

(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. März 2010 (25.03.2010)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2010/031740 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16F 15/123 (2006.01) F16F 15/16 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2009/061851

(22) Internationales Anmeldedatum:

14. September 2009 (14.09.2009)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

10 2008 047 302.2

16. September 2008 (16.09.2008) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **ZF FRIEDRICHSHAFEN AG** [DE/DE]; 88038 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **DÖGEL, Thomas** [DE/DE]; Ludwigstraße 23, 97688 Bad Kissingen (DE).
CARLSON, Cora [DE/DE]; Mittlere Klinge 8, 97456

Dittelbrunn (DE). **ORLAMÜNDER, Andreas** [DE/DE]; Am Esel 16, 97453 Schonungen (DE).

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

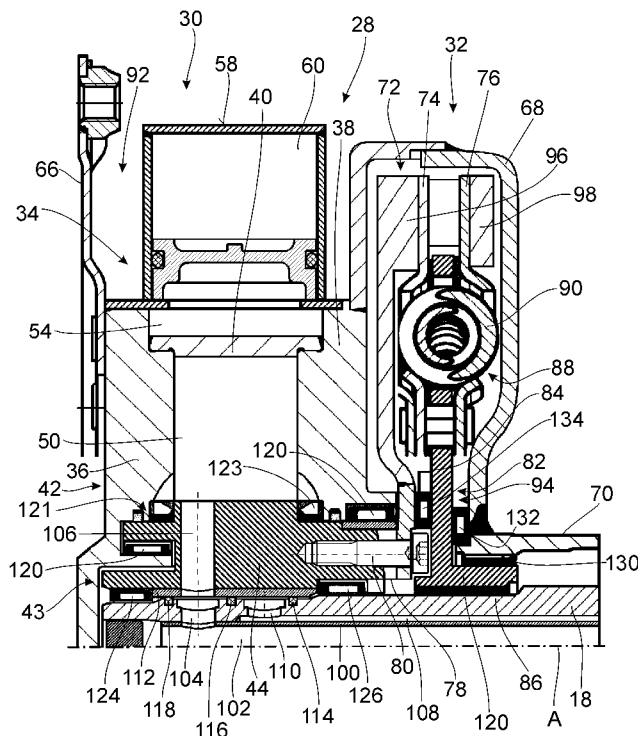
(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: TORSION VIBRATION DAMPER ASSEMBLY

(54) Bezeichnung : TORSIONSSCHWINGUNGSDÄMPFERANORDNUNG

Fig. 3



(57) Abstract: A torsion vibration damper assembly for the drive train of a vehicle comprises an input area (92) for rigid coupling to a drive shaft (14) for common rotation about a rotational axis (A) and an output area (94) for rigid coupling to a transmission input shaft (18) for common rotation about said rotational axis (A), wherein the torsion vibration damper assembly (28) comprises a first torsion vibration damper (30) comprising a primary side (34) and a secondary side (43) that can rotate about the rotational axis (A) relative to the primary side (34) against the effect of a damping fluid assembly (64, 64' 65) and wherein the primary side (34) of the first torsion vibration damper (30) substantially forms the input area (92) of the torsion vibration damper assembly (28) and/or the secondary side (43) of the first torsion vibration damper (30) substantially forms the output area (94) of the torsion vibration damper assembly (28).

(57) Zusammenfassung: Eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2010/031740 A1



SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

umfasst einen mit einer Antriebswelle (14) zur gemeinsamen Drehung um eine Drehachse (A) drehfest zu koppelnden Eingangsbereich (92) und einen mit einer Getriebeeingangswelle (18) zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse (A) drehfest zu koppelnden Ausgangsbereich (94), wobei die Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) einen ersten Torsionsschwingungsdämpfer (30) mit einer Primärseite (34) und einer gegen die Wirkung einer Dämpferfluidanordnung (64, 64' 65) um die Drehachse (A) bezüglich der Primärseite (34) drehbaren Sekundärseite (43) umfasst und wobei die Primärseite (34) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) im Wesentlichen den Eingangsbereich (92) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet oder/und die Sekundärseite (43) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) im Wesentlichen den Ausgangsbereich (94) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet.

Torsionsschwingungsdämpferanordnung

Beschreibung

5

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen mit einer Antriebswelle zur gemeinsamen Drehung um eine Drehachse drehfest zu koppelnden Eingangsbereich und einen mit einer Getriebeeingangswelle zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse drehfest zu koppelnden Ausgangsbereich.

Um in Antriebssträngen von Fahrzeugen entstehende Drehmoment-schwankungen zu dämpfen, ist es bekannt, beispielsweise im Drehmoment-übertragungsweg zwischen einem Antriebsaggregat und einer Reibungs-kupplung einen Torsionsschwingungsdämpfer, wie z.B. ein Zweimassen-schwungrad, vorzusehen. Auch bei hydrodynamischen Drehmomentwandlern, die in einem Antriebsstrang im Allgemeinen einem Automatikgetriebe vorgeschaltet sind, ist es bekannt, Torsionsschwingungsdämpfer einzusetzen im Übertragungsweg zwischen einer Überbrückungskupplung und einer Abtriebsnabe. Auch hier werden im Allgemeinen mit Dämpferfedern aufgebaute Torsionsschwingungsdämpfer eingesetzt, die als Dämpferfedern im Allgemeinen Schraubendruckfedern aufweisen.

Es ist die Zielsetzung der vorliegenden Erfindung, eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung vorzusehen, die im Antriebsstrang eines Fahrzeugs zwischen einem Antriebsaggregat und einem Automatikgetriebe eingesetzt werden kann, welches ein getriebeinternes z.B. nasslaufendes Anfahr-element aufweist.

30

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfas-

- 2 -

send einen mit einer Antriebswelle zur gemeinsamen Drehung um eine Drehachse drehfest zu koppelnden Eingangsbereich und einen mit einer Getriebeeingangswelle zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse drehfest zu koppelnden Ausgangsbereich, wobei die

5 Torsionsschwingungsdämpferanordnung einen ersten Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Dämpferfluidanordnung um die Drehachse bezüglich der Primärseite drehbaren Sekundärseite umfasst und wobei die Primärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers im Wesentlichen den

10 Eingangsbereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung bildet oder/und die Sekundärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers im Wesentlichen den Ausgangsbereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung bildet.

15 Die erfindungsgemäße Torsionsschwingungsdämpferanordnung ist also so aufgebaut, dass sie sowohl eingangsseitig als auch ausgangsseitig drehfest anzukoppeln ist, also ohne die Möglichkeit, eine Drehmomentunterbrechung für eine Verbindung zwischen einer Antriebswelle und einer Getriebeeingangswelle zu erzeugen. Durch den Einsatz einer

20 Dämpferfluidanordnung wird es dabei möglich, eine Anpassung an ein breites Dämpfungsspektrum zu erlangen bzw. fahrsituationsabhängig die Dämpfungscharakteristik zu beeinflussen.

