einstellung des Drehzahlverhältnisses n_1/n_2 erfolgt durch die entsprechende Einstellung des Kippwinkels der Steuerkolbeneinheit 6. Betrachtet man beispielsweise die Druckhälften 2a, 3a, so wird von der antriebsseitigen Verdrängereinheit 4 ein bestimmtes Volumen V_1 pro Umdrehung gefördert. Analog dazu nimmt die Druckhälfte 3a der feststehenden Verdrängereinheit 5 ein bestimmtes Volumen V_2 pro Umdrehung auf. Die Größe der geförderten bzw. aufgenommenen Volumina pro Umdrehung richten sich nach dem Winkel der jeweiligen Stirnfläche 6c, 6d der Steuerkolbeneinheit 6 bezüglich der Längsachse 9a, 10a. Da aufgrund des geschlossenen Kreislaufes das insgesamt (in bezug auf die Zeit) von der antriebsseitigen Verdrängereinheit 4 geförderte Volumen $V_1 \cdot n_1$ dem von der feststehenden Verdrängereinheit 5 aufgenommenen Volumen $V_2 \cdot n_2$ entspricht, wirkt sich das Verhältnis der pro Umdrehung geförderten Volumina V_1, V_2 direkt auf das Drehzahlverhältnis aus:

$$V_1 \cdot n_1 = V_2 \cdot n_2 \quad ==> \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

Die Variable n_1 bedeutet hierbei die Relativedrehzahl der antriebsseitigen Verdrängereinheit 4 bezüglich der Steuerkolbeneinheit 6, während die Variable n_2 die Relativedrehzahl der Steuerkolbeneinheit 6 bezüglich der feststehenden Verdrängereinheit 5 bedeutet. Da bei diesem Ausführungsbeispiel die Steuerkolbeneinheit 6 den Abtrieb darstellt, bestimmt die tatsächliche Antriebsdrehzahl

$$n = n_1 + n_2,$$

das tatsächliche Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{n}{n_2} = \frac{n_1 + n_2}{n_2}$$

Die tatsächliche Fördermenge des Arbeitsmediums innerhalb dieses Kreislaufes nimmt kontinuierlich vom Leerlauf (Fördermenge 0) bis zum Übersetzungsverhältnis 2:1 (maximale Fördermenge) zu und nimmt anschließend kontinuierlich bis zum Übersetzungsverhältnis 1:1 (Fördermenge 0) wieder ab. Dies bedeutet, daß insgesamt relativ wenig Medium transportiert wird und daß bei einem Übersetzungsverhältnis 1:1 ein hydrostatischer Stillstand eintritt.

Im folgenden werden weitere Ausführungsbeispiele der Kraftübertragungsvorrichtung nach der Erfindung beschrieben, wobei lediglich deren Unterschiede zu dem Ausführungsbeispiel nach den Figuren 1 und 2 erläutert werden.

Eine Verbesserung bringt das in Figur 3 dargestellte zweite Ausführungsbeispiel durch den Einsatz einer halbkugelförmigen Stützschaale 11, welche die antriebsseitige Verdrängereinheit 4 umschließt und mit ihr drehfest verbunden ist. Diese Verdrängereinheit 4 samt Stützschaale 11 ist gegenüber dem Gehäuse 1a gleit- oder wälzgelagert, wodurch die Gleitreibung zwischen antriebsseitiger Innenschaale 4a und Gehäuseabschnitt 1a der Ausführungsbeispiels nach Fig. 1 entfällt. Ferner wird die Abdichtung des Arbeitsraums 2 auf den Stoß zwischen Stützschaale 11 und Gehäuseabschnitt 1b reduziert.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Figur 4 sind die Gehäuseabschnitte 1a, 1b drehfest mit der Steuerkolbeneinheit 6 verbunden und folgen deren Dreh- und Schwenkbewegung. Diese Bauweise ermöglicht den Einsatz eines außenliegenden Verstellmechanismus für die Steuerkolbeneinheit 6 mit bügelförmiger Schubstange

12 und Dreheinführung 14. Die Schubstange 12 verbindet die Gehäuseabschnitte 1a, 1b mit der Dreheinführung 14 in mitlaufender Weise. Die abtriebsseitige Verdrängereinheit 4 wird mittels einer Nabe 5g mit einem äußeren Schutzgehäuse 100 drehfest gekoppelt. Außerdem ermöglicht diese Bauweise eine in den Gehäuseabschnitten 1a, 1b eingearbeitete Führungsnut 8 zur Zwangsführung der Trennelemente 7.

Die Figuren 11 und 12 zeigen ein Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungsvorrichtung, bei der anstelle von einzeln beweglichen Trennelementen 7 auf einem geschlossenen Trägerring 71 starr angeordnete flügelartige Trennelemente 7 zum Einsatz kommen. Diese Flügelringe 71 liegen mit ihrer der Steuerkolbeneinheit 6 zugewandten, glatten Fläche 71c jeweils gleitend an der jeweils angrenzenden Stirnfläche 6c, 6d der Steuerkolbeneinheit 6 an. Zwischen den Trennelementen 7 sind in die Ringfläche Durchlaßöffnungen 71b (Fig. 15) für das Arbeitsmedium eingebracht, welche mit den schlitzförmigen Steueröffnungen 6e der Steuerkolbeneinheit 6 fluchten. Die Trennelemente 7 tauchen in Radialschlitze von kegelstumpfförmigen Ausnehmungen 18 der Innenschalen 4a, 5a ein, welche so bemessen sind, daß die Trennelemente 7 eine der Kippstellung der Steuerkolbeneinheit 6 entsprechende Auslenkung in den Ausnehmungen 18 (Fig. 15) der Innenschalen 4a, 5a ausführen können. Um den Ausgleich dieser Auslenkung und zugleich die Abdichtung der einzelnen Arbeitsraumzellen zueinander zu sichern, sind in die Ausnehmungen 18 kegelstumpfförmige Dicht- und Ausgleichringe 18a eingebettet, in deren Radialschlitze die Trennelemente 7 gleitend eintauchen. Der bewegungsabhängige Volumenausgleich innerhalb der Dicht- und Ausgleichringe 18a erfolgt über Kanäle 7b (Figur 16), welche sich innerhalb der Trennelemente 7 in Richtung Steuerkolbeneinheit 6 erstrecken.

Die Vorteile der Bauweise gemäß Fig. 11 sind eine geringere Anzahl abzudichtender Einzelteile, ein Wegfall einer Einzelsteuerung der Trennelemente 7, und ein günstigeres verbessertes Gleitreibungsverhalten zwischen Trennelementen 7 und Dicht- und Ausgleichsringen 18a im Vergleich zu der Bauweise nach Fig. 1. Ein

weiteres Merkmal des Ausführungsbeispiels nach Fig. 11 ist die Ausführung der innenliegenden Verstellung in Verbindung mit einem kugelförmigen Zentrum, welches aus einer dreiteiligen Innenkugel 61 besteht, auf welcher die Steuerkolbeneinheit 6 schwenkbar gelagert ist. Die Innenkugel 61 umfaßt, wie Fig. 12 zeigt, ein mit der Abtriebswelle 10 drehfest verbundenes Mittelteil 61c und zwei Seitenteile 61a, 61b, welche über Wälzlager 61d auf der Abtriebswelle 10 drehbar bezüglich des Mittelteils 61c gelagert sind. Die wälzgelagerten Seitenteile 61a, 61b der Innenkugel 61 dienen zur reibungsarmen und stabilen Abstützung der Innenschalen 4a, 5a, wodurch sich eine bessere Führung der Innenschalen 4a, 5a sowie eine verbesserte Abdichtung der Arbeitsräumung zur Längsachse 9a, 10a erzielen läßt. Die Verstellung der Steuerkolbeneinheit 6 wird mittels eines im Mittelteil 61c der Innenkugel 61 integrierten Übersetzungshebels 17 ausgeführt, welcher von einer im Zentrum der Abtriebswelle 10 axial verschiebbar angeordneten Schubstange 12 mittels einer Dreheinführung 14 ähnlich wie gemäß Figur 2 betätigt wird. Der Übersetzungshebel 17 weist an seinen Enden Kugelköpfe auf, welche gelenkig in eine Sackbohrung 12b der Schubstange 12 und in eine Radialbohrung 6m der Steuerkolbeneinheit 6 eingreifen. Der ballig verdickte Schaft zwischen den Kugelköpfen des Übersetzungshebels 17 wälzt sich auf der Innenfläche einer radialen Bohrung im Mittelteil 61c der Innenkugel 61 ab und überträgt (übersetzt) auf diese Weise die auf den unteren Kugelkopf wirkende Schubkraft der Schubstange 12 auf den oberen Kugelkopf und damit auf die Steuerkolbeneinheit 6. Die Steuerkolben-einheit 6 und das Mittelteil 61c der Innenkugel 61 werden mittels der Wellen 6h der Schwenkachse 6a mit der Abtriebswelle 10 gekoppelt und bilden einen innen-liegenden Abtrieb.

Bei den Ausführungsbeispielen nach Figuren 13 und 14 kommen Merkmale aus den Figuren 3 und 4 in erweiterter Form zum Einsatz. Die kugelförmige Außenhülle für die Innenschalen 4a, 5a besteht aus zwei kugelkalottenförmigen Stützschaalen 11 und einem ein- oder zweiteiligen Mittelring (Ringabschnitte 15a, 15b). Der Abtrieb erfolgt ausgehend von der Steuerkolbeneinheit 6 durch den Mittelring 15a, 15b in das Gehäuse 1 mittels der Verstellwelle 14e, wobei das gesamte Gehäuse 1 drehend

ausgeführt ist. Die beiden Stützschaalen 11 sind drehfest mit den jeweiligen Verdrängereinheiten 4, 5 verbunden, wobei der Mittelring 15 eine Einheit mit dem Gehäuse 1 bildet und dadurch die Einführung der Verstellwelle 14e von Außen zuläßt. Ein mit der Verstellwelle 14e gekoppelter Betätigungsbügel 14d wird mit einem mitdrehenden Stellglied 14c geschwenkt. Diese Maßnahmen ermöglichen eine außenliegend angebrachte Verstellung für die Steuerkolbeneinheit 6 bei gleichzeitiger Abtriebsführung über das Gehäuse 1.

