

(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
25. Oktober 2007 (25.10.2007)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2007/118445 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 41/26 (2006.01)

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, 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, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2007/000547

(22) Internationales Anmeldedatum:
26. März 2007 (26.03.2007)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
60/791,702 13. April 2006 (13.04.2006) US

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS KG** [DE/DE]; Industriestrasse 3, 77815 Bühl (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **McGRATH, Marc** [US/US]; 1125 Weber Southwest, Strasburg, OH 44680 (US). **MARATHE, Bhaskar** [IN/US]; 645 Redfield Lane, Copley, OH 44321 (US).

(74) Gemeinsamer Vertreter: **LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS KG**; Industriesstrasse 3, 77815 Bühl (DE).

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts

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

WO 2007/118445 A2

(54) Title: TORUS FORMS FOR TORQUE CONVERTERS

(54) Bezeichnung: TORUS-FORMEN FÜR DREHMOMENTWANDLER

(57) Abstract: The invention relates to a torque converter in which the combination of the outlets of the pump forms a conical shape while the combination of the inlets of the turbine extends essentially parallel thereto.

(57) Zusammenfassung: Gemäß der Erfindung wird ein Drehmomentwandler vorgeschlagen, bei dem die Summe der Austrittsöffnungen der Pumpe eine konusförmige Gestalt bilden und die Summe der Eintrittsöffnungen der Turbine hierzu im Wesentlichen parallel sind.

- 1 -

Torus-Formen für Drehmomentwandler

Die Erfindung betrifft einen Drehmomentwandler für ein Kraftfahrzeug gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1, wobei die Torus-Form weiter verbessert werden soll.

Drehmomentwandler sind seit dem Jahre 1905 bekannt (DE 22 14 22 und DE 23 88 04). Der Erfinder Föttinger hat hierbei zwischen zwei Schalen-Hälften, die nach der Montage flüssigkeitsdicht miteinander verbunden werden, eine Pumpe und eine Turbine untergebracht. In einer Weitergestaltung der Erfindung ist auch noch ein Leitrad angeordnet. In der Pumpe, der Turbine und in dem Leitrad sind Schaufeln angeordnet, die sich im Wesentlichen radial erstrecken. Durch eine Füllung des Gehäuses mit einer Flüssigkeit – vorzugsweise Öl – erfolgt eine Kraft-/Momentenübertragung von der Pumpe zur Turbine. Die Krafteinleitung in den Drehmomentwandler bei einem Kraftfahrzeug erfolgt, indem das Gehäuse des Wandlers drehfest mit der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors verbunden ist. Der Abtrieb erfolgt über die Turbine, indem die Getriebeeingangsseite des nachfolgenden Getriebes – direkt oder indirekt- drehfest mit der Nabe der Turbine verbunden ist.

Durch die Rotation des Gehäuses – und damit der Pumpe – wird das Öl durch den Fliehkräfteffekt nach außen geschleudert. Der Ölfluss innerhalb der Pumpe erfolgt hierbei bogenförmig. Im radial äußeren Bereich der Pumpe wird der Ölstrom in axialer Richtung umgelegt und strömt dann in die Turbine ein. Durch die Leistung, die das Öl verrichten muss, verlangsamt sich der Ölstrom, wodurch sich der Strömungsquerschnitt in der Turbine in Strömungsrichtung zunehmend erweitern muss. Da das Öl wieder zum Einströmungsbereich der Pumpe gelenkt werden muss, ist die Turbinen-Außенwandung zum Einströmbereich der Pumpe hin gebogen. Bevor der aus der Turbine kommende Ölstrom wieder in die Einströmöffnungen der Pumpe gelangen kann, durchfließt das Öl auch noch das Leitrad. In dem Leitrad erfährt der Ölstrom noch eine Richtungsänderung, damit die Anströmung der Pumpen-Schaufeln möglichst optimal ist. Der Ölkreislauf kann dann erneut beginnen. Solange der Kreislauf aufrechterhalten wird und solange die Turbine mit einer geringeren Drehzahl als die Pumpe rotiert, kann ein Moment übertragen werden. Je mehr sich die Turbinen-Drehzahl aber der Pumpen-Drehzahl annähert, desto schlechter wird der Wirkungsgrad.

- 2 -

Die beschriebene Form der Pumpe, der Turbine und des Leitrades bilden miteinander den Torus eines Drehmomentwandlers. Die entsprechende Strömung ist dann eine Torus-Strömung. Der Begriff leitet sich aus der Mathematik ab, da der rotierende Ölring achsenversetzt zugleich um die Drehachse des Drehmomentwandlers rotiert.

Seit der Erfindung des Drehmomentwandlers sind weitere wichtige Komponenten zum Drehmomentwandler hinzu erfunden worden. So stellt beispielsweise die Überbrückungskupplung eine wichtige Verbesserung dar, da sie bei schlechtem Wirkungsgrad geschaltet werden kann. Dadurch erfolgt dann der Kraftfluss vom rotierenden Gehäuse – direkt oder indirekt – in die Getriebeeingangswelle. Eine weitere bekannte Verbesserung sieht vor, damit Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle nicht in die Getriebeeingangswelle gelangen, dass ein Torsionsschwingungsdämpfer – kurz Dämpfer genannt - in dem Kraftfluss eingebaut wird.

Auch wurden in den letzten hundert Jahren viele Formgebungen des Torus' erfunden, um den Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers zu verbessern. In den letzten Jahren hat sich aber für den Kraftfahrzeugbereich eine Standardform herausgebildet, die im Wesentlichen nur noch an die Leistungsanforderung und an die Einbaumöglichkeiten im Getriebe angepasst wurde.

Es war deshalb Aufgabe der Erfindung, nach Möglichkeiten zu suchen, mit denen der Torus in seinem Wirkungsgrad weiter verbessert wird.