Um bei der erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpferanordnung

25 eine weitere Verbesserung der Dämpfungscharakteristik zu erzielen, wird vorgeschlagen, dass ein zweiter Torsionsschwingungsdämpfer vorgesehen ist mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Dämpferfederanordnung um die Drehachse bezüglich der Primärseite der drehbaren Sekundärseite. Während der erste Torsionsschwingungsdämpfer mit bei Auftreten

30 von Drehmomentschwankungen zu verdrängendem bzw. zu förderndem Dämpferfluid arbeitet, arbeitet der zweite Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Dämpferfederanordnung, die beispielsweise in herkömmlicher Bauart mit einer Mehrzahl von Schraubendruckfedern als Dämpferelementen ausge-

bildet ist.

5 Dabei kann beispielsweise vorgesehen sein, dass die Sekundärseite des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers im Wesentlichen den Ausgangsbereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung bildet und die Sekundärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers mit der Primärseite des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers drehfest verbunden ist. In diesem Falle liegt also im Drehmomentenfluss - bezogen auf einen Zugzustand - der erste Torsionsschwingungsdämpfer vor dem zweiten Torsionsschwingungsdämpfer.
10

Bei einer alternativen Ausgestaltungsart wird vorgeschlagen, dass die Primärseite des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers im Wesentlichen den Eingangsbereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung bildet und die
15 Sekundärseite des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers mit der Primärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers drehfest verbunden ist.

Um in einfacher Weise eine drehfeste Ankopplung an eine Getriebeeingangswelle erzielen zu können, wird vorgeschlagen, dass der Ausgangsbereich eine Abtriebsnabe umfasst.
20

Um eine Dämpferfluidanordnung insbesondere zur Variation von deren Dämpfungscharakteristik mit dem erforderlichen Druckfluid zu versorgen oder/und für ein Automatikgetriebe die erforderliche Versorgung mit Druckfluid herzustellen, ist es bekannt, in einem derartigen Getriebe eine Fluidpumpe vorzusehen. Um deren Antrieb bei Betreiben eines Fahrzeugs sicherzustellen, wird weiter vorgeschlagen, dass der Eingangsbereich eine Antriebsformation zum Antreiben einer in einem Getriebe angeordneten Fluidpumpe umfasst.
25

30

Die erfindungsgemäße Torsionsschwingungsdämpferanordnung kann derart aufgebaut sein, dass die Dämpferfluidanordnung des ersten Torsionsschwingungsdämpfers wenigstens eine Fluiddruckspeicheranordnung sowie eine

Förderanordnung umfasst, durch welche bei Relativdrehung der Primärseite bezüglich der Sekundärseite der Fluidspeicherdruck in wenigstens einer Fluiddruckspeicheranordnung erhöhbar ist.

- 5 Dabei kann die bei Relativdrehung generierte Förderwirkung in Form von Energie dadurch gespeichert werden, dass die wenigstens eine Fluiddruckspeicheranordnung wenigstens eine Fluiddruckspeichereinheit mit durch die Förderanordnung förderbarem, vorzugsweise im Wesentlichen inkompressiblem erstem Fluid und einem durch das erste Fluid belastbaren Energiespeicher umfasst.
- 10

Ein sehr einfach realisierbarer Aufbau kann dabei dadurch erhalten werden, dass der wenigstens eine Energiespeicher komprimierbares zweites Fluid, also beispielsweise Gas, umfasst.

- 15
- Ein besonders einfach realisierbarer Aufbau kann auch dadurch erlangt werden, dass die wenigstens eine Fluiddruckspeichereinheit an der Primärseite oder der Sekundärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers vorgesehen ist.

- 20
- Zur Variation der Wirkungscharakteristik einer derartigen Dämpferfluidanordnung ist es möglich, den Druck des durch die Förderanordnung förderbaren ersten Fluids zu beeinflussen. Dazu kann vorgesehen sein, dass der wenigstens einen Fluiddruckspeicheranordnung erstes Fluid über eine Getriebeeingangswelle zuführbar ist.
- 25

- Um für einen Zugbetrieb und einen Schubbetrieb eine Fluiddämpfungswirkung bereitstellen zu können, wird weiter vorgeschlagen, dass zwei Fluiddruckspeicheranordnungen vorgesehen sind und dass bei Relativdrehung
- 30
- der Primärseite bezüglich der Sekundärseite in einer ersten Relativdrehrichtung die Förderanordnung den Fluidspeicherdruck in einer ersten der Fluiddruckspeicheranordnungen erhöht und bei Relativdrehung der Primärseite bezüglich der Sekundärseite in einer der ersten Relativdrehrichtungen ent-

- gegengesetzten zweiten Relativedrehrichtung den Fluidspeicherdruck in einer zweiten der Fluiddruckspeicheranordnungen erhöht. Dabei kann der Aufbau derart sein, dass die Förderanordnung wenigstens eine zwischen der Primärseite und der Sekundärseite gebildete Druckkammer umfasst, deren
- 5 Volumen bei Relativedrehung der Primärseite bezüglich der Sekundärseite veränderbar ist, sowie wenigstens ein Verbindungsvolumen umfasst, über welches aus der wenigstens einen Druckkammer verdrängtes erstes Fluid wenigstens einen Energiespeicher belastet.
- 10 Bei einer alternativen Ausgestaltung kann die Förderanordnung eine durch Relativedrehung der Primärseite bezüglich der Sekundärseite antreibbare Pumpanordnung umfassen, welche in Abhängigkeit von der Relativedrehrichtung erstes Fluid von einer der Fluiddruckspeicheranordnungen zur anderen Fluiddruckspeicheranordnung fördert. Durch den Einsatz einer
- 15 derartigen Pumpanordnung wird es möglich, im Wesentlichen ohne Drehwinkelbegrenzung zwischen der Primärseite und der Sekundärseite zu arbeiten und somit eine entsprechend flache Dämpfungskennlinie auch über einen großen Relativedrehwinkelbereich bereitzustellen.
- 20 Die Erfindung betrifft ferner einen Antriebsstrang für ein Fahrzeug, umfassend ein Antriebsaggregat mit einer Antriebswelle, eine erfindungsgemäße Torsionsschwingungsdämpferanordnung sowie ein Getriebe, vorzugsweise Automatikgetriebe, mit einer Getriebeeingangswelle, wobei ein Eingangsbe-
- 25 reich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung mit der Antriebswelle drehfest gekoppelt ist und der Ausgangsbereich der Torsionsschwingungsdämpferanordnung mit der Getriebeeingangswelle drehfest gekoppelt ist.

Die vorliegende Erfindung wird nachfolgend mit Bezug auf die beiliegenden Figuren beschrieben. Es zeigt:

30

Fig. 1 eine Prinzipsicht eines Antriebsstrangs in einem Fahrzeug;

Fig. 2 eine der Fig. 1 entsprechende Darstellung einer alternativen Ausge-

staltungsform;

- 5 Fig. 3 eine Teil-Längsschnittansicht einer für den Antriebsstrang der Fig. 1 ausgebildeten Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- Fig. 4 eine Querschnittansicht eines bei der Torsionsschwingungsdämpferanordnung der Fig. 3 eingesetzten Gasfeder-Torsionsschwingungsdämpfers;
- 10 Fig. 5 eine der Fig. 4 entsprechende Ansicht einer alternativen Ausgestaltungsart;
- Fig. 6 eine prinzipielle Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- 15 Fig. 7 eine prinzipielle Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- Fig. 8 eine prinzipielle Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- 20 Fig. 9 eine prinzipielle Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- Fig. 10 eine prinzipielle Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- 25 Fig. 11 eine Teil-Längsschnittansicht einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung;
- 30 Fig. 12 eine Teil-Längsschnittansicht einer alternativen Ausgestaltungsart einer Torsionsschwingungsdämpferanordnung.