In den Figuren 15 und 16 ist eine Variante der in Figur 11 gezeigten Kraftübertragungsvorrichtung gezeigt, welche sich dadurch unterscheidet, daß eine äußere Verstellung (ähnlich wie in den Fign. 13 und 14) inklusive Gehäuseabtrieb und mehrteiliger Stützschaale 11, 15a, 15b zur Anwendung kommt. Durch den Wegfall eines inneren Verstellmechanismus' und einer Abtriebswelle 10 lassen sich der Flügelring 71 und die jeweils zugewandte Kugelkalotte 71a einstückig miteinander verbinden. Die beiden Kugelkalotten 71a sind gegenüber der dazwischen angeordneten Steuerkolbeneinheit 6 in radialer und axialer Richtung exakt und reibungsarm wälz- oder gleitgelagert. Durch die einstückige Verbindung von Flügelringen 71 und Kugelkalotten 71a werden die Dichtflächen für die Arbeitsräume 2, 3 weiterhin verringert und insbesondere ein hermetischer Abschluß im Zentrum des Getriebes ermöglicht.

Bei der Kraftübertragungsvorrichtung nach Fign. 17 und 18 sind die Verdrängereinheiten 4, 5 im Gegensatz zu den bisher dargestellten Ausführungsbeispielen nicht zu einer Kugel vereint, sondern sind mit ihren Mittelpunkten unter einer axialen Distanz zueinander angeordnet. Dadurch können die Innenschalen 4a, 5a bis über die Halbkugelmittle hinaus vergrößert werden, wodurch sich wesentlich größere Schwenkwinkel für jeden der beiden Steuerkolben 64, 65 der Steuerkolbeneinheit 6 realisieren lassen. Die getrennten Schwenkachsen 6a, 6b der Steuerkolben 64, 65 befinden sich im Bereich der jeweils zugewandten Stirnfläche 4b, 5b der bis über die Halbkugelmittle hinaus vergrößerten Innenschalen 4a, 5a, wodurch sich im Falle der Verwendung von Flügelringen 71 die Auslenkung der Trennelemente 7 wesentlich verringert und damit deren Abdichtung vereinfacht. In dem beliebig

wählbaren axialen Abstand zwischen den Verdrängereinheiten 4, 5 können aufwendigere Verstellmechanismen installiert werden, beispielsweise für eine unabhängige Verstellung der beiden Stirnflächen 6c, 6d der Steuerkolbeneinheit 6.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 19 und 20 ist eine im Bereich der Schwenkachse 6a zweigeteilte Ausführung der Steuerkolbeneinheit vorgesehen, Durch diese Zweiteilung ergibt sich eine Verdopplung des Kreislaufes des hydrostatischen Mediums. In jeder Steuerkolbenhälfte 62, 63 läuft daher ein separater Arbeitsprozess ab. Die Betätigung der geteilten Steuerkolbenhälften 62, 63 kann ähnlich wie bei ungeteilter Steuerkolbeneinheit 6 (Fig. 13) in gespiegelter Ausführung erfolgen. Bei dieser Gestaltung erfolgt der Abtrieb über den Mittelring 15, welcher gegen die beiden Stützschaalen 11 an ihren Stoßstellen gleitend anliegt. Die rechte Schale 11 weist einen Wellenansatz 11a auf, welcher drehfest gehalten wird, wie in Fig. 19, 20 durch einen Pfeil schematisch angedeutet ist. Da die Stirnflächen der geteilten Steuerkolbenhälften 62, 63 nur in den Endstellungen einer Ebene bilden, können bei diesem Ausführungsbeispiel nur flügelartige Trennelemente 7 in Einzelausführung und ohne Zwangssteuerung angewandt werden. Die Steuerung dieser Trennelemente 7 erfolgt hierbei vorzugsweise durch Federelemente 72 und/oder hydrostatisch. Die Trennelemente 7 sind mit einer einseitigen Nut 7c ausgestattet, die den rückseitigen Volumenausgleich im Führungsschlitz 4c, 5c der Innenschale 4a, 5a sicherstellt. Diese Art der Steuerung der Trennelemente 7 durch Federelemente 72 sowie der hydrostatischen Entlastung der Trennelemente 7 ist natürlich auch bei allen anderen Ausführungsbeispielen mit Einzeltrennelementen 7 anwendbar. Gleiches gilt auch für die Anwendung der zweigeteilten Steuerkolbeneinheit bei den Ausführungsbeispielen nach Fig. 1 bis 16 sowie bei dem Differentialgetriebe nach den Figuren 21 und 22.

Die Figuren 21 und 22 zeigen eine Anwendung des Prinzips einer erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung in Form eines stufenlosen Getriebes als Differentialgetriebe. Sämtliche vorbeschriebenen fünf Ausführungsbeispiele können ebenfalls als Differentialgetriebe z.B. zur Leistungsverteilung in Fahrzeug-

antriebsachsen eingesetzt werden. Bei dem in Fig. 21 gezeigten Ausführungsbeispiel dient die Steuerkolbeneinheit 6 als Antriebseinheit, während beide Verdrängereinheiten 4, 5 mit ihren Wellenfortsätzen 101, 102 je eine Abtriebseinheit bilden.

Die in Fig. 21 dargestellten Trennelemente 7 werden alternativ zu einer Zwangssteuerung durch vorgespannte Federelemente 72 gegen die Steuerkolbeneinheit 6 gedrückt, wie dies bereits in den Fign. 19 und 20 vorgesehen ist. Ferner wird bei den Trennelementen 7 ebenfalls die hydrostatische Entlastung des rückwärtigen Schlitzraumes durch eine einseitige Nut 7c gewährleistet.

Die in Figur 22 dargestellte Steuerkolbeneinheit 6 ist speziell für den Einsatz als Differentialgetriebe mit einem schieberartigen Ventilblock 66 ausgestattet. Der Ventilblock 66 dient dazu, abhängig vom Druck des Mediums wenigstens die druckseitigen Steueröffnungen 6e gezielt zu verschließen, um den Volumenstrom zwischen den Arbeitsräumen 2, 3 (Fig. 10) zu drosseln und dadurch eine Reduzierung der Differentialwirkung bis zur völligen Sperre zu erzielen. Zusätzlich ist in diesem Ventilblock 66 eine Überlastsicherung in Form eines Überdruckventiles 66a integriert (Fig. 22), welches bei Belastungsspitzen, z.B. bei einem Blitzstart des Fahrzeugs, einen Bypass zwischen Druck- und Saugseite öffnet. Diese Steuerfunktionen können auch zum Beispiel ferngesteuert ausgeführt werden.

Dabei bieten sich spezifisch für Differentialgetriebe mehrere Vorteile an: Das 0-Abtriebsdrehmoment ist durch die Verstellung des Kippwinkels der Steuerkolbeneinheit 6 auf beide Verdrängereinheiten 4, 5 beliebig stufenlos verteilbar. Die Regelung der Sperrwirkung bringt vor allem bei harten Einsätzen im Gelände oder im Motorsport erhebliche Vorteile. Die Überlastsicherung 66a kann vor allem zur Verbesserung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen genutzt werden.

PATENTANSPRÜCHE

1. Hydrostatische stufenlos verstellbare Kraftübertragungsvorrichtung, mit einem Gehäuse (1), in welchem zwei Verdrängereinheiten (4, 5) angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß in dem Gehäuse (1) als Verdränger-einheiten (4, 5) zwei kugelkalottenförmige Innenschalen (4a, 5a) auf einer gemeinsamen Längsachse (9a, 10a) derart angeordnet sind, daß sich die Innenschalen (4a, 5a) mit ihren Stirnseiten unter einem axialen Abstand gegenüberliegen, daß zwischen den Stirnseiten der Innenschalen (4a, 5a) eine Steuerkolbeneinheit (6) angeordnet ist, welche mit den beiden Innenschalen (4a, 5a) zwei mit einem hydrostatischen Medium gefüllte Arbeitsräume (2, 3) in axialer Richtung begrenzt, daß die Steuerkolbeneinheit (6) um die Längsachse (9a, 10a) drehbar ist und zwei nicht-parallele Stirnflächen (6c, 6d) aufweist, deren Neigungswinkel bezüglich der Längsachse (9a, 10a) jeweils einstellbar ist, daß in beide Arbeitsräume (2, 3) Trennelemente (7) hineinragen, welche jeden Arbeitsraum (2, 3) in eine Druckhälfte (2a bzw. 3a) und eine Saughälfte (2b bzw. 3b) unterteilen, daß die Arbeitsräume (2, 3) über Steueröffnungen (6e) in der Steuerkolbeneinheit (6) miteinander in fluidischer Verbindung stehen, und daß bei Drehung einer Innenschale (4a, 5a) oder der Steuerkolbeneinheit (6) um die Längsachse (9a, 10a) in dem hydrostatischen Medium ein Druckgefälle zwischen der Druckhälfte (2a, 3a) und der Saughälfte (2b, 3b) jedes Arbeitsraums (2, 3) erzeugt wird, welches in Abhängigkeit von der Differenz zwischen einer ersten (A_1) und einer

zweiten (A_2) Querschnittsfläche der Steuerkolbeneinheit (6) die Kraftübertragung von dem antreibenden Teil (4a oder 5a; 6) auf das oder die angetriebene(n) Teil(e) (6; 4a und/oder 5a) bewirkt, wobei das Drehzahlverhältnis (n_1/n_2) zwischen dem antreibenden Teil (4a oder 5a; 6) und dem oder den angetriebenen Teil(en) (6; 4a und/oder 5a) durch Verstellung wenigstens eines Neigungswinkels einer Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) stufenlos einstellbar ist.

2. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die kugelkalottenförmigen Innenschalen (4a, 5a), die Steuerkolbeneinheit (6) und die Arbeitsräume (2, 3) von einer kugelförmigen Hüllfläche begrenzt werden.
3. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerkolbeneinheit (6) um eine Schwenkachse (6a) kippbar ist, welche senkrecht zu der gemeinsamen Längsachse (9a, 10a) der Verdrängereinheiten (4, 5) orientiert ist.
4. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerkolbeneinheit (6) aus zwei Teilkolben (62, 63; Fig. 19) besteht, welche um eine gemeinsame Kippachse (6a) gegenläufig zueinander schwenkbar sind.

5. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerkolbeneinheit (6) aus zwei unter axialem Abstand angeordneten Steuerkolben (64, 65; Fig. 17) besteht, welche um getrennte, zueinander parallele Schwenkachsen (6a, 6b) unabhängig voneinander kippbar sind, wobei die Schwenkachsen (6a, 6b) senkrecht zu der gemeinsamen Längsachse (9a, 10a) der Verdrängereinheiten (4, 5) orientiert sind.
6. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Einstellung des oder der Neigungswinkel der Stirnflächen (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) bezüglich der Längsachse (9a, 10a) ein innenliegender Verstellmechanismus (12, 13 14, Fig. 2; 12, 17, Fig. 12) vorgesehen ist.
7. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß der innenliegende Verstellmechanismus (12, 13 14, Fig. 2; 12, 17, Fig. 12) eine im Inneren der Abtriebswelle (10) gelagerte, axial verschiebbare Schubstange (12) aufweist, welche in Wirkverbindung mit der schwenkbar gelagerten Steuerkolbeneinheit (6) stehen, wobei die axiale Position der Schubstange (12) ein Maß für den Kippwinkel der Steuerkolbeneinheit (6) bildet.
8. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Schubstange (12) kraftschlüssig mit dem einen Ende eines Übersetzungshebels (17) verbunden ist, dessen anderes Ende kraftschlüssig mit der Steuerkolbeneinheit (6) verbunden ist, wobei der Übersetzungshebel (17) zwischen seinen Enden stützend gelagert ist.

9. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Einstellung des oder der Neigungswinkel der Stirnflächen (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) bezüglich der Längsachse (9a, 10a) ein außenliegender Verstellmechanismus (12, 14, 14d, 14e; Fig. 4, 13, 19) vorgesehen ist.
10. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß der außenliegende Verstellmechanismus (12, 14, 14d, 14e; Fig. 4, 13, 19) wenigstens eine bügelförmige Schubstange (12) aufweist, welche in Wirkverbindung mit der Steuerkolbeneinheit (6) steht.
11. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die bügelförmige Schubstange (12) über wenigstens einen Betätigungsbügel (14d; Fig. 13, 19) an der Steuerkolbeneinheit (6) in dessen Schwenkachse (6a, 6b) angreift.
12. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Schubstange (12) über eine Dreheinführung (14) antreibbar ist.
13. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Trennelemente (7) jedes Arbeitsraums (2, 3) in Radialschlitten (4c, 5c) der zugeordneten kugelschalenförmigen Innenschale (4a, 5a) reversierend geführt sind.

14. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 13 **dadurch gekennzeichnet**, daß die Trennelemente (7) derart zwangsgesteuert sind, daß sie bündig gleitend an der zugeordneten Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) anliegen.
15. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 14 **dadurch gekennzeichnet**, daß zu ihrer Zwangssteuerung die Trennelemente (7) mit wenigstens einer, an der Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) vorgesehenen Führungsnut (8) in Wirkverbindung stehen.
16. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 13 oder 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Trennelemente (7) durch Federmittel (72) oder gleichwirkende hydrostatische Mittel gegen die zugeordneten Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) angepreßt werden (Fig. 19, 21).
17. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Trennelemente (7) jedes Arbeitsraums (2, 3) an einem Flügelring (71) starr befestigt sind, welcher parallel zu der zugeordneten Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) geführt ist und mit seinen Trennelementen (7) in Ausnehmungen (18) der zugeordneten kugelkalottenförmigen Innenschale (4a, 5a) dichtend eingreift.
18. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß jeder Flügelring (71) Durchlaßöffnungen (71b) aufweist, welche einen Durchgang zu den Steueröffnungen (6e) der Steuerkolbeneinheit (6) herstellen.

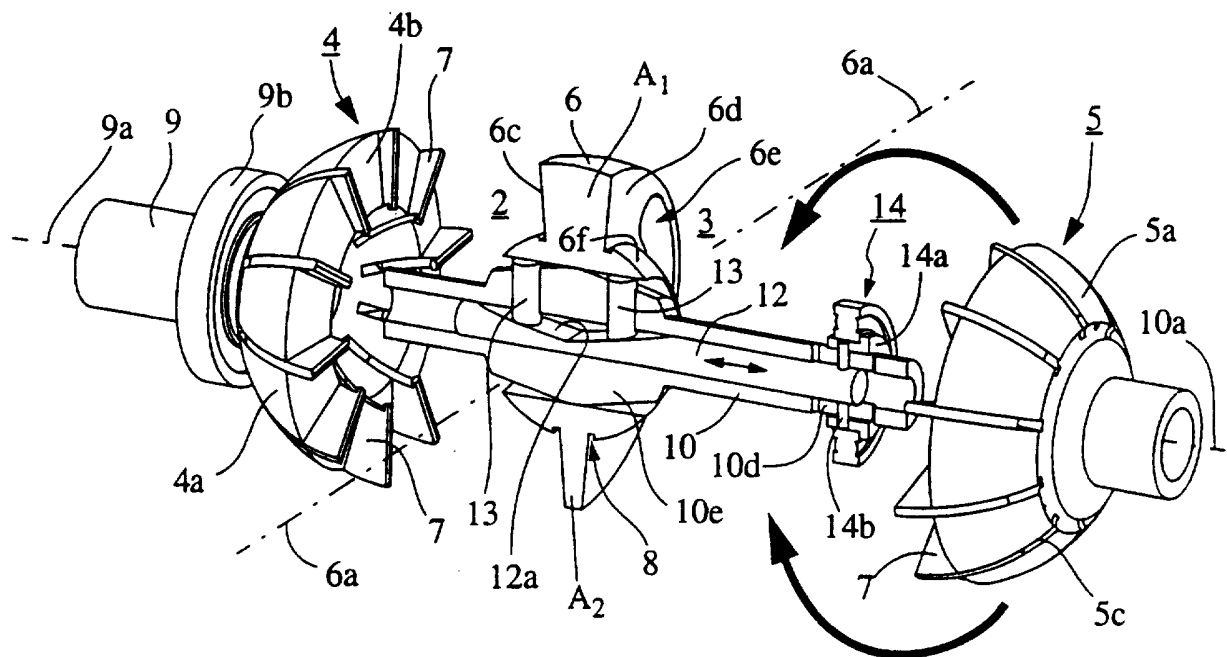
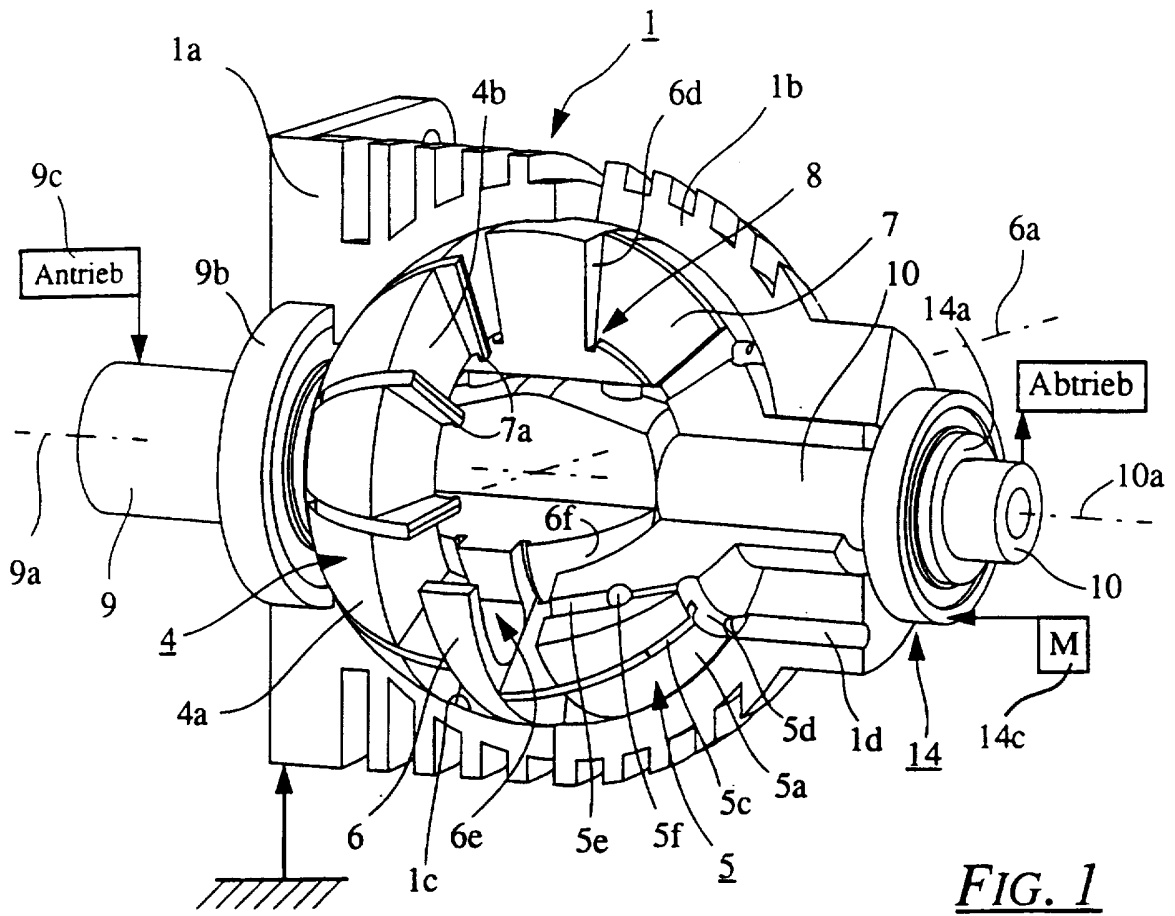
19. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß in den Ausnehmungen (18) radial geschlitzte Einsätze (18a) zum Ausgleich und zur Abdichtung der Trennelemente (7) eingesetzt sind.
20. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß jedes Trennelement (7) mit wenigstens einer in Längsrichtung des Trennelementes (7) verlaufenden Nut (7c) oder Bohrung (7b) versehen ist, welche eine fluidische Verbindung zwischen einer zugeordneten Zelle eines Arbeitsraums (2 bzw. 3) und den Räumen innerhalb der Radialschlitz (4c, 5c) oder der Ausnehmungen (18) der Innenschale (4a, 5a) hinter den Trennelementen (7) herstellt.
21. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Räume innerhalb der Radialschlitz (4c, 5c) oder der Ausnehmungen (18) der Innenschale (4a, 5a) hinter den Trennelementen (7) getrennt von den Arbeitsräumen (2, 3) fluidisch miteinander verbunden sind.
22. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß wenigstens eine Innenschale (4a, 5a) von einer Stützschaale (11) wenigstens teilweise umgeben ist, welche drehfest mit der zugehörigen Innenschale (4a, 5a) verbunden ist.
23. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 22, **dadurch gekennzeichnet**, daß beide Innenschalen (4a, 5a) von Stützschaalen (11) umgeben sind und daß die Stützschaalen (11) an ihren Stoßstellen gegen einen ein- oder mehrteiligen Mittelring (15; 15a, 15b) anliegen.

24. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Mittelring (15; 15a, 15b) mit der Steuerkolbeneinheit (6) und gegebenenfalls mit dem Gehäuse (1) drehfest verbunden ist und als Abtrieb oder Antrieb dient.
25. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 24, **dadurch gekennzeichnet**, daß jeder Arbeitsraum (2, 3) radial zur Längsachse (9a, 10a) hin durch eine kugelige Begrenzungsfläche begrenzt sind.
26. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 25, **dadurch gekennzeichnet**, daß die kugeligen Begrenzungsflächen der Arbeitsräume (2, 3) durch ein kugelförmiges Zentrum (6f) der Steuerkolbeneinheit (6) gebildet werden (Fig. 2).
27. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 25, **dadurch gekennzeichnet**, daß die kugeligen Begrenzungsflächen der Arbeitsräume (2, 3) durch eine Innenkugel (61) gebildet werden.
28. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 27, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Innenkugel (61) dreiteilig ausgebildet ist, wobei das Mittelteil 61c) drehfest mit dem Abtrieb verbunden ist und die beiden Seitenteile (61a, 61b) drehbar bezüglich des Mittelteils (61c) gelagert sind.
29. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 28, **dadurch gekennzeichnet**, daß auf dem Mittelteil (61c) der Innenkugel (61) die Steuerkolbeneinheit (6) schwenkbar gelagert ist.

30. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, daß in dem Mittelteil (61c) eine radiale Bohrung vorgesehen ist, in welcher der Übersetzungshebel (17) stützend gelagert ist (Fig. 12).
31. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 27, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Innenkugel (61) dreiteilig ausgebildet ist, wobei das Mittelteil von der Steuerkolbeneinheit (6) gebildet wird und jedes Seitenteil (71a) drehbar um eine Achse gelagert ist, welche senkrecht zur zugewandten Stirnfläche (6c, 6d) der Steuerkolbeneinheit (6) orientiert ist.
32. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 31, **dadurch gekennzeichnet**, daß jedes Seitenteil (71a) starr mit dem zugeordneten Flügelring (71) verbunden ist (Fig. 16).
33. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Verdrängereinheiten (4, 5) mit ihren Mittelpunkten unter einer axialen Distanz zueinander angeordnet sind (Fig. 17, 18).
34. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 33, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Innenschalen (4a, 5a) bis über die Halbkugelmitte hinaus vergrößert sind.
35. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 33 oder 34, **dadurch gekennzeichnet**, daß die getrennten, zueinander parallelen Schwenkachsen (6a, 6b) der Steuerkolben (64, 65) im wesentlichen durch die Mittelpunkte der zugeordneten Innenschalen (4a, 5a) verlaufen.

36. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 35, **dadurch gekennzeichnet**, daß beide Verdrängereinheiten (4, 5) als Abtrieb und die Steuerkolbeneinheit als Antrieb im Sinne einer Verwendung der Kraftübertragungsvorrichtung als Differentialgetriebe vorgesehen sind.
37. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 36, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein steuerbares Ventil (66) vorgesehen ist, welches in dem Strömungsweg zwischen den Arbeitsräumen (2, 3) angeordnet ist, um die Drosselung des Volumenstroms zwischen den Arbeitsräumen (2, 3) zu steuern.
38. Kraftübertragungsvorrichtung nach Anspruch 36 oder 37, **dadurch gekennzeichnet**, daß in einem Bypass zwischen der Druck- und Saughälfte (2a, 3a; 2b, 3b) jedes Arbeitsraums (2, 3) ein steuerbares Ventil (66a) angeordnet ist.
39. Kraftübertragungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 38, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Medium in mehrere oder alle Zellen wenigstens eines Arbeitsraumes (2, 3) über Bohrungen (5e) zuführbar ist, welche in einer Innenschale (4a, 5a) oder im Gehäuse (1) angebracht sind und gegebenenfalls mit Rückschlagventilen versehen sind.