Nach dem Stand der Technik erfolgt im radial äußeren Bereich des Torus' eine Ausströmung des Öles aus der Pumpe, die im Wesentlichen parallel zur Drehachse des Drehmomentwandlers ist. Dieses ist deshalb wichtig, damit auch wieder eine axiale Anströmung der Turbine erfolgen kann. Weil die Schale, in der die Schaufeln der Turbine angeordnet sind, zu dem Gehäuse des Drehmomentwandlers beabstandet sein muss, damit keine Berührung zum Gehäuse stattfindet und weil die äußere Strömungsfläche in der Pumpe aber von dem Gehäuse selbst gebildet wird, muss eine ringförmige Stufe an dem Übergang von der Pumpe zur Turbine in das Gehäuse eingestanzt werden, damit der äußere Durchmesser der Pumpe auf der Höhe des äußeren Durchmessers der Turbine liegt. Dadurch ist der Pumpen-Außendurchmesser aber immer etwas kleiner, als der benachbarte Wandler-Durchmesser. Da in die Formel zum Wirkungsgrad und der Leistung eines Drehmomentwandlers aber der Durchmesser der Pumpe mit der fünften Potenz eingeht, wäre es wünschenswert, wenn kein Pumpendurchmesser „verloren geht“. Hier wird also gemäß der Ausgestaltung der Erfindung eine Form des

- 3 -

Gehäuses – und damit des Torus' - vorgeschlagen, die ohne Stufe auskommt. Die Form des Gehäuses wird nachfolgend in Verbindung mit der Figurenbeschreibung weiter beschrieben.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung – und zur Überraschung der Fachwelt – hat sich gezeigt, dass bei Beibehaltung der Abmessungen der Durchströmöffnungen des Leitrades eine Verlängerung der Austrittsöffnungen der Turbine in Richtung Drehachse des Drehmomentwandlers zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades führt. Auch wenn die Einströmöffnungen der Pumpe in Richtung Drehachse des Drehmomentwandlers verlängert werden, kommt es zu dieser Verbesserung. Beide Maßnahmen lassen sich auch kombinieren. Eine Simulation mittels eines speziellen Programms (CFD = Computational Fluid Dynamic) hat für beide Maßnahmen zusammen eine Wirkungsgradverbesserung von 2 bis 3 Prozent ermittelt.

In einer anderen Ausgestaltung der Erfindung weicht die Torus-Form vom Stand der Technik in der Weise ab, dass er Scherung erfährt. Diese Scherung ist in der Weise zu verstehen, wie in der Festigkeitslehre eine Scherung erläutert wird, nur dass bei der Formgebung des Torus' nicht irgendwelche Schubspannungen von Bedeutung sind, sondern lediglich die Verformung selbst. Zur weiteren Verdeutlichung wird auch hier auf die nachfolgende Figurenbeschreibung verwiesen.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist das Leitrad als Diffusor ausgebildet. Dieses bedeutet, dass der Querschnitt zwischen den Schaufeln des Leitrades sich von der Einströmöffnung in Richtung Ausströmöffnung erweitert. Dadurch wird das Öl im Leitrad verzögert. Da die Erweiterung nicht umfänglich geschehen kann, weil sonst benachbarte Zwischenräume (die von den Nachbar-Schaufeln gebildet werden) geringer ausfallen müssten, erfolgt die Erweiterung in radialer Richtung. CFD-Simulationen haben gezeigt, dass die Reduzierung des statischen Druckes in der Pumpe zu mehr Leistung des Drehmomentwandlers führt. Um eine Reduktion des statischen Druckes in der Pumpe zu erreichen, muss der Ölfluss in der Pumpe von der Eingangsöffnung zu der Ausgangsöffnung beschleunigt werden. Dadurch ist die Eintrittsöffnung der Pumpe größer, als die Austrittsöffnung der Pumpe. Beim Stand der Technik sind diese beiden Öffnungen gleich. Um den Ölstrom schon vor dem Eintritt in die Pumpe auf deren Strömungsquerschnitt vorzubereiten, ist das Leitrad als Diffusor ausgebildet.

In einer letzten Ausgestaltung der Erfindung ist der Torus in der Weise gestaltet, dass die Torus-Strömung fast kreisrund ist. Dieses wird erreicht, indem der innere Leitrad-Durchmes-

- 4 -

ser, also der Durchmesser der Leitrad-Nabe, das 0,5- bis 0,7-fache des Pumpen-Außendurchmessers beträgt.

Die Erfindung soll nun anhand der Figuren näher erläutert werden. Es zeigen:

Figur 1 einen Stand der Technik eines Torus';

Figur 2 einen Torus mit zur Drehachse hin verlängerten Aus- und Einströmöffnungen der Turbine bzw. der Pumpe im Vergleich zu Figur 1;

Figur 3 einen Stand der Technik eines Torus';

Figur 4 einen Torus mit vergrößertem Pumpendurchmesser im Vergleich zu Figur 3;

Figur 5 einen Stand der Technik eines Torus';

Figur 6 einen turbinenseitig „gescherten“ Torus im Vergleich mit der Figur 5;

Figur 7 einen pumpenseitig „gescherten“ Torus im Vergleich mit der Figur 5;

Figur 8 einen Stand der Technik eines Torus';

Figur 9 einen Torus mit einem Diffusor-Leitrad im Vergleich zu Figur 8;

Figur 10 einen Stand der Technik eines Torus';

Figur 11 einen Torus mit einem nahezu kreisrunden Querschnitt.

Vorab soll erklärt werden, dass Bezugszeichen, die nicht im Beschreibungsteil erwähnt werden, der Bezugszeichenliste zu entnehmen sind. Gleiche Bezugszeichen stellen ein gleiches Element dar.

Die Figuren 1 und 2 müssen im Zusammenhang gesehen werden, denn nur durch den direkten Vergleich der Figur 1 (= Stand der Technik) mit einer Ausgestaltung der Erfindung können

- 5 -

die Unterschiede veranschaulicht werden. Der in den Figuren gezeigte Querschnitt durch den Torus besteht im Wesentlichen aus einer Pumpe 1, einer Turbine 2 und einem Leitrad 3. Die Außenkontur der Pumpe 1 wird durch das Gehäuse 4 gebildet. Der Torus rotiert um eine Drehachse 5, die identisch mit der Drehachse der Kurbelwelle einer Verbrennungsmaschine ist. Durch die Schnittdarstellung sieht man zugleich auch die Umrisse der in der Pumpe 1, der Turbine 2 und dem Leitrad 3 angeordneten Schaufeln. Die Schaufeln sind im Raum gekrümmmt, was hier jedoch wegen der zweidimensionalen Darstellung nicht zu erkennen ist.