Bevor mit Bezug auf die Fig. 3 bis 12 verschiedene Ausgestaltungsformen von Torsionsschwingungsdämpferanordnungen beschrieben werden, wird mit Bezug auf die Fig. 1 und 2 der grundsätzliche Aufbau eines Antriebsstrangs 10 für ein Fahrzeug erläutert. Man erkennt in Fig. 1 ein
5 beispielsweise als Brennkraftmaschine ausgebildetes Antriebsaggregat 12 mit einer Antriebswelle 14, also beispielsweise Kurbelwelle. Man erkennt ferner ein als Automatikgetriebe ausgebildetes Getriebe 16 mit einer Getriebeeingangswelle 18 und einer Getriebeausgangswelle 20, welche über ein Differential 22 die beiden angetriebenen Räder 24, 26 antreibt. In
10 Verbindung mit der vorliegenden Erfindung weist ein derartiges Getriebe zumindest eine als Anfahrlement wirksame Kupplungsanordnung auf, die durch Einrücken bzw. Ausrücken den Drehmomentenfluss im Getriebe herstellen bzw. unterbrechen kann. Eine derartige Kupplungsanordnung kann beispielsweise als nasslaufende Lamellenkupplung ausgebildet sein
15 und auch dazu dienen, ggf. in Verbindung mit weiteren Kupplungs- bzw. Bremsanordnungen eine Gangstufe in dem Getriebe 16 zu aktivieren bzw. zu deaktivieren.

Zwischen der Antriebswelle 14 und der Getriebeeingangswelle 18 ist eine
20 allgemein mit 28 bezeichnete Torsionsschwingungsdämpferanordnung angeordnet. Diese umfasst einen ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 und in Serie dazu geschaltet einen zweiten Torsionsschwingungsdämpfer 32. Jeder der Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 ist charakterisiert durch eine als Federsteifigkeit c_1 bzw. c_2 zu bezeichnende Größe sowie einen als
25 Dämpfungsterm d_1 bzw. d_2 zu bezeichnende Größe. Während durch die Federsteifigkeit diejenige Kraft charakterisiert ist, gegen welche eine jeweilige Primärseite und eine Sekundärseite bezüglich einander zu verdrehen sind, und die auch eine Rückstellkraft in Richtung zu einer Neutral-Relativdrehlage zwischen der Primärseite und der Sekundärseite liefert, charakterisiert der
30 Dämpfungsterm beispielsweise durch Reib- oder Strömungseffekte generierte Energieverluste.

Jeder der beiden Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 ist weiterhin charak-

terisiert durch ein primärseitiges Massenträgheitsmoment θ_{P1} bzw. θ_{P2} sowie ein sekundärseitiges Massenträgheitsmoment θ_{S1} bzw. θ_{S2} . Entsprechend kann auch dem Antriebsaggregat 12 bzw. der Antriebswelle 14 desselben sowie dem Getriebe 16 bzw. der Getriebeeingangswelle 18 derselben ein
5 Massenträgheitsmoment θ_{an} bzw. θ_{ab} zugeordnet werden.

Aus dem in Fig. 1 erkennbaren Aufbau ergibt sich also, dass eingangsseitig am ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 ein Gesamtmassenträgheitsmoment wirksam ist, das sich aus den beiden Massenträgheitsmomenten θ_{an}
10 und θ_{P1} zusammensetzt. Abtriebsseitig am zweiten Torsionsschwingungsdämpfer 32 ist ein Gesamtmassenträgheitsmoment wirksam, das sich aus den Massenträgheitsmomenten θ_{S2} und θ_{ab} zusammensetzt. Zwischen den beiden Torsionsschwingungsdämpfern 30 und 32 ist ein Zwischenmassenträgheitsmoment wirksam, das sich aus den beiden Massenträgheitsmomenten
15 θ_{S1} und θ_{P2} zusammensetzt.

Der in Fig. 1 dargestellte Antriebsstrang 10 bzw. dessen Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 kann beispielsweise so aufgebaut sein, dass das eingangsseitig vor dem ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 wirksame Gesamtmassenträgheitsmoment einen Wert von mehr als $0,01\text{kgm}^2$ aufweist. Das abtriebsseitig nach dem zweiten Torsionsschwingungsdämpfer 32
20 gesamt wirksame Massenträgheitsmoment kann einen sehr kleinen Wert von wenigstens $0,000001\text{kgm}^2$ aufweisen. Das Zwischenmassenträgheitsmoment zwischen den beiden Torsionsschwingungsdämpfern 30 und 32, das sich, wie bereits erläutert, aus dem sekundärseitigen Massenträgheitsmoment θ_{S1} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 und dem primärseitigen Massenträgheitsmoment θ_{P2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 zusammensetzt, kann einen Wert aufweisen, der mindestens $0,0001\text{kgm}^2$ aufweist. Auf diese Art und Weise lässt sich eine hervorragende
25 Schwingungsdämpfungscharakteristik erzielen, bei der es möglich ist, die Eigenfrequenz des Gesamtschwingungssystems so einzustellen, dass sie um einen Faktor, der $\geq 1,4$ sein kann, unterhalb des aus dem Betriebsdrehzahlbereich, insbesondere der Leerlaufdrehzahl der Antriebsmaschine resultie-

30

renden Anregungsfrequenzbereich.

Bei dem in der Fig. 2 gezeigten System umfasst die Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 nur einen, also den ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 mit einer Federsteifigkeit c und einem Dämpfungsterm d . Auch hier weist die Primärseite ein primärseitiges Massenträgheitsmoment θ_P auf, während die Sekundärseite des Torsionsschwingungsdämpfers 30 ein sekundärseitiges Massenträgheitsmoment θ_S aufweist.

- 10 Für einen derartigen Aufbau können zwei grundsätzlich verschiedene Prinzipien verwendet werden. Zum einen kann das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_S so gewählt werden, dass es um einen Faktor von wenigstens 10 kleiner ist, als das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_P einerseits bzw. das Massenträgheitsmoment θ_{ab} an der Getriebeeingangswelle 18
- 15 andererseits. Bei einem zweiten Prinzip sollte die Verteilung der Massenträgheitsmomente derart gewählt sein, dass das Massenträgheitsmoment θ_{an} der Antriebswelle 14 bzw. der damit auch gekoppelten Komponenten um einen Faktor von wenigstens 10 größer ist, als das gesamt an der Abtriebsseite wirksame Massenträgheitsmoment, also die Summe der beiden Massenträgheitsmomente θ_S und θ_{ab} bzw. um diesen Faktor auch größer ist, als das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_P .
- 20

- Während also bei dem ersten Prinzip sekundärseitig, also abtriebsseitig, ein vergleichsweise großes Massenträgheitsmoment wirksam ist, ist bei dem
- 25 zweiten Prinzip sekundärseitig, also abtriebsseitig, ein insgesamt vergleichsweise kleines Massenträgheitsmoment wirksam. Auch bei diesen beiden Prinzipien ist vorzugsweise dafür gesorgt, dass die Eigenfrequenz des jeweiligen Schwingungssystems beispielsweise wenigstens um den Faktor 1,4 unter den im Fahrzustand auftretenden Drehfrequenzen, insbesondere der
- 30 durch die Leerlaufdrehzahl repräsentierten Drehfrequenz liegt.