- 1/10 -



- 2/10 -

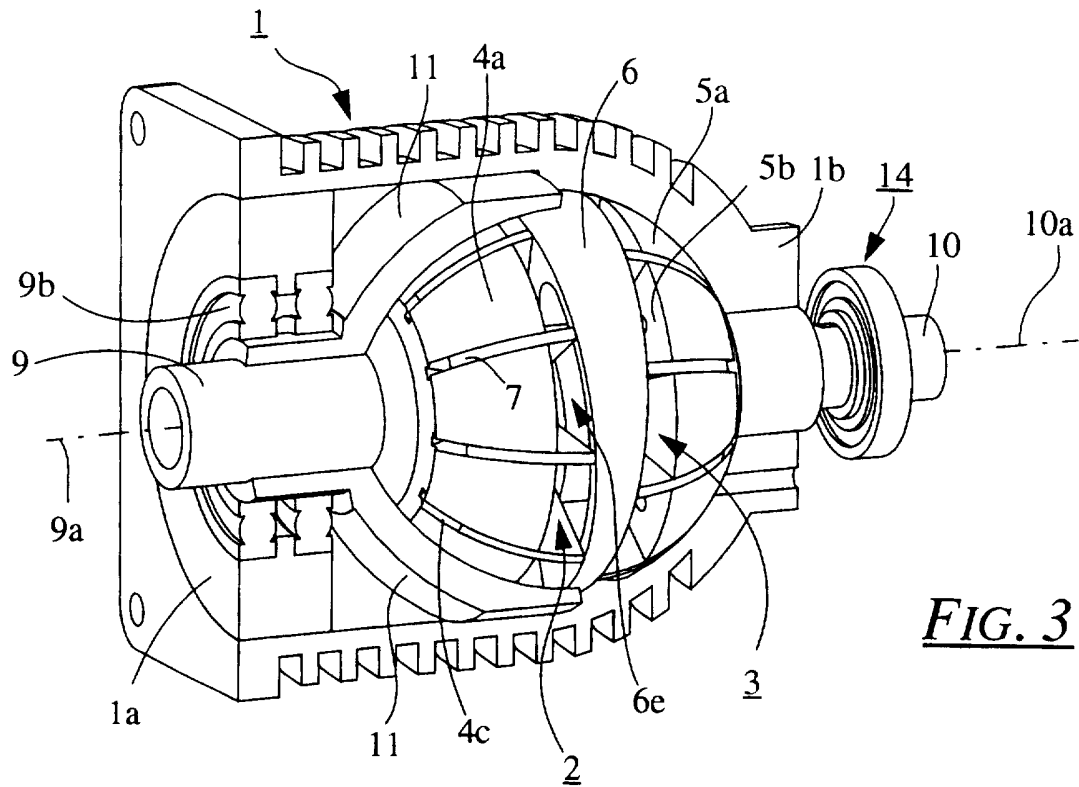


FIG. 3

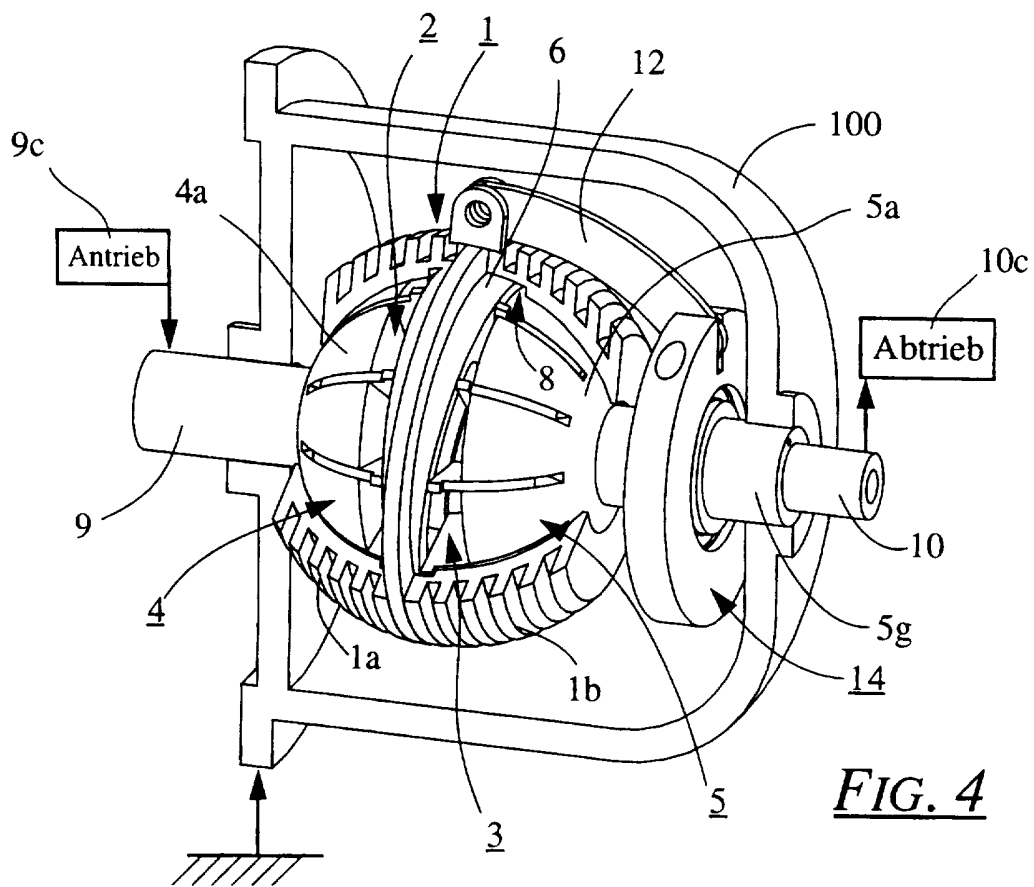
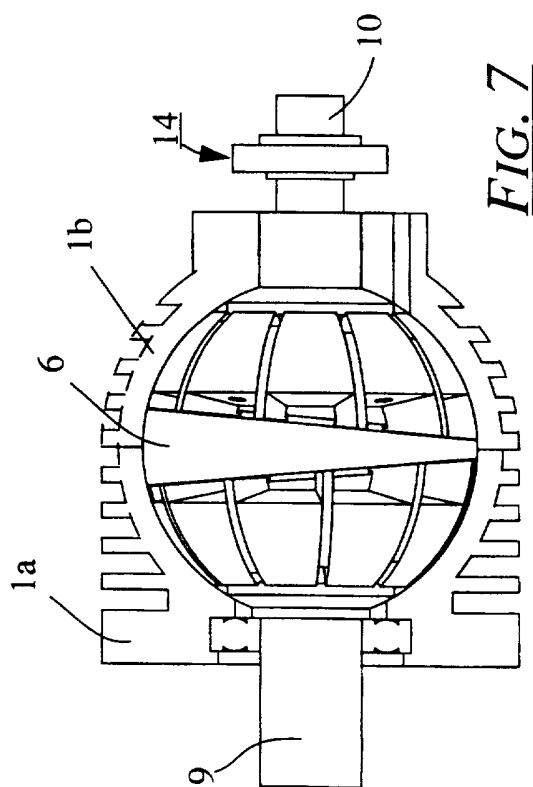
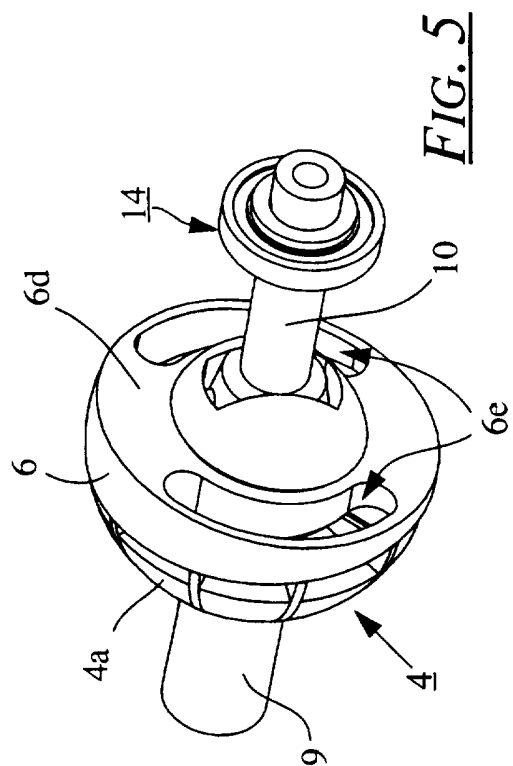
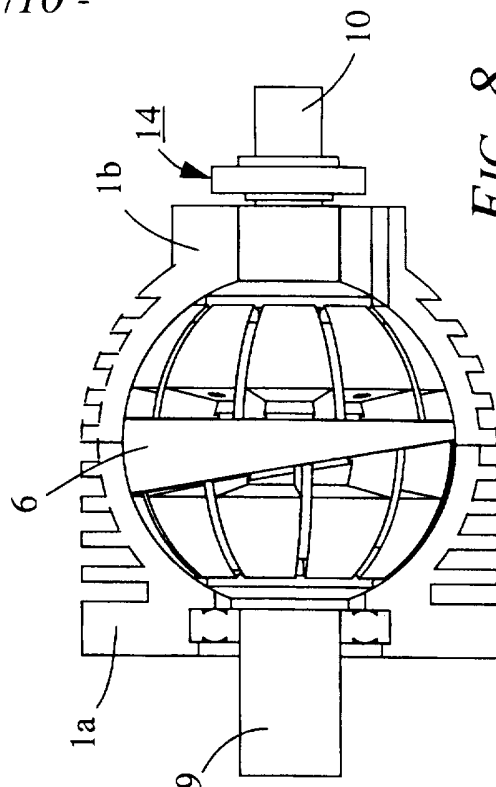
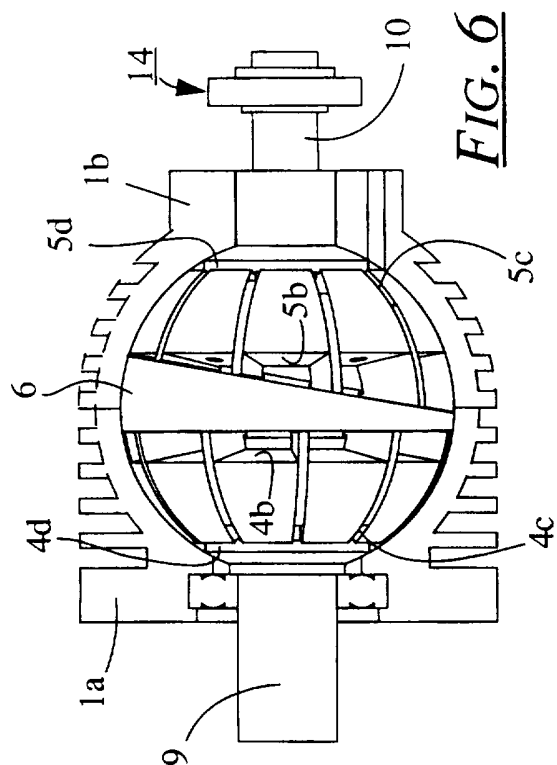
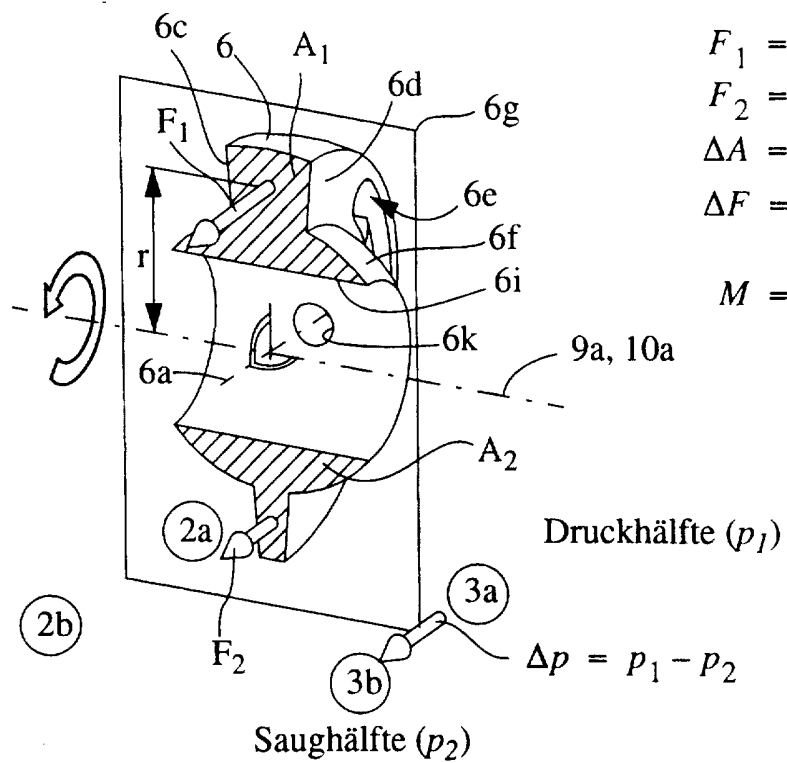
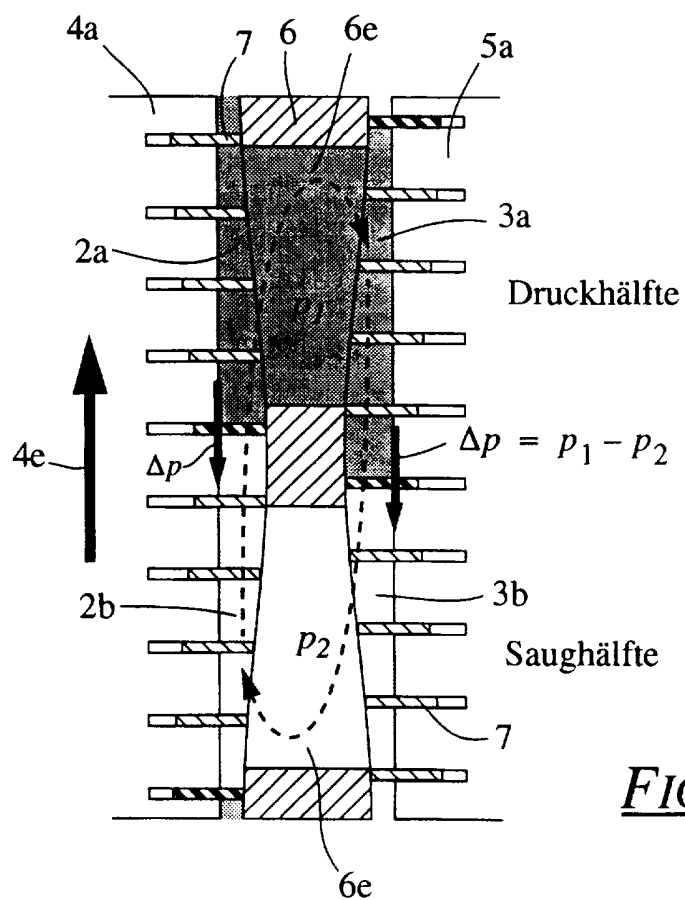