Die Schaufeln der Turbine 2 sind in einer Schale der Turbine angeordnet, die zugleich die Außenkontur der Turbinenschaufeln darstellt. Die geschwungenen Innenkonturen der Pumpe 1 und der Turbine 2 werden nach dem Stand der Technik ebenfalls mit einer Schale – dem so genannten Innenring – bedeckt. Dadurch wird der Torus-Ölstrom zwischen den Außenschalen, den Innenschalen und den Schaufeln geführt. Die inneren Durchmesser 12, 13, 14 der Turbine 2, des Leitrades 3 und der Pumpe 1 liegen alle auf der gleichen Höhe.

In der Figur 2, einer erfindungsgemäßen Ausgestaltung, sind die radial inneren Enden der Turbinen-Austrittsöffnung 8 und der Pumpen-Einströmöffnung 11 von dem Durchmesser 12, weiter nach innen gelegt worden. Das Leitrad 3 bleibt aber in seinen Dimensionen der Eintritts- und Austrittsöffnung 9, 10 unverändert. Obwohl nun die inneren Durchmesser 12', 13' der Turbine 2 und der Pumpe 1 kleiner sind als der des Leitrades 3 kommt es – gemäß einer CFD-Simulation - dennoch zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades.

In einer weiteren Ausgestaltung eines Torus' gemäß der Figuren 3 und 4 ist der Außendurchmesser 21 der Pumpe 1 auf einem größeren Durchmesser 21' vergrößert worden. Die Figur 3 zeigt zum Vergleich den Stand der Technik. Dort befindet sich in einem Übergangsbereich 20 eine Stufe im Gehäuse 4 des Wandlers und der Außendurchmesser der Turbine 2 entspricht dem der Pumpe 1. Der vergrößerte Pumpen-Außendurchmesser 21' wurde möglich, weil die Ausströmung des Öles aus der Pumpe 1 in die Turbine 2 von der 12 Uhr Position in eine etwa 11 Uhr Position verlegt wurde. Da der Pumpendurchmesser positiv mit der fünften Potenz in die Formel für den Wirkungsgrad und die Leistung eingeht, stellt der größere Pumpendurchmesser 21' eine deutliche Leistungs- und Wirkungsgradverbesserung dar. In der Schrift DE 22 14 22 Figur 6, bzw. in der Schrift US 1199360 Figur 8 und in dem Fachbuch „Fahrzeuggetriebe“ aus dem Jahre 1994 von den Autoren Lechner und Naunheimer auf der Seite 265 sind zwar auch schon Torusse gezeigt, deren Trennlinie zwischen der Pumpen-Austrittsöffnung 6 und der Turbinen-Eintrittsöffnung 7 auf der 11 Uhr Position liegt, jedoch ist dort insgesamt ein

- 6 -

ovales Gehäuse angedeutet worden, wodurch das aus der Pumpe 1 austretende Öl zwangsläufig in die Turbine einströmen muss. Zum Teil ist im Stand der Technik auch offen gelassen worden, wie das Gehäuse beschaffen ist. Es ist aber auf jeden Fall nicht offenbart, dass dort ein vergrößerter Pumpen-Außendurchmesser 21' Anwendung gefunden hat.

Mit den Figuren 5 bis 7 wird eine weitere Ausgestaltung der Erfindung gezeigt, wobei die Figur 5 den Stand der Technik zeigt. Die Gehäuse sind hier zwar realistischer dargestellt, als in den bisherigen Figuren, jedoch ist die angedeutete axiale Verbindungstechnik im radial äußeren Bereich untypisch für Serienprodukte. Die gezeigte Verbindungstechnik wird im Versuchsbereich verwendet, um Einbauten des Wandlers schneller und leichter austauschen zu können. Bei Serienprodukten werden die linke und die rechte Gehäuseschale am Umfang miteinander verschweißt. Auch fehlen in diesen Figuren die Bauelemente Wandlerüberbrückungskupplung und Torsionsschwingungsdämpfer.

Gemäß der Erfindung ist in den Figuren 6 und 7 der Torus jeweils gescherzt. In der Figur 6 ist in Richtung Turbine 2 gescherzt. Bei der Figur 7 ist der Torus in Richtung Pumpe gescherzt. Damit keine Missverständnisse entstehen, soll hervorgehoben werden, dass die Beispiele der Figuren 6 und 7 keinen gekippten Torus zeigen. Wäre der Torus jeweils gekippt, anstelle von gescherzt, so würde beispielsweise der tiefste Punkt der Figur 5 (Stand der Technik) zwischen der Turbinen-Austrittsöffnung 8 und der Leitrad-Eintrittsöffnung 9 in der Figur 6 tiefer liegen als Schnittpunkt von der vertikalen strichpunktuierten Linie und der Mittellinie C. In der Figur 7 ist die vertikale Linie in der Mitte des inneren Leitrad-Austrittsdurchmessers 12 angeordnet. Diese wird durch die Abstände a, b veranschaulicht, die beide gleich groß sind. Wenn man sich nun eine unendliche Anzahl von gedachten axialen Schnitten durch den Torus vorstellt und diese mit dem zunehmenden Wirkradius 15, zunehmend axial in Richtung Pumpe verschoben werden, so ergibt sich ein gescherter Torus. Auf der Höhe des Pumpen-Außendurchmessers 21 stellt der Betrag S den Gesamtbetrag der Scherung dar.

Die Scherung hat den Vorteil, dass in der Figur 6 für Einbauten – beispielsweise für einen Torsionsschwingungsdämpfer – im radial inneren Bereich mehr Platz ist und zugleich die Gesamtlänge des Wandlers gegenüber dem Stand der Technik kürzer wird. Der maximal zur Verfügung stehende axiale Bauraum ist zunehmend ein Problem für die Konstrukteure. Bei der Scherung gemäß Figur 7 ist im radial äußeren Bereich Platz geschaffen worden. Dieser Bauraum wird speziell für einen Dämpfer benötigt, die einen großen Federweg auf möglichst großen Wirkdurchmesser bewerkstelligen müssen.

- 7 -

Aus dem Stand der Technik (DE 10081340 T1 Fig. 14 und US 4,129,000 Fig. 1 sind Torus-Formen bekannt, die der vorliegenden Erfindung ähnlich sehen, jedoch ist dort entweder keine Parallelität der Pumpen-Austrittsöffnung 6 zur Turbinen-Eintrittsöffnung 7 offenbart oder die Parallelität ist zwar gegeben, aber diese Übergangsstelle ist radial ausgebildet, aber dafür nicht gesichert.