Nachfolgend werden verschiedene Ausgestaltungsvarianten von Torsionsschwingungsdämpferanordnungen 28 beschrieben, die dazu dienen, so wie

dies in den Fig. 1 und 2 veranschaulicht ist, zwischen einer Antriebswelle 14 und einer Getriebeeingangswelle 18 ein Drehmoment zu übertragen, ohne dabei in diesem Drehmomentübertragungsweg die Funktionalität einer beispielsweise durch eine Kupplung realisierten Zugkraftunterbrechung vorzusehen. Diese erfolgt tatsächlich innerhalb des Automatigetriebes 16. In welchem zumindest eine Kupplung vorgesehen ist, die auch die Funktion eines Anfahrelements realisieren kann.

Eine erste Ausgestaltungsform ist in den Fig. 3 und 4 gezeigt. Die Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 umfasst als ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 einen so genannten Gasfeder-Torsionsschwingungsdämpfer und umfasst als zweiten Torsionsschwingungsdämpfer 32 im Drehmomentenfluss - bezogen auf den Zugzustand - auf den ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 folgend einen mit Dämpferfedern wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer.

Der erste Torsionsschwingungsdämpfer 30 weist als Primärseite 34 ein mit Seitenteilen 36, 38 und einem Umfangsteil 40 ausgebildetes erstes Gehäuseteil 42 auf. Als Sekundärseite 43 weist der erste Torsionsschwingungsdämpfer 30 ein im Wesentlichen radial innerhalb des ersten Gehäuseteils 40 ausgebildetes zweites Gehäuseteil 44 auf. Wie die Fig. 4 dies zeigt, weist das zweite Gehäuseteil 44 im Winkelabstand von 180° zwei nach radial außen greifende Vorsprünge 46, 46' auf. Entsprechend weist das Umfangsteil 40 des ersten Gehäuseteils 42 zwei nach radial innen greifende Vorsprünge 48, 48' auf. In Umfangsrichtung sind zwischen diesen vier Vorsprüngen 46, 48, 46', 48' insgesamt vier Druckkammern 50 bzw. 50' und 52 bzw. 52' gebildet. Diese Druckkammern 50, 50', 52, 52' sind einander gegenüber liegend paarweise zusammengefasst und in axialer Richtung durch die beiden Seitenteile 36, 38 begrenzt. Die Druckkammern 50, 52, 50', 52' sind im Dämpferbetrieb mit einem im Wesentlichen inkompressiblen ersten Fluid, also beispielsweise Öl, gefüllt.

Jeder Druckkammer 50, 50', 52, 52' ist weiter eine Verbindungskammer 54,

54' bzw. 56, 56' zugeordnet. Bei Relativdrehung zwischen der Primärseite 34 und der Sekundärseite 43 wird beispielsweise das Volumen der beiden Druckkammern 50, 50' verringert, während das Volumen der beiden Druckkammern 52, 52' zunimmt. Die in ihrem Volumen verringerten Druckkammern 50, 50' verdrängen das darin enthaltene erste Fluid über nicht dargestellte Öffnungen in die jeweils zugeordneten Verbindungskammern 54, 54', so dass dort entsprechend der Fluiddruck zunimmt. Dabei werden den beiden Verbindungskammern 54, 54' zugeordnete Fluiddruckspeichereinheiten 58 bzw. der darin enthaltene in Form eines kompressiblen zweiten Fluids ausgebildete Energiespeicher 60 belastet. Die Fluiddruckspeichereinheiten 58 bilden also Gasfedern, bei welchen das als Energiespeicher 60 wirksame Gas von dem ersten Fluid durch ein jeweiliges Kolbenelement 62 oder ggf. eine Membran oder dergleichen getrennt ist.

Man erkennt in der Fig. 4, dass jeder Verbindungskammer 54 bzw. 54' jeweils vier derartige Fluiddruckspeichereinheiten 58 zugeordnet sind, während jeder Verbindungskammer 56, 56' jeweils eine derartige Fluiddruckspeichereinheit 58 zugeordnet ist. Zu diesem Zwecke sind zwischen den in Umfangsrichtung aufeinander folgenden Verbindungskammern 54, 56, 54', 56' Trennelemente 63 vorgesehen. Je nach Positionierung dieser Trennelemente 63 ist es also möglich, den jeweils paarweise zusammenwirkenden Druckkammern 50, 50', 52, 52' eine für den Zugbetrieb einerseits bzw. den Schubbetrieb andererseits erforderliche bzw. gewünschte Anzahl an Fluiddruckspeichereinheiten 58 zuzuordnen.

Bei dieser in Fig. 4 gezeigten Ausgestaltungsvariante bildet jedes Paar von Druckkammern 50, 50' bzw. 52, 52' in Verbindung mit den jeweils zugeordneten Verbindungskammern 54, 54' bzw. 56, 56' sowie den dadurch jeweils aktivierbaren Fluiddruckspeichereinheiten 58 jeweils eine Fluiddruckspeicheranordnung 64 bzw. 64'. Bei Relativdrehung zwischen der Primärseite 34 und der Sekundärseite 43 wird der Fluidspeicherdruck in jeweils einer der Fluiddruckspeicheranordnungen 64 bzw. 64' erhöht, während er in der anderen abnimmt.

Die beiden Paare von Druckkammern 50, 50' und 52, 52' bilden in Verbindung mit den Ihnen jeweils zugeordneten Verbindungskammern 54, 54' bzw. 56, 56' eine Fluidförderanordnung 65. Diese sorgt dafür, dass abhängig von
5 der Relativdrehung zwischen der Primärseite 34 und Sekundärseite 43 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 der Fluiddruck in den beiden Druckspeicheranordnungen 64, 64' variiert wird und somit jeweils eine die Primärseite 34 und die Sekundärseite 43 in Richtung Neutral-Relativdrehlage zurückstellende Kraft erzeugt wird.

10

Eine alternative Ausgestaltungsform hierzu ist in Fig. 5 gezeigt. Hier ist nur eine Fluiddruckspeicheranordnung 64 beispielsweise in Zuordnung zu den beiden im Zugbetrieb wirksamen Druckkammern 50, 50' vorgesehen. Es existiert eine einzige Verbindungskammer 54, welche diese beiden Druck-
15 kammern 50, 50' mit allen Fluiddruckspeichereinheiten 58 kombiniert. Die beiden anderen Druckkammern 52, 52' sind im Wesentlichen drucklos gehalten, also beispielsweise in Verbindung mit der Umgebung, so dass hier eine Dämpfungswirkung nur in einer Drehmomentübertragungsrichtung erzielt wird, also beispielsweise im Zugbetrieb, während durch die Verringerung der
20 Volumina der beiden Druckkammern 52, 52' mangels Zusammenwirkung mit irgendeiner der Fluiddruckspeichereinheiten 58 im Wesentlichen keine Kraft entgegengesetzt wird.