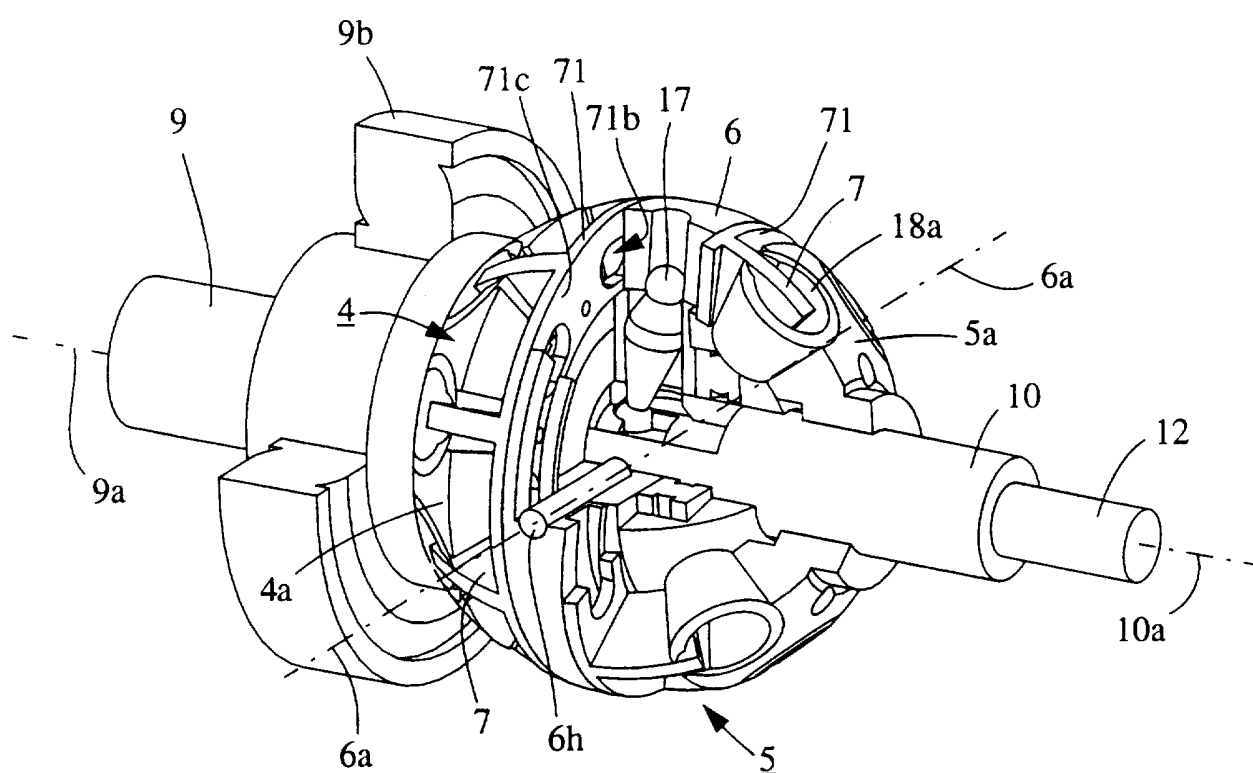
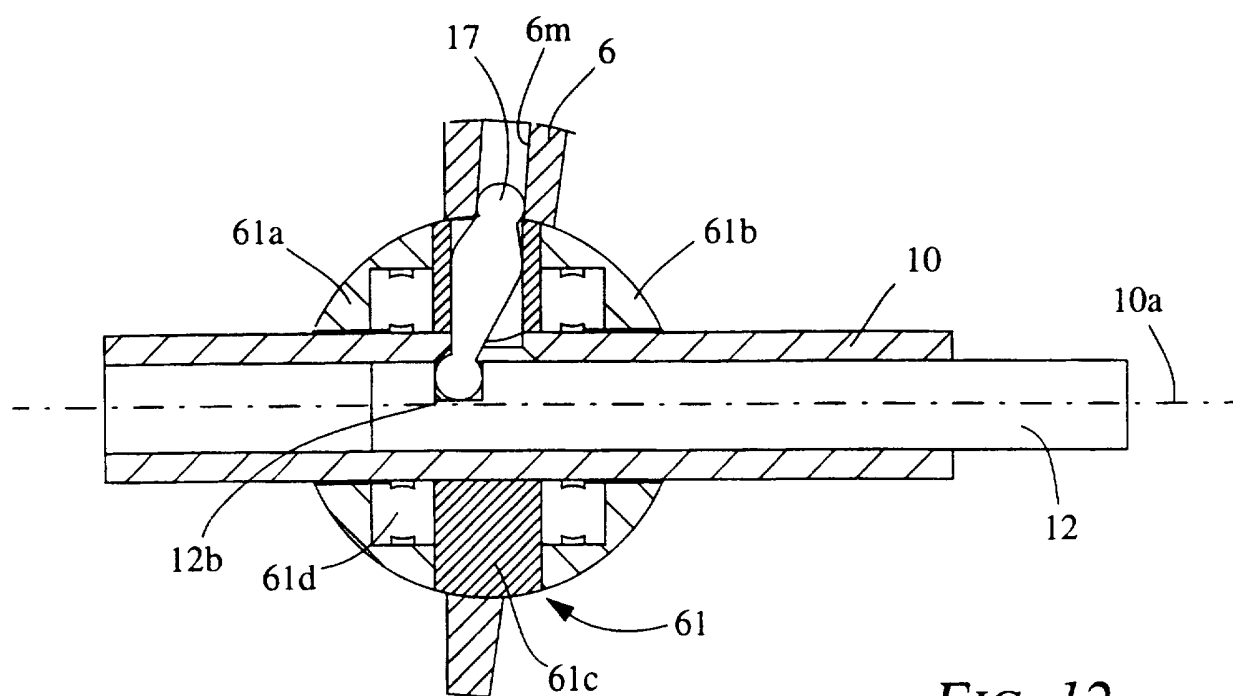
FIG. 4