Sind die Pumpen-Austrittsöffnung 6 und die Turbinen-Eintrittsöffnung 7 nicht parallel, so geht Wirkungsgrad verloren. Der entscheidende Vorteil dieser erforderlichen Ausgestaltung ist aber, dass durch axiale Umformungsprozesse die Torus-Form hergestellt werden kann. Besonders vorteilhaft ist dieses beim Leitrad 3, welches nach dem Stand der Technik durch Aluminium-Druckguss hergestellt wird, denn durch die dort verwendete axiale Entformung erübrigen sich aufwendige Schieber-Werkzeuge.

Mit den Figuren 8 und 9 wird eine weitere Erfindung gezeigt, wobei die Figur 8 den Stand der Technik darstellt. In dieser Ausgestaltung der Erfindung ist das Leitrad 3 mit einem Diffusor-Effekt versehen, das heißt, dass beim Durchfließen des Öles das Öl verlangsamt wird. Dieser wird erzielt, indem die Leitrad-Austrittsöffnung 10 größer gestaltet ist als die Leitrad-Eintrittsöffnung 9. Da eine Erweiterung des Querschnittes zwischen den Schaufeln nicht in Umfangsrichtung erfolgen darf, weil dann die Querschnitte zwischen den benachbarten Schaufeln reduziert werden, erfolgt die Querschnittserweiterung in radialer Richtung. Deshalb ist die Eintrittshöhe 17 kleiner als die Austrittshöhe 16. Diese Gestaltung hat den Vorteil, dass bei einer Herstellung des Leitrades 3 mittels Druckgießen, dieses axial entformt werden kann. Die Erweiterung kann entweder in der Weise erfolgen, dass nur die äußere ringförmige Begrenzungsfläche 19 sich nach radial außen öffnet, oder nur die innere ringförmige Begrenzungsfläche 18 sich nach radial innen öffnet, oder auch das beide ringförmige Flächen sich zur Pumpe hin erweitern. Wie bereits weiter oben ausgeführt, hat die Gestaltung des Leitrades 3 als Diffusor auch hydrokinetische Vorteile. In einer weiteren Ausgestaltung des Diffusors kann der äußere Ring – der innen mit der äußeren ringförmigen Begrenzungsfläche 19 versehen ist, als separater Ring gestaltet werden. Dieser Ring kann dann mittels Pressen auf den Außen durchmesser der Leitrad-Schaufeln aufgepresst werden. In weiteren Ausgestaltungen kann dieser Ring auch mittels eines Absatzes, einer Kerbe oder mittels Verstemmen auf den Leitrad-Schaufeln gesichert werden.

Aus dem Stand der Technik ist beispielsweise in der Schrift US 2,737,827 ein Wandler bekannt, der ebenfalls ein Diffusor-Leitrad aufweist. Der dort dargestellte Wandler ist aber ein

- 8 -

Wandler, der mehr als drei Torus-Abschnitte aufweist. Bei der beanspruchten Erfindung hingegen sind maximal nur die drei Torus-Abschnitte, nämlich Pumpe, Turbine und Leitrad vorhanden. Außerdem kann beim Stand der Technik das Leitrad nicht mittels einer axialen Entformung gefertigt werden, denn wegen der Krümmung im radial äußeren Bereich des Einström-Endes ergibt sich ein Hinterschnitt. Ein Kern ließe sich dann nicht nach rechts herausziehen.

Mit den Figuren 10 und 11 wird eine letzte Ausgestaltung der Erfindung gezeigt, wobei die Figur 10 zum direkten Vergleich, den Stand der Technik wiedergibt. Die schraffierten schmalen Flächen in der Pumpe 1, der Turbine 2 und dem Leitrad 3 ergeben sich, weil hier die Schaufeln mit eingezeichnet sind und diese durch die Schnittebene teilweise auch geschnitten werden. Die waagerechten Linien dienen zum besseren Vergleich der Baugrößen. Es fällt auf, dass das Leitrad 3 in der Figur 11 gewissermaßen in den Torus hinein geschoben wurde. Aus dem ehemals ovalen Torus der Figur 10 wird in der Figur 11 fast ein kreisrunder Torus. Der innere Leitrad-Durchmesser 14 wird radial zum Leitrad-Durchmesser 14' verschoben. In gleicher Weise wird der äußere Leitrad-Durchmesser 22 radial nach außen zum äußeren Leitrad-Durchmesser 22' verschoben. Der innere Leitrad-Durchlass-Durchmesser (14) beträgt vorzugsweise das 0,5- bis 0,7-fache des Pumpen-Außendurchmessers (21).

Wandler-Leistungsdaten werden typischerweise in einem Diagramm von „MP 2000 (Nm)“ über „Speed Ratio“ dargestellt. Hierbei ist „MP 2000“ das Aufnahme-Moment der Pumpe in Newtonmeter bei 2000 Umdrehungen pro Minute. Das „Speed Ratio“ (=Drehzahlverhältnis) ist das Verhältnis der Turbinendrehzahl zur Pumpendrehzahl. Da die Turbinendrehzahl ohne Wandlerüberbrückungskupplung immer kleiner ist als die Pumpendrehzahl, ist dieser Wert bei einer offenen Wandlerüberbrückungskupplung auch immer kleiner 1. In dem angesprochenen Diagramm liegen bei der vorliegenden Erfindung der Figuren 10 und 11 für kleine Drehzahlverhältnisse (<0,5) die Pumpenmomente unterhalb der Werte des Standes der Technik. Dieses ist insbesondere dann vorteilhaft, wenn ein Verbrennungsmotor in seinem unteren Drehzahlbereich zunächst erst einmal entlastet sein soll, also noch nicht im vollen Umfang durch Antriebsleistung belastet werden soll. Dieses ist insbesondere für Dieselmotoren von Bedeutung.

Bei einem oberen Drehzahlverhältnis (> 0,5) verhält sich die vorliegende Erfindung jedoch anders. Hier liegen die Pumpenmomente über denen vom Stand der Technik. Dieses ist ebenfalls vorteilhaft, weil bei einer Annäherung des Drehzahlverhältnisses an 1 (oder an 0,8,

- 9 -

dem möglichen Kupplungspunkt) immer der Wirkungsgrad schlechter wird, aber durch die Erfindung dennoch in diesem Drehzahlbereich die Turbinenleistung erhöht werden kann. Die Turbinenleistung ist schließlich die Leistung, die zum Getriebe weiter geleitet wird.