25

Um die Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 der Fig. 3 mit der Antriebswelle 14 zu koppeln, ist beispielsweise mit dem ersten Gehäuseteil 42 eine Verbindungsanordnung 66 fest verbunden, die über eine Flexplattenbaugruppe oder dergleichen drehfest an die Antriebswelle 14 angekoppelt werden kann, so dass das erste Gehäuseteil 42 bzw. die Primärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 mit der Antriebswelle 14 zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A drehfest gekoppelt ist. Mit dem
30 ersten Gehäuseteil 42 ist weiter ein den zweiten Torsionsschwingungsdämpfer 30 umgebendes Gehäuse 68 fest verbunden, beispielsweise durch Schweißanbindung an das Seitenteil 38. Das Gehäuse 68 greift mit einer

Gehäusenabe 70 in das Getriebe 16 ein und kann somit bei Rotation der Antriebswelle 14 eine im Getriebe angeordnete Ölpumpe bzw. Fluidpumpe antreiben.

- 5 Eine Primärseite 72 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 30, die beispielsweise mit zwei Deckscheibenelementen 74, 76 ausgebildet ist, ist in ihrem radial inneren Bereich durch eine Hirthverzahnungsformation 78 unter Einsatz von Schraubbolzen 80 an die Sekundärseite 43, also das Gehäuse-
- 10 teil 44, des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 angekoppelt. Eine Sekundärseite 82 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 umfasst ein Zentralscheibenelement 84, das radial innen über eine Keilverzahnungsformation 86 oder dergleichen drehfest an die Getriebeeingangswelle 18 angekoppelt ist. Die Dämpferfederanordnung 88 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 30 umfasst eine Mehrzahl von beispielsweise in Umfangs-
- 15 richtung aufeinander folgend bzw. auch ineinander geschachtelten und als Schraubendruckfedern ausgebildeten Dämpferfedern 90, die sich in Umfangsrichtung an jeweiligen Abstützbereichen der beiden Deckscheibenelemente 74, 76 bzw. des Zentralscheibenelements 84 abstützen.
- 20 Bei dem in Fig. 3 gezeigten Aufbau bildet die Primärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 im Wesentlichen also einen Eingangsbereich 92 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28, während die Sekundärseite 82 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 im Wesentlichen einen Ausgangsbereich 94 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung bildet.
- 25 Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P1} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen durch das erste Gehäuseteil 42, die damit drehfesten Fluiddruckspeichereinheiten 58 und auch das Gehäuse 68 definiert. Das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S1} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen durch das
- 30 zweite Gehäuseteil 44 definiert. Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 ist im Wesentlichen durch dessen Primärseite 72, also die beiden Deckscheibenelemente 74, 76 bzw. Masseteile 96, 98 realisiert, von welchen das Masseteil 96 auch zur Anbin-

5 dung an die Sekundärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 dient. Das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 ist im Wesentlichen durch das Zentralscheibenelement 84 definiert.

5

Die Versorgung des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 mit dem in den Druckkammern 50, 50', 52, 52' vorzusehenden im Wesentlichen inkompressiblen ersten Fluid erfolgt über die Getriebeeingangswelle 18. Diese ist grundsätzlich als Hohlwelle ausgebildet und weist in ihrem Hohlraum ein Ein-
10 satzteil 100 auf. Im Inneren des Einsatzteils ist ein erster Strömungskanal 102 gebildet, der über Öffnungen 104 nach radial außen offen ist zu entsprechenden Öffnungen 106 im zweiten Gehäuseteil 44. Über diesen ersten Strömungskanal 102 und die zugeordneten Öffnungen 104, 106 können beispielsweise die beiden Druckkammern 50, 50' mit Druckfluid gespeist werden.
15 den.

15

Zwischen dem Einsatzteil 100 und der Getriebeeingangswelle 18 ist ein ringartiger zweiter Strömungskanal 108 gebildet, der über Öffnungen 110 und entsprechende in der Fig. 3 nicht erkennbare Öffnungen im zweiten Gehäuseteil 44 zu den beiden anderen Druckkammern 52, 52' offen ist, so dass hier grundsätzlich ein Aufbau realisiert ist, wie er in der Fig. 4 gezeigt ist. Über die beiden Strömungskanäle 102, 108 kann unter Druck stehendes erstes Fluid von einer Druckfluidquelle geliefert werden. Diese kann im Getriebe 16 bzw. auch außerhalb des Getriebes 16 angeordnet sein und kann
20 über eine beispielsweise im Getriebe 16 angeordnete Drehdurchführung das unter Druck stehende erste Fluid in die Strömungskanäle 100 bzw. 108 einleiten. Durch eine entsprechend schaltbare Ventilanordnung kann ausgewählt werden, welche der beiden einander paarweise zugeordneten Druckkammern 50, 50' oder 52, 52' jeweils mit unter sehr hohem Druck bis zu 70
25 bar stehendem ersten Fluid versorgt werden, beispielsweise um eine verstärkte Rückdrehung in Richtung einer Neutral-Relativdrehlage zu erzwingen.
30 gen.

30

- Um bei der Fluidversorgung der Druckkammern 50, 50', 52, 52' Fluidleckagen so weit als möglich zu vermeiden, ist in dem ersten Gehäuseteil 44 eine gehärtete Laufhülse 112 angeordnet. Bezüglich dieser Laufhülse sind die Öffnungen 104 bzw. 110 mit axial beidseits daran angeordneten
- 5 Dichtungselementen 114, 116, 118 fluiddicht abgeschlossen. Fluidleckagen, die unvermeidbarer Weise auftreten werden, werden jedoch innerhalb des durch das erste Gehäuseteil 42 und das Gehäuse 68 gebildeten Hohlraums gesammelt und beispielsweise in Richtung Getriebe als Leakagestrom zurückgespeist. Als Dichtungselemente 114, 116, 118 können beispielsweise
- 10 Rechteckdichtungsringe oder jedwede als dynamische Dichtungen geeignete Dichtungselemente eingesetzt werden, welche eine Relativdrehung zwischen der Getriebeeingangswelle 18 und der Laufhülse 112 unter möglichst geringem Fluidverlust zulassen.
- 15 Zwischen den beiden Gehäuseteilen 44, 42, insbesondere also dem zweiten Gehäuseteil 44 und den beiden Seitenteilen 36, 38, sind weiterhin Dichtungsanordnungen 121, 123 wirksam, die in diesem Bereich für einen fluiddichten Abschluss der Druckkammern 50, 50', 52, 52' sorgen.
- 20 Die Primärseite 34 und die Sekundärseite 43 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 sind durch zwei Lager, beispielsweise Nadellager 120, 122, bezüglich einander gelagert. Dabei wirken diese beiden Lager 120, 122 zwischen den beiden Seitenteilen 36, 38 einerseits und dem zweiten Gehäuseteil 44, ggf. unter Bereitstellung eines ringartigen, gehärteten Laufelements.
- 25 Auch die Getriebeeingangswelle 18 ist bezüglich des zweiten Gehäuseteils 44 durch beispielsweise als Nadellager ausgebildete Lager 124, 126 gelagert und somit auch radial zentriert, insbesondere um den Dichtspalt für die Dichtungselemente 114, 116, 118 definiert beizubehalten. Eine weitere Radiallagerung ist zwischen der an der Sekundärseite 82 des zweiten
- 30 Dämpfers 32 vorgesehenen bzw. mit dem Zentralscheibenelement 84 integral ausgebildeten Abtriebsnabe 128 und der Gehäusenabe 70 in Form eines weiteren Wälzkörperlagers 130 realisiert.