- 3/10 -



- 4/10 -

FIG. 9FIG. 10

FIG. 11FIG. 12

- 6/10 -

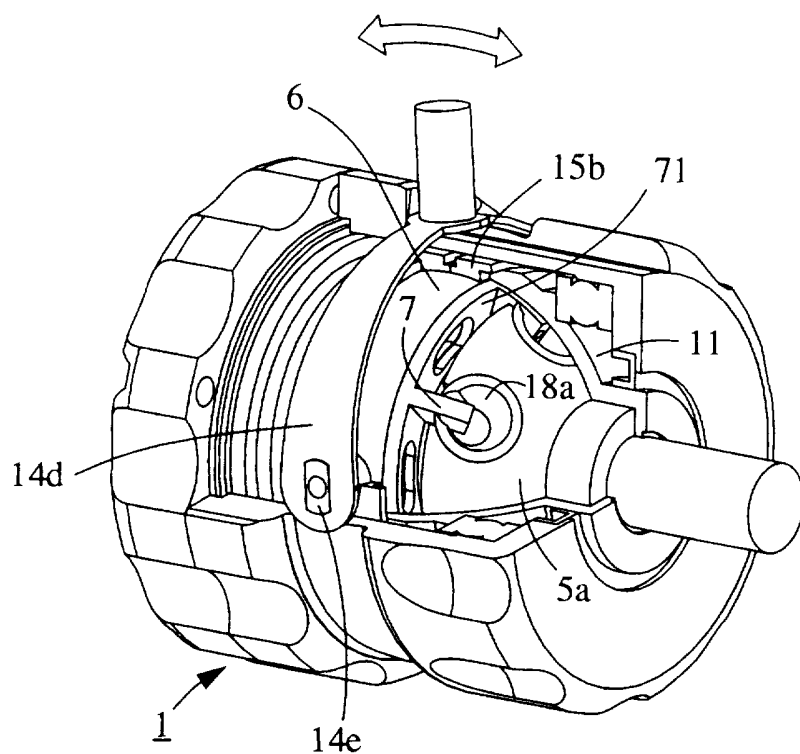


FIG. 13

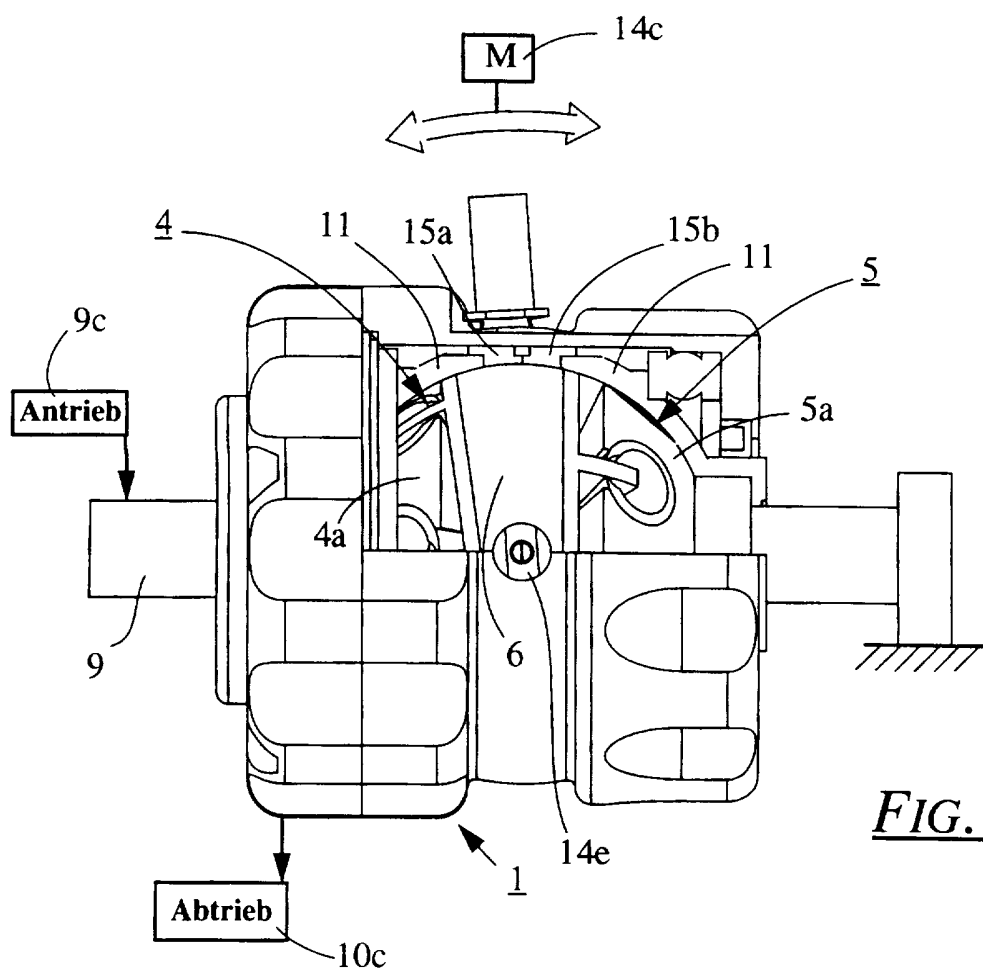


FIG. 14

- 7/10 -

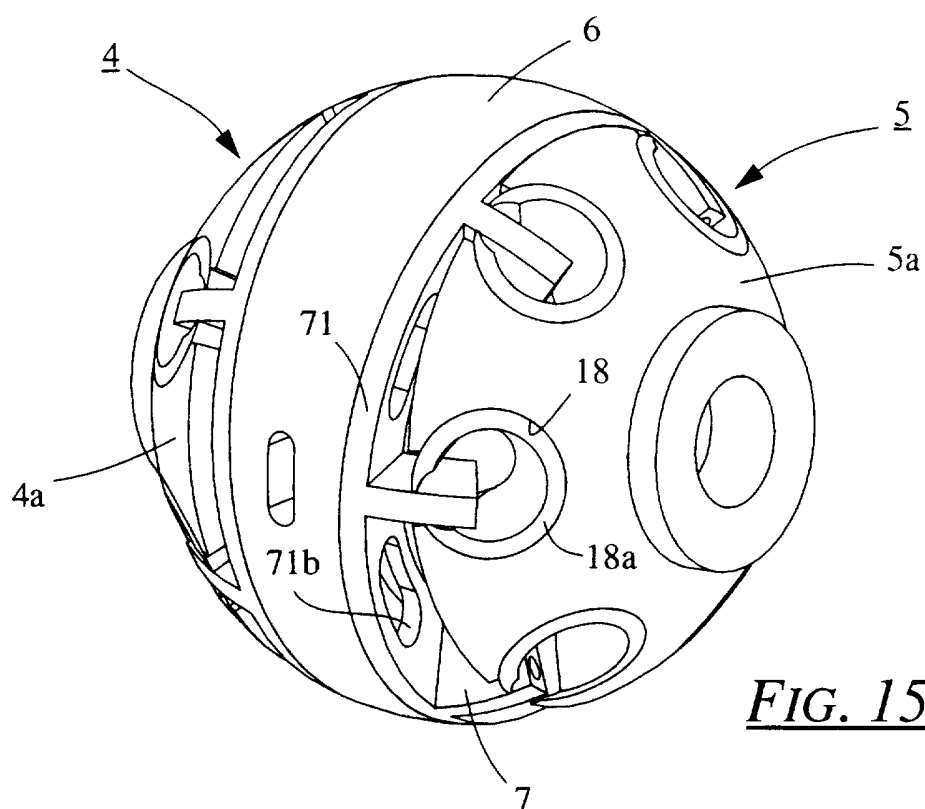


FIG. 15

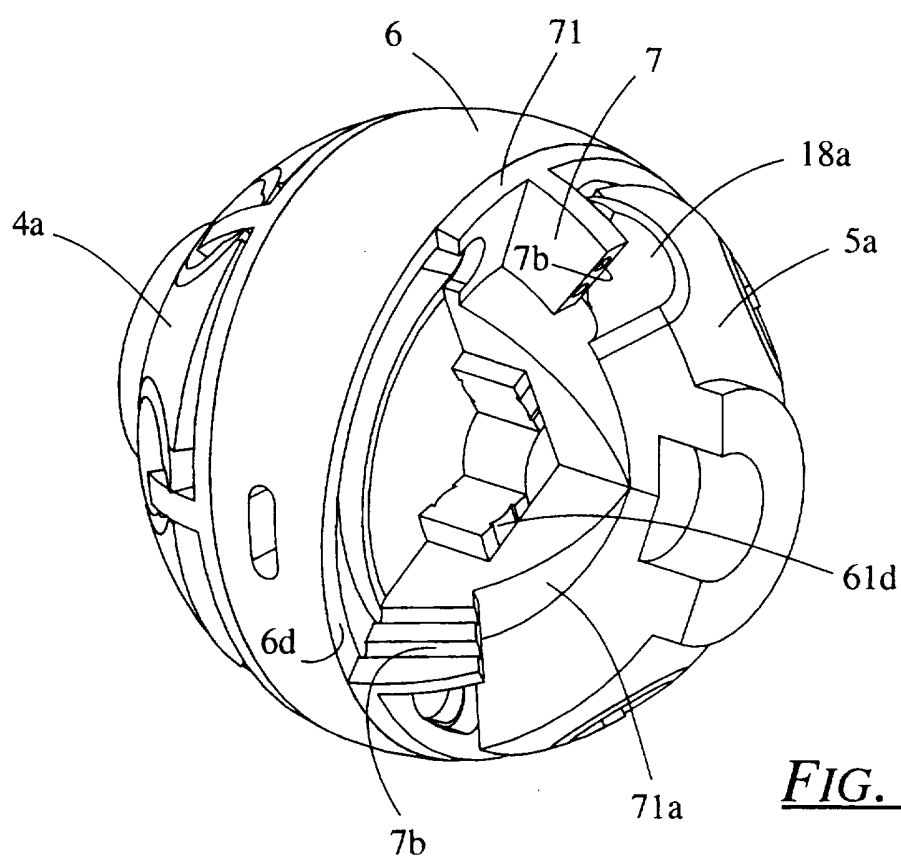
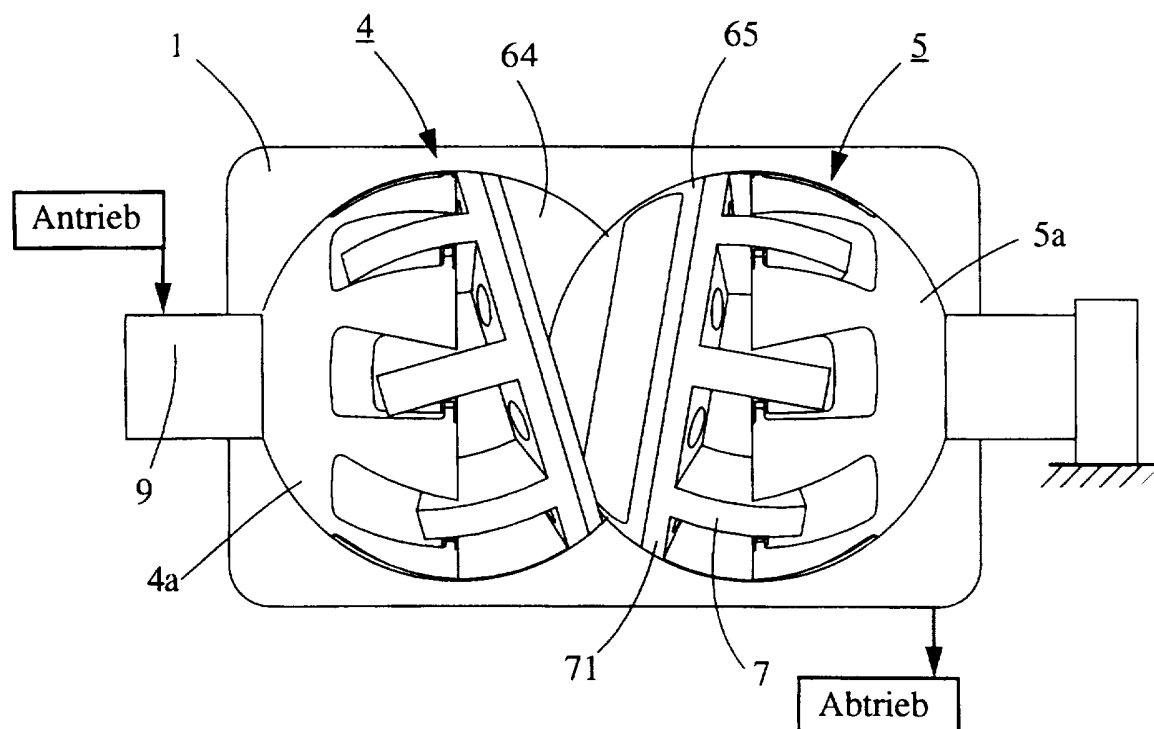
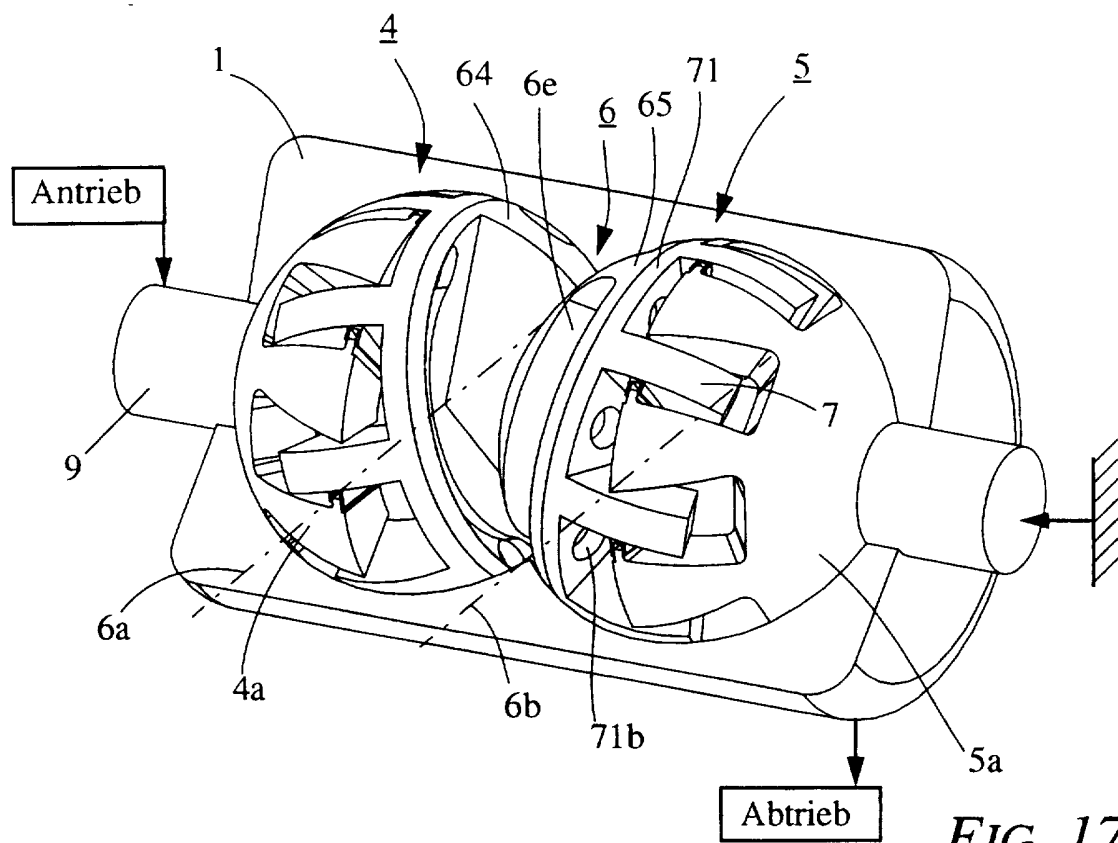
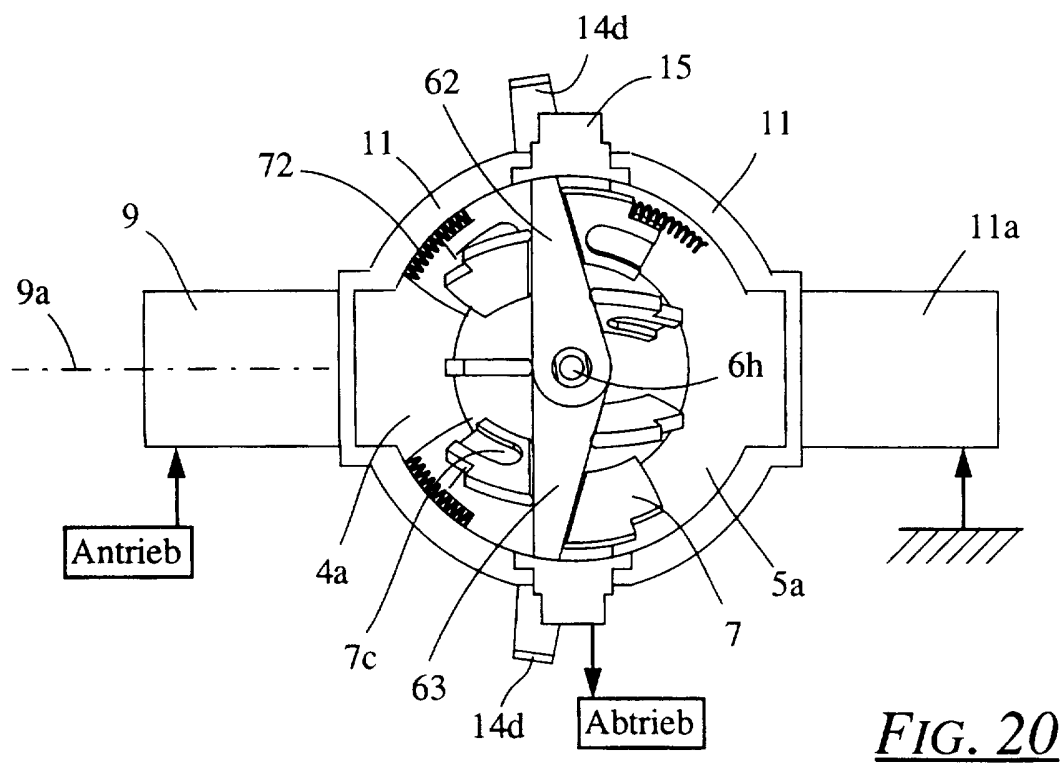
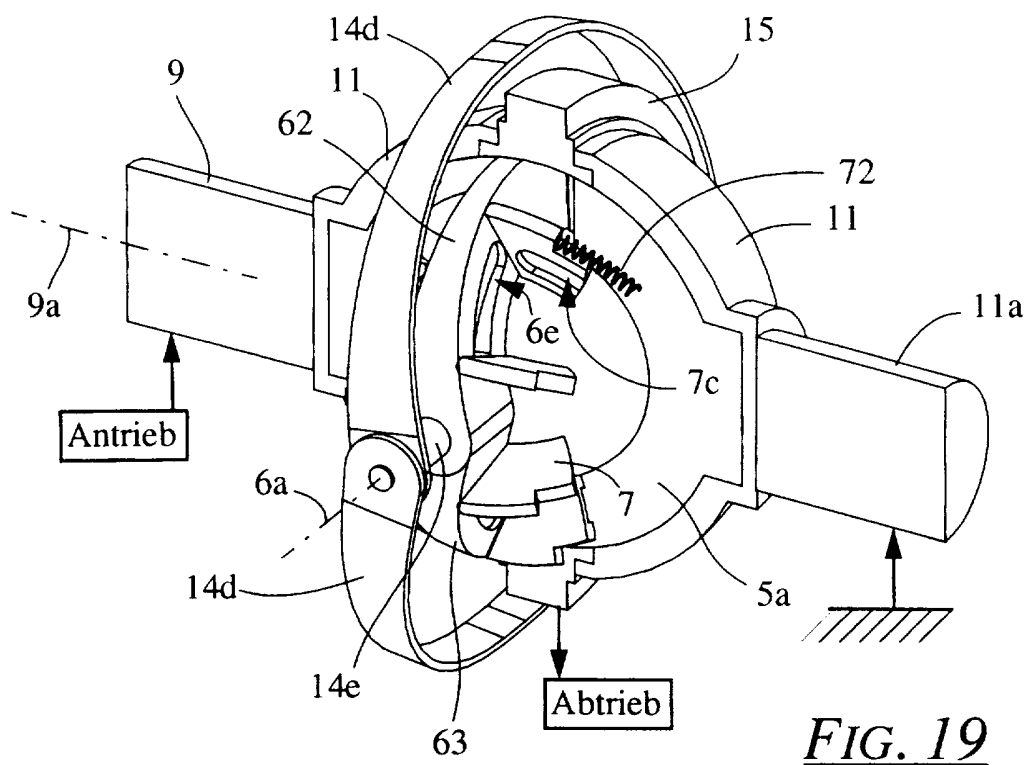