- 10 -

Bezugszeichenliste

- 1 Pumpe
- 2 Turbine
- 3 Leitrad
- 4 Gehäuse
- 5 Drehachse
- 6 Pumpen-Austrittsöffnung
- 7 Turbinen-Eintrittsöffnung
- 8 Turbinen-Austrittsöffnung
- 9 Leitrad-Eintrittsöffnung
- 10 Leitrad-Austrittsöffnung
- 11 Pumpen-Eintrittsöffnung
- 12 innerer Turbinen-Austrittsdurchmesser
- 12' verkleinerter innerer Turbinen-Austrittsdurchmesser
- 13 innerer Pumpen-Eintrittsdurchmesser
- 13' verkleinerter innerer Pumpen-Eintrittsdurchmesser
- 14 innerer Leitrad-Durchlass-Durchmesser
- 15 Wirkradius
- 16 Austrittshöhe an der Austrittsseite des Leitrades
- 17 Eintrittshöhe an der Eintrittsseite des Leitrades
- 18 innere ringförmige Begrenzungsfläche
- 19 äußere ringförmige Begrenzungsfläche
- 20 Übergangsbereich
- 21 Pumpen-Außendurchmesser
- 21' vergrößerter Pumpen-Außendurchmesser
- 22 äußerer Leitrad-Durchlass-Durchmesser
- 22' äußerer Leitrad-Durchlass-Durchmesser
- W axiale Breite des Torus'
- S Scherung
- C Mittellinie/Centerline
- a Abstand
- b Abstand

- 11 -

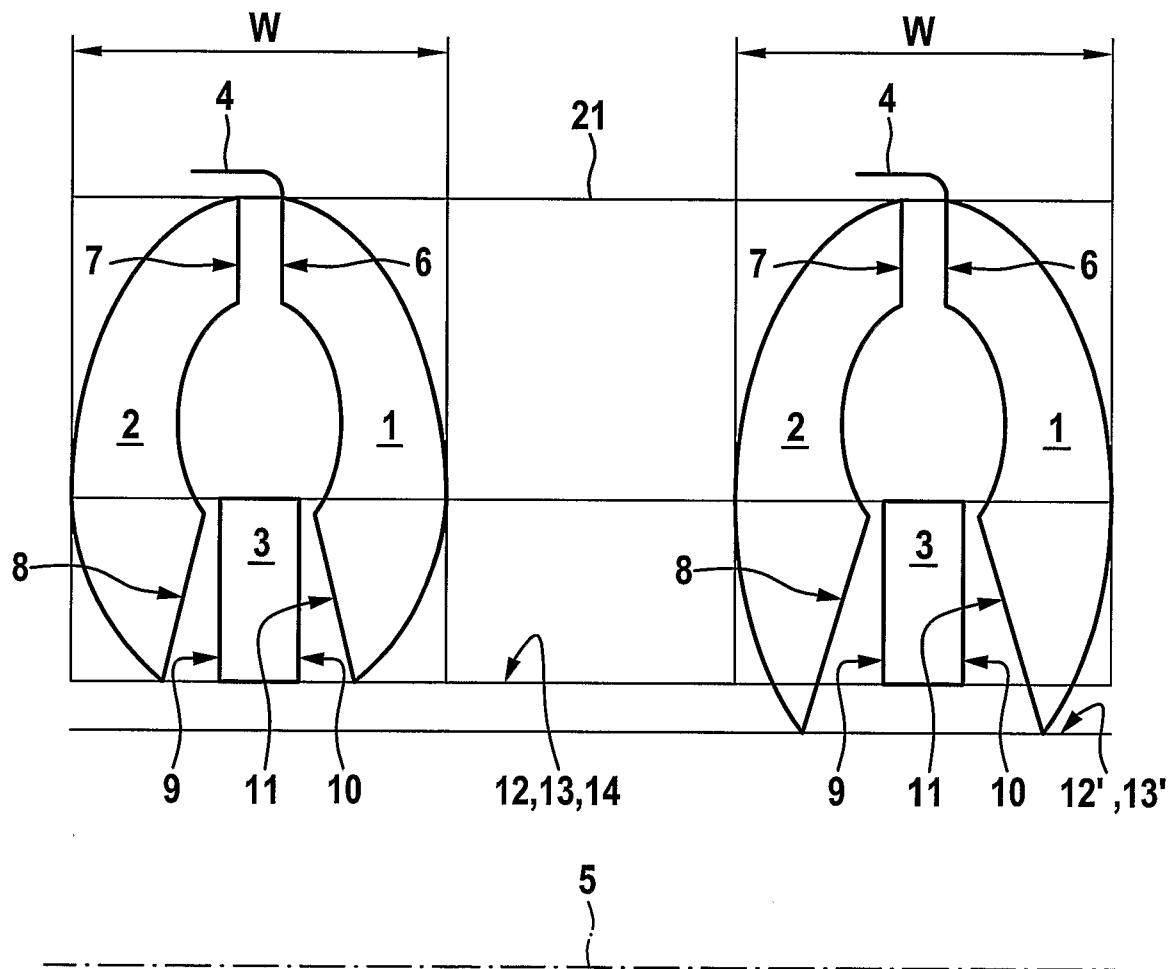
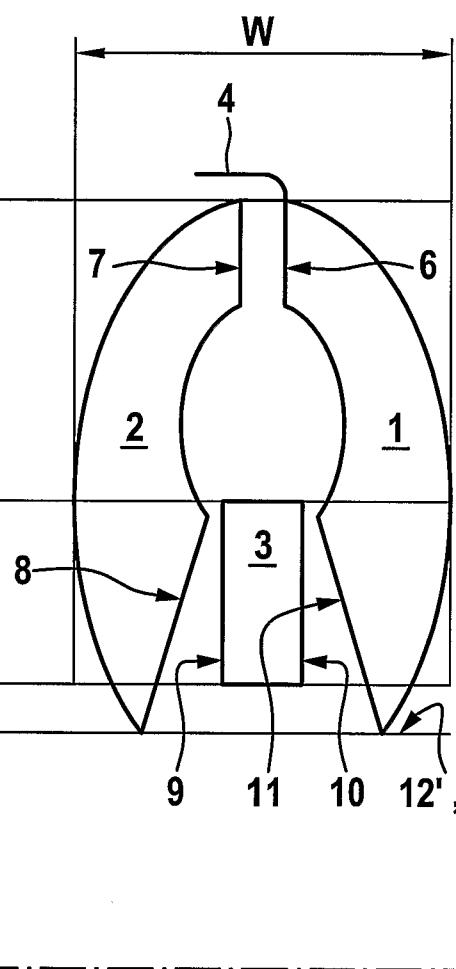
Patentansprüche