Eine Axiallagerung ist in Form zweier Wälzkörperlager 132, 134 zwischen dem Zentralscheibenelement 84 und dem Gehäuse 68 einerseits bzw. dem Masseteil 96 andererseits vorgesehen. Somit ist eine definierte axiale Positionierung auch des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 bezüglich des
5 zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 vorgesehen. Für diese beiden Lager 132, 134 können beispielsweise auch federbelastete und axial wirksame Anlaufscheiben wirksam sein.

Bei dem in Fig. 3 gezeigten Aufbau kann die Auslegung der beiden Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 derart sein, dass der erste Torsionsschwingungsdämpfer 30 im Wesentlichen im Fahrbereich wirksam ist, durch einen Vorspanndruck des als Energiespeicher 60 wirksamen Gases in den Fluiddruckspeichereinheiten 58 also erst dann wirksam wird, wenn das über die Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 zu übertragende Drehmo-
10 ment einen dem Vorspanndruck entsprechenden Grenzwert übersteigt, wobei eine Variation dieses Vorspanndrucks durch entsprechende Fluidzu- bzw. Fluidabfuhr über die Getriebeeingangswelle 18 erfolgen kann. Der zweite Torsionsschwingungsdämpfer 32 kann dann für geringere Drehmo-
15 mente ausgelegt sein, so dass auch im Leerlaufbereich bzw. im Anfahrzustand eine Schwingungsdämpfungsfunktionalität realisiert ist. Dabei sei noch einmal darauf hingewiesen, dass abhängig davon, ob die in Fig. 4 oder die in Fig. 5 gezeigte Ausgestaltung des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 realisiert ist, eine entsprechende Differenzierung für den Schub- bzw. Zugzu-
20 stand erfolgen kann.

25 Eine alternative Ausgestaltungsart ist in prinzipartiger Darstellung der Fig. 6 gezeigt. Hier sind Komponenten, die vorangehend beschriebenen Komponenten hinsichtlich Aufbau bzw. Funktion entsprechen, mit dem gleichen Bezugszeichen bezeichnet.

30 Bei der in Fig. 6 gezeigten Ausgestaltungsform ist die Funktionalität beim ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 hinsichtlich der Zuordnung von Baugruppen zur Primärseite 34 und zur Sekundärseite 43 umgekehrt. Hier bildet

also im Wesentlichen das zweite Gehäuseteil 44 die Primärseite 34 und ist beispielsweise durch eine Hirthverzahnungsformation 140 an das Gehäuse 68 drehfest angekoppelt. Dieses Gehäuse 68, welches hier beide Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 vollständig einkapselt und
5 beispielsweise mit Fluid gefüllt sein kann, ist über die Verbindungsanordnung 66 an die Antriebswelle 12 zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A angebunden.

Das zweite Gehäuseteil 42 bildet zusammen mit den Fluiddruckspeichereinheiten 58 am Außenumfangsbereich desselben nunmehr die Sekundärseite 43, die durch eine mit Umfangsbewegungsspiel behaftete Formschlusseingriffsanordnung 142 bezüglich des Gehäuses 68 und somit auch der Primärseite 34 in einem begrenzten Relativedrehwinkelbereich drehbar ist. Die Primärseite 72 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 ist beispielsweise durch Verschweißung am zweiten Gehäuseteil 42 festgelegt. Die Sekundärseite 82 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 ist mit ihrer Abtriebsnabe 128 mit der Getriebeeingangswelle 18 gekoppelt und bildet mithin den Ausgangsbereich 94 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28. Die Primärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30, im Wesentlichen also bereitgestellt durch das zweite Gehäuseteil 44, bildet im Wesentlichen den Eingangsbereich 92 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28.
10
15
20

Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P1} ist hier also im Wesentlichen bestimmt durch das zweite Gehäuseteil 44 in Verbindung mit dem Gehäuse 68. Das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S1} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen definiert durch das zweite Gehäuseteil 42 und die damit verbundenen Fluiddruckspeichereinheiten 58. Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 ist im Wesentlichen definiert durch die beiden Deckscheibenelemente 74, 76, während das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 im Wesentlichen definiert ist durch das Zentralscheibenelement 84.
25
30

Da auf Grund des konstruktiven Aufbaus das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S1} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 deutlich größer ist, als das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P1} , ist bei dieser Ausgestaltung eine vergleichsweise große Zwischenmasse zwischen den beiden Torsionsschwingungsdämpfern 30, 32 wirksam. Ähnlich wie bei der Ausgestaltung der Fig. 1 ist das ausgangsseitige Massenträgheitsmoment der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28, das im Wesentlichen bereitgestellt ist durch das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S2} des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32, vergleichsweise gering.

Eine weitere Ausgestaltungsvariante ist in Fig. 7 gezeigt. Auch hier ist das Gehäuse 68 an die Antriebswelle 12 zur gemeinsamen Drehung mit diesem um die Drehachse A fest angekoppelt. Die Primärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist hier wieder bereitgestellt durch das erste Gehäuseteil 42 bzw. alle damit fest verbundenen Komponenten, insbesondere auch die Fluiddruckspeichereinheiten 58. Die Primärseite 34 ist beispielsweise durch Verzahnung oder dergleichen an das Gehäuse 68 drehfest angekoppelt. Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P1} ist also im Wesentlichen wieder bereitgestellt durch das erste Gehäuseteil 42, die damit verbundenen Fluiddruckspeichereinheiten 58 und das Gehäuse 68, das mit seiner Gehäusenabe 70 wieder zum Antrieb einer Fluidpumpe in das Getriebe 16 eingreift.

Die Sekundärseite 43 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen wieder bereitgestellt durch das zweite Gehäuseteil 44, welches nunmehr auf einer Stützhohlwelle 150 unter Zwischenlagerung der Lager 124, 126 drehbar gelagert ist. In der Stützhohlwelle 150 ist ein Strömungskanal 152 gebildet, über welchen unter Druck stehendes erstes Fluid zu beispielsweise den beiden Druckkammern 50, 50' geleitet werden kann. Hier kann also der in der Fig. 5 gezeigte Aufbau realisiert sein, bei dem nur die beiden Druckkammern 50, 50' mit dem ersten Fluid gespeist werden, während die beiden anderen Druckkammern im Wesentlichen drucklos sind.

Die Primärseite 72 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 umfasst bei dieser Ausgestaltungsform das Zentralscheibenelement 84. Die Sekundärseite 82 umfasst die beiden Deckscheibenelemente 74, 76, die mit der Abtriebsnabe 128 fest verbunden sind. Über den Strömungskanal 102 in der Getriebeeingangswelle 18 kann Fluid in den Innenraum des Gehäuses 68 eingeleitet bzw. von dort auch abgezogen werden.

Die Axiallagerung erfolgt über die beiden Axiallager 132, 134. Diese stützen die im Wesentlichen die Zwischenmasse bildenden Baugruppe, nämlich die Sekundärseite des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 und die Primärseite des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 bezüglich des Gehäuses 68 ab.

Es ist selbstverständlich, dass auch bei dieser Ausgestaltungsvariante das Aufbauprinzip der Fig. 4 für den ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 gewählt werden kann, wobei dann in der Stützhohlwelle 150 jeweils in Zuordnung zu beiden Paaren von Druckkammern entsprechende Strömungskanäle mit nach radial außen führenden Öffnungen vorgesehen sind.