FIG. 16

- 8/10 -



- 9/10 -



- 10/10 -

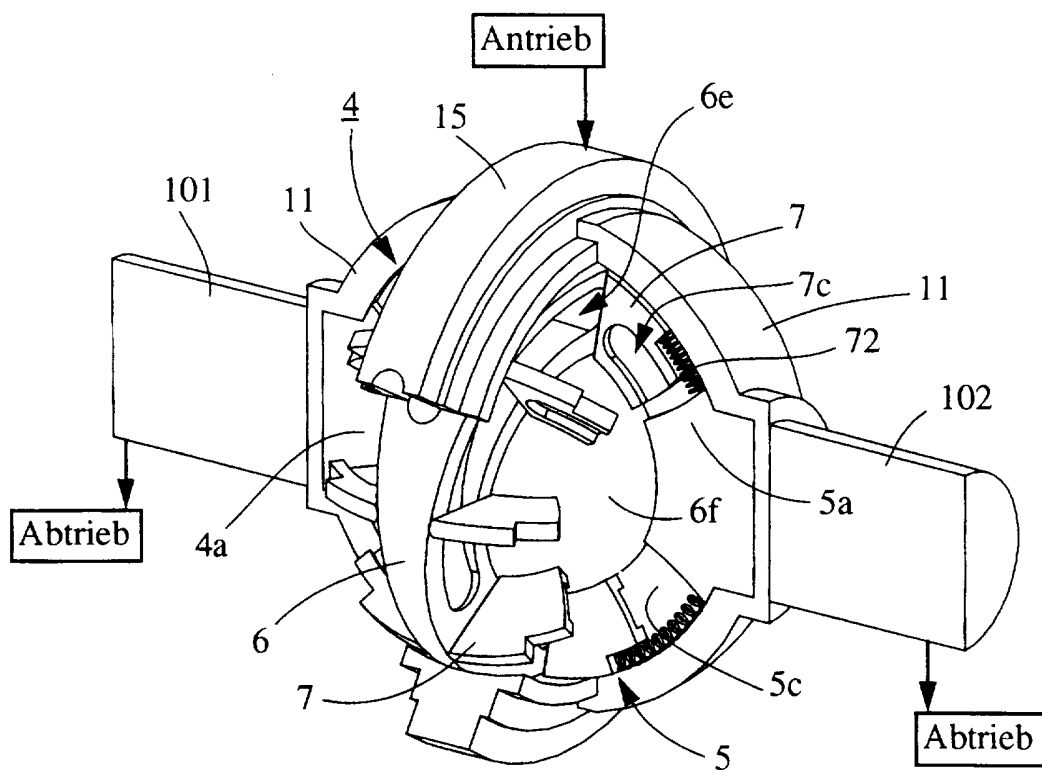


FIG. 21

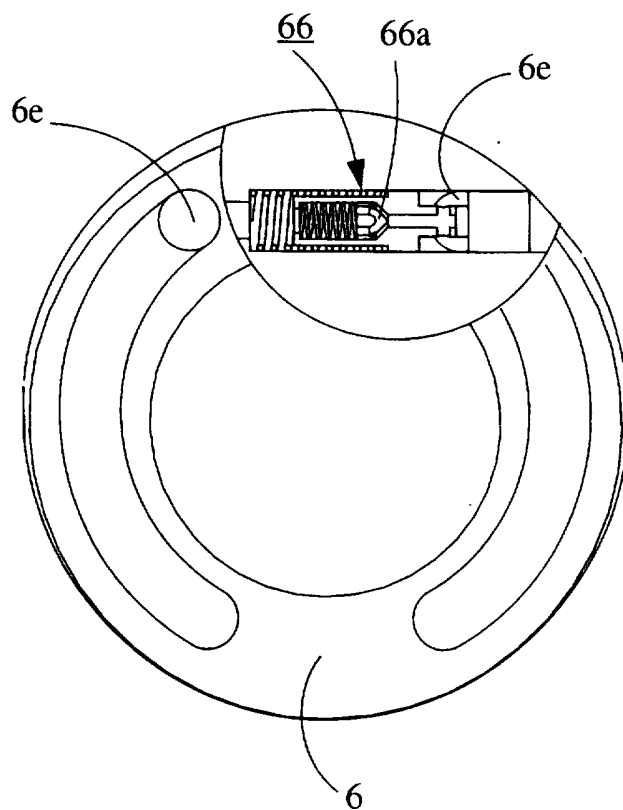


FIG. 22

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP 97/01813

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F16H39/24

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 6 F16H F04C

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)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 3 570 246 A (BRIGGS JOE FLOYD) 16 March 1971 see column 2, line 51 - column 6, line 43 ---	1
A	US 2 401 376 A (SHERMAN) 4 June 1946 see column 2, line 1 - column 5, line 38 ---	1
A	FR 1 165 835 A (ROCHEFORT) 29 October 1958 see page 2, column 2, line 30 - page 4, column 1, line 35 ---	1
A	US 2 927 430 A (CASTLES) 8 March 1960 see figures 1-11 -----	1

☐ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

- * "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- * "E" earlier document but published on or after the international filing date
- * "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- * "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- * "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- * "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- * "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- * "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- * "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

25 July 1997

Date of mailing of the international search report

08-08-1997

Name and mailing address of the ISA

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

Authorized officer

Hunt, A

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 97/01813

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 3570246 A	16-03-71	NONE	
US 2401376 A	04-06-46	NONE	
FR 1165835 A	29-10-58	NONE	
US 2927430 A	08-03-60	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 97/01813

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 6 F16H39/24

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 6 F16H F04C

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehorende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

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

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 3 570 246 A (BRIGGS JOE FLOYD) 16.März 1971 siehe Spalte 2, Zeile 51 - Spalte 6, Zeile 43 ---	1
A	US 2 401 376 A (SHERMAN) 4.Juni 1946 siehe Spalte 2, Zeile 1 - Spalte 5, Zeile 38 ---	1
A	FR 1 165 835 A (ROCHEFORT) 29.Oktober 1958 siehe Seite 2, Spalte 2, Zeile 30 - Seite 4, Spalte 1, Zeile 35 ---	1
A	US 2 927 430 A (CASTLES) 8.März 1960 siehe Abbildungen 1-11 -----	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 erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderscher 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

25.Juli 1997

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

08-08-1997

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

Bevollmächtigter Bediensteter

Hunt, A

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 97/01813

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 3570246 A	16-03-71	KEINE	
US 2401376 A	04-06-46	KEINE	
FR 1165835 A	29-10-58	KEINE	
US 2927430 A	08-03-60	KEINE	