1. Drehmomentwandler für ein Kraftfahrzeug mit einem Gehäuse (4) und einer darin angeordneten Pumpe (1), einer Turbine (2), einem Leitrad (3), einer Überbrückungskupp lung und gegebenenfalls mindestens einem Torsionsschwingungsdämpfer, wobei die Pumpe (1), die Turbine (2) und das Leitrad (3) miteinander einen Torus bilden, dadurch gekennzeichnet, dass die Summe der Austrittsöffnungen (6) der Pumpe (1) eine konusförmige Gestalt bilden, wobei dieser Konus derart gestaltet ist, dass der äußere Rand der Pumpe (1) sich weiter zur Turbine (2) hin erstreckt als der innere Durchmes ser, und dass die Eintrittsöffnungen (7) der Turbine (2) im Wesentlichen zu den Aus trittsöffnungen (6) der Pumpe (1) parallel sind, wobei in dem Übergangsbereich (20) von der Pumpe (1) zur Turbine (2) das Gehäuse (4) keinen Durchmesser-Sprung auf weist.
2. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der innere Tur binen-Austrittsdurchmesser (12) oder der innere Pumpen-Eintrittsdurchmesser (13) kleiner ist als der innere Leitrad-Durchlass-Durchmesser (14).
3. Drehmomentwandler nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der innere Tur binen-Austrittsdurchmesser (12) und der innere Pumpen-Eintrittsdurchmesser (13) kleiner sind als der innere Leitrad-Durchlass-Durchmesser (14).
4. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekenn zeichnet, dass die Torus-Form geschart ist, das heißt, dass gedachte Axialschnitte durch die Torus-Form – vom inneren Leitrad-Durchlass-Durchmesser (14) ausgehend – mit zunehmenden Wirkradius (15), zunehmend axial in eine Richtung verschoben sind.
5. Drehmomentwandler nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Scherung linear ist, das heißt, dass über die Laufvariable Wirkradius (15), der Quotient aus axia ler Verschiebung zu Wirkradius-Differenz, konstant ist.
6. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch ge kennzeichnet, dass die Torus-Form in Richtung Turbine (2) geschart ist.
7. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch ge kennzeichnet, dass die Torus-Form in Richtung Pumpe (1) geschart ist.

- 12 -

8. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Austrittshöhe (16) an der Austrittsöffnung (10) des Leitrades (3) größer ist als die Eintrittshöhe (17) an der Eintrittsöffnung (9).
9. Drehmomentwandler nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchmesser der inneren, ringförmigen Begrenzungsfläche (18) an der Austrittsöffnung (10) des Leitrades (3) kleiner ist als der Durchmesser der inneren, ringförmigen Begrenzungsfläche (18) an der Eintrittsöffnung (9) des Leitrades (3).
10. Drehmomentwandler nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchmesser der äußeren, ringförmigen Begrenzungsfläche (19) an der Austrittsöffnung (10) des Leitrades (3) größer ist als der Durchmesser der äußeren, ringförmigen Begrenzungsfläche (19) an der Eintrittsöffnung (9) des Leitrades (3).
11. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die äußere, ringförmige Begrenzungsfläche (19) als separater Ring ausgebildet ist, der auf den Außendurchmesser der Leitrad-Schaufeln schiebbar ist.
12. Drehmomentwandler nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass der separate Ring mittels eines Absatzes, einer Kerbe oder einer Verstemmung auf den Leitrad-Schaufeln fixiert ist.
13. Drehmomentwandler nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der innere Leitrad-Durchlass-Durchmesser (14) das 0,5- bis 0,7-fache des Pumpen-Außendurchmessers (21) beträgt.