Die Fig. 8 zeigt eine Variante, welche in ihrem Aufbau im Wesentlichen dem in Fig. 7 gezeigten entspricht. Man erkennt wieder die Stützhohlwelle 150 mit dem darin gebildeten Strömungskanal 152, über welchen beispielsweise die beiden einander zugeordneten Druckkammern 50, 50' mit erstem Fluid gespeist werden können. Zwischen der Stützhohlwelle 150 und der Getriebeeingangswelle 18 ist ein weiterer Strömungskanal 154 gebildet, der axial durch ein Dichtungselement 156 abgeschlossen ist und nach radial außen zu den beiden anderen Druckkammern 52, 52' führen kann. Somit kann bei vergleichsweise einfachem Aufbau der Stützhohlwelle 150 durch Bereitstellung dieses weiteren Strömungskanals 154 der erste Torsionsschwingungsdämpfer 30, dessen Primärseite 34 auch hier wieder den Eingangsbereich 92 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 bildet, mit erstem Fluid versorgt werden können.

Weiter erkennt man in Fig. 8, dass die beiden Deckscheibenelemente 74, 76 hier im Wesentlichen die Primärseite 72 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 bilden, während das nunmehr sekundärseitig liegende Zentralscheibenelement 84 mit der Abtriebsnabe 128 zusammengefasst ist und das Drehmoment zur Getriebeeingangswelle 18 überträgt.

Die Fig. 9 zeigt eine Ausgestaltungvariante, bei welcher die Anordnung der beiden Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 bezüglich einander vertauscht ist. Im Drehmomentenfluss folgt - bezogen auf den Antriebszustand - zunächst der zweite Torsionsschwingungsdämpfer 32, dessen Primärseite 72, hier wieder im Wesentlichen mit den beiden Deckscheibenelementen 74, 76 bereitgestellt, den Eingangsbereich 92 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 bildet und dazu beispielsweise durch Verzahnung oder dergleichen mit dem Gehäuse 68 fest verbunden ist. Das eingangsseitige Massenträgheitsmoment θ_{P1} ist also hier im Wesentlichen bestimmt durch die Primärseite 72 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 und das Gehäuse 68. Das zweite Gehäuseteil 42 ist über die damit fest verbundene Abtriebsnabe 128 drehfest an die Getriebeeingangswelle 18 angekoppelt.

Die Sekundärseite 82 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32, die hier im Wesentlichen das Zentralscheibenelement 34 umfasst, ist beispielsweise durch Verzahnung oder dergleichen mit dem zweiten Gehäuseteil 44 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 verbunden, das hier im Wesentlichen die Primärseite 34 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 bereitstellt. Dies bedeutet, dass das sekundärseitige Massenträgheitsmoment θ_{S1} im Wesentlichen bestimmt ist durch das Massenträgheitsmoment des Zentralscheibenelements 84 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32. Das primärseitige Massenträgheitsmoment θ_{P2} des im Drehmomentenfluss dann folgenden ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen bestimmt durch das zweite Gehäuseteil 44. Das sekundärseitige und damit auch ausgangsseitige Massenträgheitsmoment θ_{S2} des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 ist im Wesentlichen durch das erste Ge-

häuseteil 42 und die daran vorgesehenen Fluiddruckspeichereinheiten 58 bestimmt.

Die Fluidversorgung des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30 kann
5 über die mit dem Einsatzteil 100 ausgebildete Getriebeeingangswelle 18 erfolgen, wobei, beispielsweise bei einem Aufbau, wie in Fig. 5 gezeigt, über den ringartigen Strömungskanal 108 Fluid zu den Druckkammern 50, 50' geleitet werden kann. Über den zentralen Strömungskanal 102 kann Fluid in den Innenraum des Gehäuses 68 eingeleitet oder von dort abgeleitet werden,
10 so dass auch eine Leckagerückführung stattfinden kann.

Die in Fig. 10 gezeigte Variante der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 ist derart aufgebaut, dass im Drehmomentenfluss zunächst der zweite Torsionsschwingungsdämpfer 32 liegt. Dabei bildet im Wesentlichen das
15 Zentralscheibenelement 84 dessen Primärseite 72 und ist an das Gehäuse 68 drehfest angekoppelt. Das Massenträgheitsmoment θ_{P1} , welches im Wesentlichen auch das eingangsseitige Massenträgheitsmoment der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 bildet, ist im Wesentlichen also bestimmt durch das Zentralscheibenelement 84 und das Gehäuse 68. Die Sekundär-
20 seite 82 des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers 32 umfasst die beiden Deckscheibenelemente 74, 76, die an das erste Gehäuseteil 42 des ersten Torsionsschwingungsdämpfers 30, beispielsweise über die Druckfluidspeichereinheiten 58, angekoppelt sind.

Das Massenträgheitsmoment θ_{S1} ist im Wesentlichen bestimmt durch die beiden Deckscheibenelemente 74, 76, während das Massenträgheitsmoment θ_{P2} im Wesentlichen bestimmt ist durch das erste Gehäuseteil 42 und die damit verbundenen Fluiddruckspeichereinheiten 58. Den Ausgangsbe-
25 reich 94 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 bildet im Wesentlichen das zweite Gehäuseteil 44, welches gleichzeitig auch im Wesentlichen die Sekundärseite 43 bereitstellt und somit das Massenträgheitsmoment θ_{S2} definiert.
30

Die Getriebeeingangswelle 18 ist so aufgebaut, wie vorangehend beschrieben, und kann über den ringartigen Strömungskanal 108 unter Druck stehendes erstes Fluid beispielsweise zu den Druckkammern 50, 50' leiten.

- 5 Man erkennt, dass bei dieser Ausgestaltungsform die im Wesentlichen die Zwischenmasse bildenden Baugruppen über die beiden Axiallager 132, 134 bezüglich des Gehäuses 68 abgestützt sind, so dass im Wesentlichen beide Torsionsschwingungsdämpfer 30, 32 definiert axial gelagert sind.
- 10 In Fig. 11 ist eine Ausgestaltungsvariante gezeigt, bei welcher die Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 nur den als Gasfeder-Torsionsschwingungsdämpfer ausgebildeten ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30 umfasst. Dessen Primärseite 34 umfasst das erste Gehäuseteil 42 mit seinen verschiedenen Baugruppen. Mit diesem ersten Gehäuseteil 42 ist auch die in
- 15 das Getriebe eingreifend zu positionierende Gehäusenabe 70 fest verbunden, so dass sichergestellt ist, dass bei Rotation der den Eingangsbereich 92 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 mit bereitstellenden Primärseite 43 des Torsionsschwingungsdämpfers 30 auch die Fluidpumpe angetrieben wird.
- 20 Den Ausgangsbereich 94 der Torsionsschwingungsdämpferanordnung 28 bildet im Wesentlichen die Sekundärseite 43 des Torsionsschwingungsdämpfers 30 mit dem zweiten Gehäuseteil 44 und allen damit fest verbundenen Komponenten. Dieses zweite Gehäuseteil 44 ist beispielsweise durch
- 25 eine Hirthverzahnungsformation 78 mit der Abtriebsnabe 128 drehfest verbunden. Der Aufbau insbesondere hinsichtlich der Lagerung, der Fluidzufuhr und der Abdichtung im Bereich des Torsionsschwingungsdämpfers 30 entspricht im Wesentlichen dem vorangehend mit Bezug auf die Fig. 3 beschriebenen.
- 30 Die Fig. 12 zeigt eine Abwandlung des vorangehend mit Bezug auf die Fig. 11 beschriebenen Aufbaus mit nur dem ersten Torsionsschwingungsdämpfer 30. Man erkennt hier wieder das mit der Primärseite 34 des ersten Torsi-