1 / 5

Fig. 1**Fig. 2**

2 / 5

Fig. 3

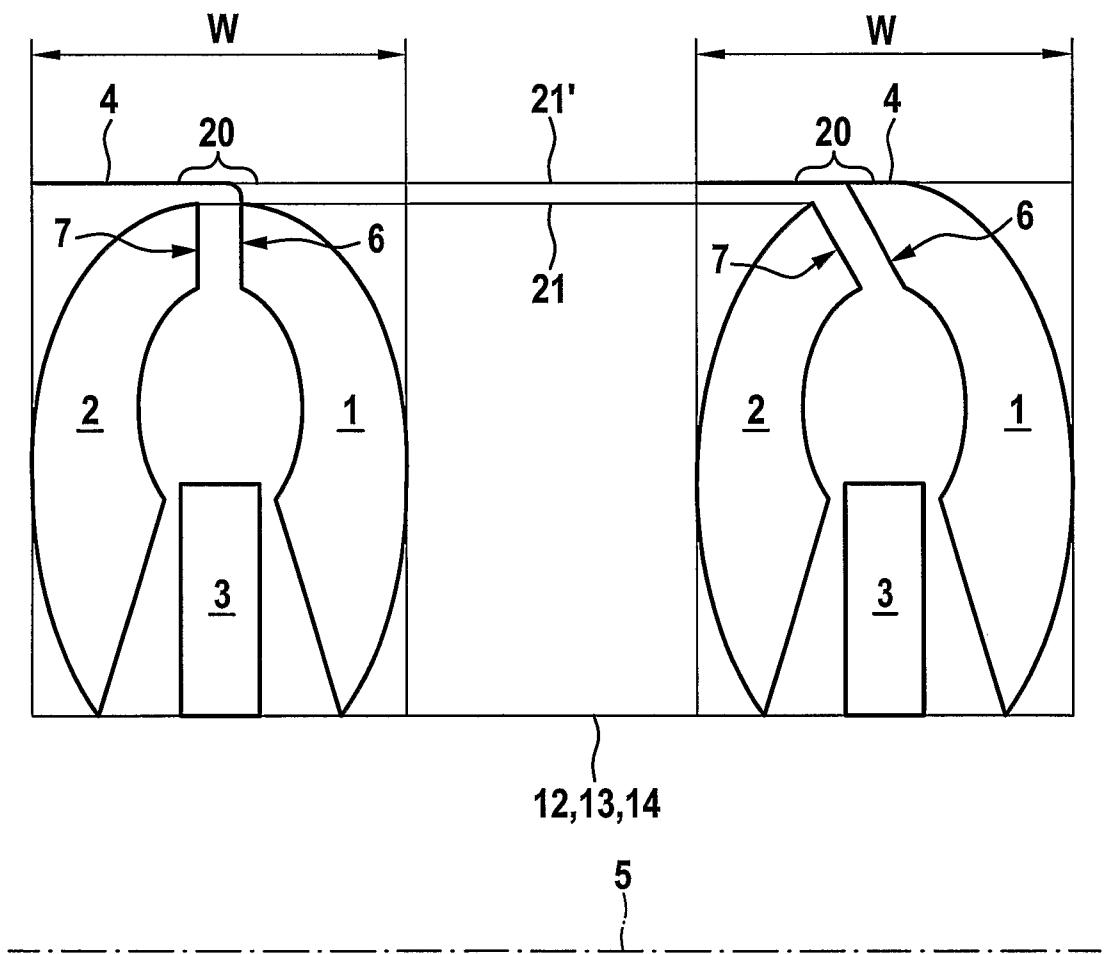


Fig. 4

3 / 5

Fig. 5

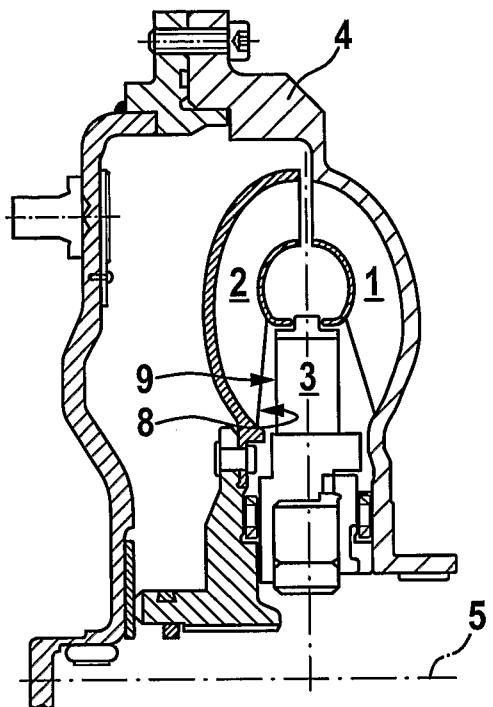


Fig. 6

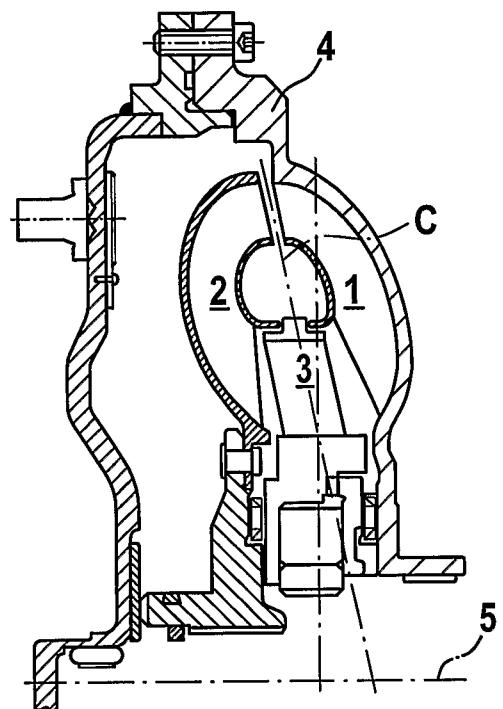
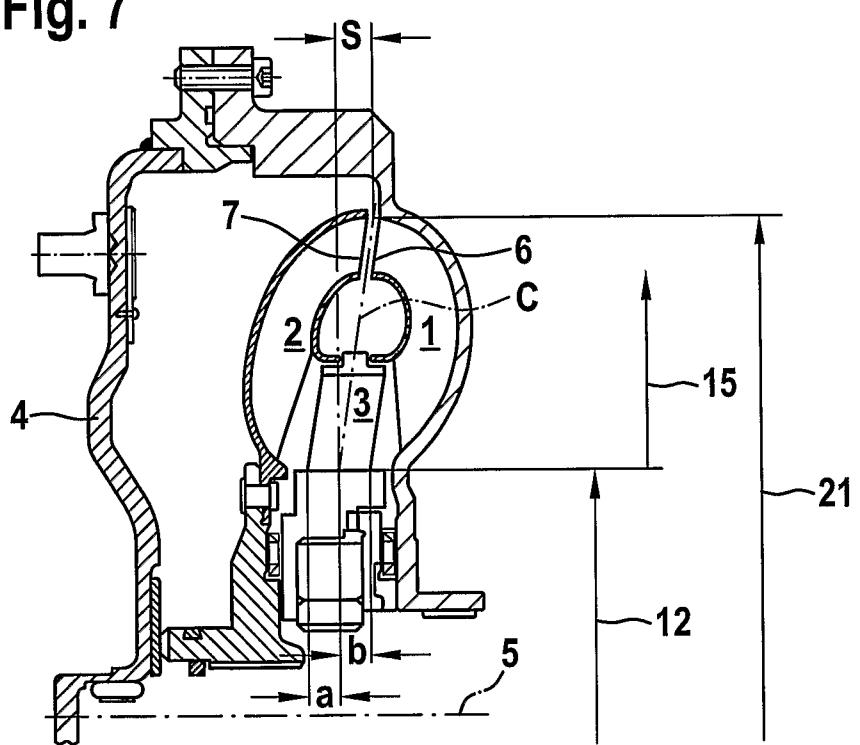
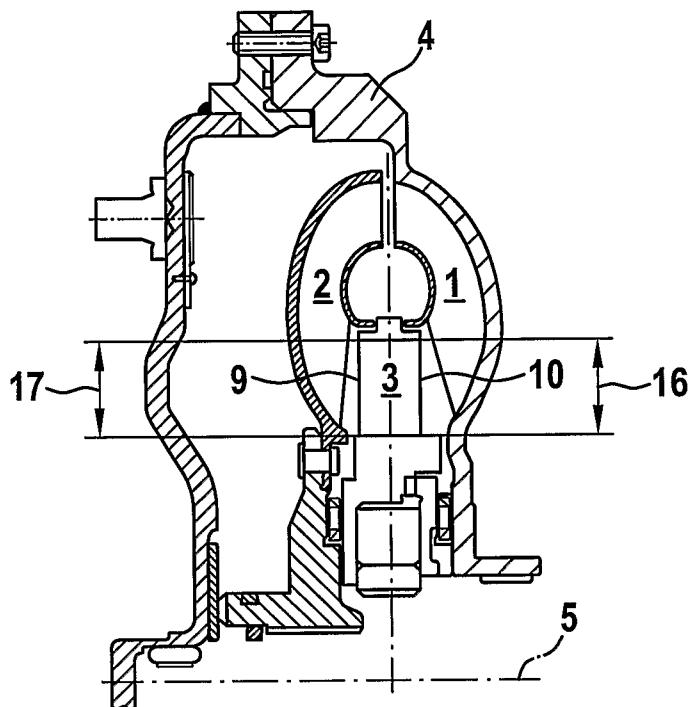
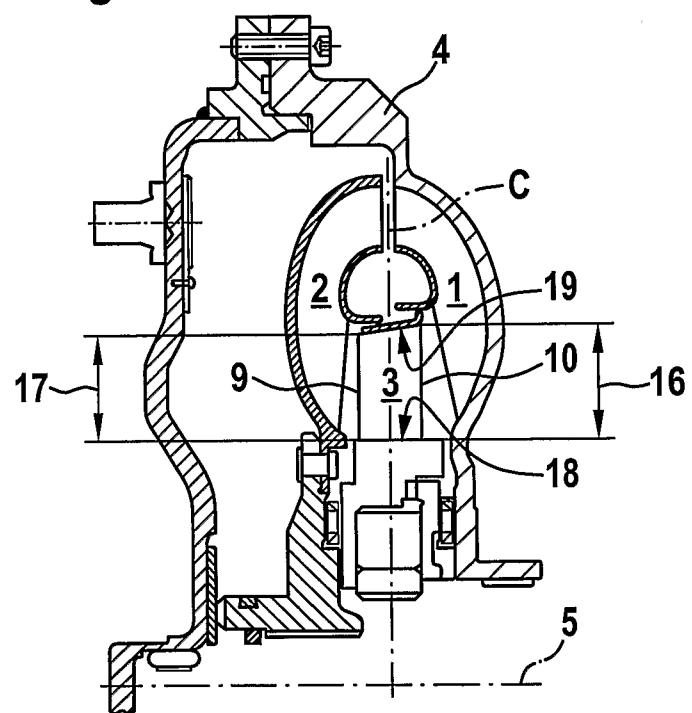


Fig. 7



4 / 5

Fig. 8**Fig. 9**

5 / 5

Fig. 10

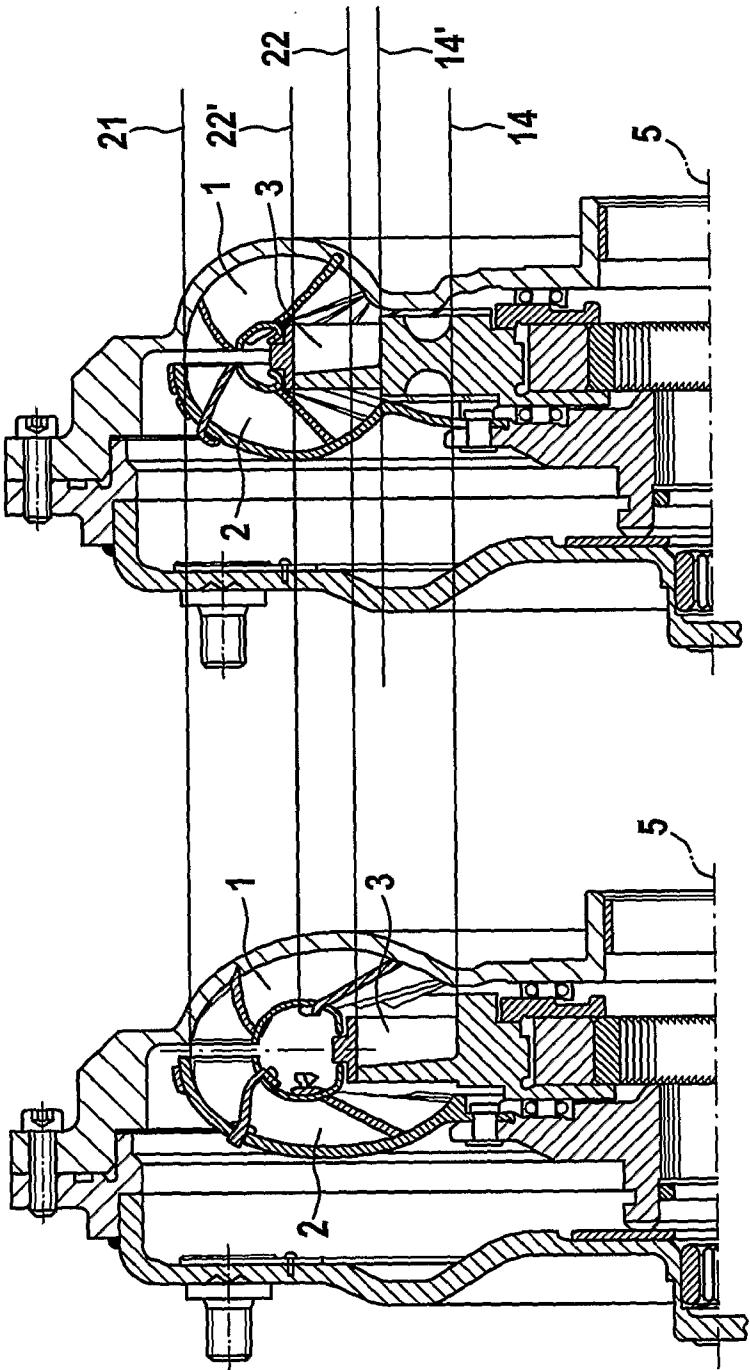


Fig. 11