onsschwingungsdämpfers 30 verbundene Gehäuse 68, das auch die Gehäuse-
nabe 70 bereitstellt. In diesem Gehäuse 68 ist nunmehr jedoch nicht
der zweite Torsionsschwingungsdämpfer vorgesehen, sondern eine zur Er-
höhung der sekundärseitigen und somit auch abtriebsseitigen Masse vorge-
5 sehene Massenformation 160. Diese umfasst ein über die Hirthverzahnungs-
formation 78 an das zweite Gehäuseteil 44 angekoppeltes ringscheibenarti-
ges Masseteil 162, mit dem ein weiteres auch die Abtriebsnabe 128 bereit-
stellendes Masseteil 164 beispielsweise durch Steckverzahnung 166 dreh-
fest gekoppelt ist. Selbstverständlich kann das Masseteil 162 auch in dessen
10 radial inneren Bereich so ausgeformt sein, dass es dort die Abtriebsnabe
128 bildet, so dass auf das weitere Masseteil 164 verzichtet werden kann.

Hier ist also ein Konzept verwirklicht, bei welchem ein vergleichsweise
großes sekundärseitiges Massenträgheitsmoment θ_s des Torsionsschwin-
15 gungsdämpfers 30 verwirklicht ist, grundsätzlich also ein nach dem Prinzip
eines Zweimassenschwungrads wirksamer Aufbau der Torsionsschwin-
gungsdämpferanordnung 28 realisiert ist.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass selbstverständlich bei den vor-
20 angehend geschilderten Ausgestaltungsformen verschiedenste Änderungen
vorgenommen werden können, die jedoch von dem Prinzip, zwischen einer
Antriebswelle und einer Getriebeeingangswelle eine ohne der Möglichkeit ei-
ner Zugkraftunterbrechung ausgebildete Torsionsschwingungsdämpferan-
ordnung insbesondere mit einem Gasfeder-Torsionsschwingungsdämpfer
25 einzusetzen, nicht abweichen. So könnten beispielsweise die jeweils mit dem
ersten Gehäuseteil gekoppelt gezeigten Fluiddruckspeichereinheiten in
einem nicht rotierenden Systembereich vorgesehen sein und mit den jeweili-
gen Druckkammern bzw. Verbindungskammern über die beispielsweise in-
nerhalb oder außerhalb des Getriebes vorgesehene Drehdurchführung in
30 Fluidaustauschverbindung stehen. Weiter könnte an Stelle der gezeigten
Fluidförderanordnung mit den Druckkammern, die grundsätzlich nur in einem
begrenzten Drehwinkelbereich wirksam ist, eine nach Art einer Zahnradpum-
pe oder dergleichen wirksame Fluidförderanordnung vorgesehen sein, die

- 24 -

abhängig von der Relativdrehung zwischen der Primrãseite und der Sekundãrseite des ersten Torsionsschwingungsdãmpfers einmal den Fluiddruck in einer der Druckspeicheranordnungen erhõht, und einmal den Fluiddruck in der anderen Druckspeicheranordnung erhõht.

Ansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpferanordnung für den Antriebsstrang eines
5 Fahrzeugs, umfassend einen mit einer Antriebswelle (14) zur gemeinsamen Drehung um eine Drehachse (A) drehfest zu koppelnden Eingangsbereich (92) und einen mit einer Getriebeeingangswelle (18) zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse (A) drehfest zu koppelnden Ausgangsbereich (94), wobei die Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) einen ersten Torsionsschwingungsdämpfer (30) mit einer Primärseite (34) und einer gegen die Wirkung einer Dämpferfluidanordnung (64, 64', 65) um die Drehachse (A) bezüglich der Primärseite (34) drehbaren Sekundärseite (43) umfasst und wobei die Primärseite (34) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) im Wesentlichen den
10 Eingangsbereich (92) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet oder/und die Sekundärseite (43) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) im Wesentlichen den Ausgangsbereich (94) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet.
- 20 2. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein zweiter Torsionsschwingungsdämpfer (32) vorgesehen ist mit einer Primärseite (72) und einer gegen die Wirkung einer Dämpferfederanordnung (88) um die Drehachse (A) bezüglich der Primärseite (72) drehbaren Sekundärseite (82).
- 25 3. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärseite (82) des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers (32) im Wesentlichen den Ausgangsbereich (94) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet und
30 die Sekundärseite (43) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) mit der Primärseite (72) des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers (32) drehfest verbunden ist.

4. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet, dass die Primärseite (72) des zweiten Torsi-
onsschwingungsdämpfers (32) im Wesentlichen den Eingangsbereich
(92) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) bildet und die
5 Sekundärseite (82) des zweiten Torsionsschwingungsdämpfers (32) mit
der Primärseite (34) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30)
drehfest verbunden ist.
- 10 5. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 1
bis 4,
dadurch gekennzeichnet, dass der Ausgangsbereich (94) eine mit einer
Getriebeeingangswelle (18) drehfest zu koppelnde Abtriebsnabe (128)
umfasst.
- 15 6. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 1
bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass der Eingangsbereich (92) eine Antriebs-
formation (70) zum Antreiben einer in einem Getriebe (16) angeordne-
ten Fluidpumpe umfasst.
- 20 7. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 1
bis 6,
dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpferfluidanordnung (64, 64', 65)
wenigstens eine Fluiddruckspeicheranordnung (64, 64') sowie eine För-
deranordnung (65) umfasst, durch welche bei Relativdrehung der Pri-
25 märseite (34) bezüglich der Sekundärseite (43) der Fluidspeicherdruck
in wenigstens einer Fluiddruckspeicheranordnung (64, 64') erhöhbar ist.
- 30 8. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine Fluiddruckspeicher-
anordnung (64, 64') wenigstens eine Fluiddruckspeichereinheit (58) mit
durch die Förderanordnung (65) förderbarem, vorzugsweise im We-

sentlichen inkompressiblem erstem Fluid und einem durch das erste Fluid belastbaren Energiespeicher (60) umfasst.

- 5 9. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet, dass der wenigstens eine Energiespeicher (60) ein komprimierbares zweites Fluid umfasst.
- 10 10. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 8 oder 9,
dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine Fluiddruckspeichereinheit (58) an der Primärseite (34) oder der Sekundärseite (43) des ersten Torsionsschwingungsdämpfers (30) vorgesehen ist.
- 15 11. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 8 bis 10,
dadurch gekennzeichnet, dass der wenigstens einen Fluiddruckspeicheranordnung (64, 64') ein erstes Fluid über eine Getriebeeingangswelle (18) zuführbar ist.
- 20 12. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 7 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass zwei Fluiddruckspeicheranordnungen (64, 64') vorgesehen sind und dass bei Relativdrehung der Primärseite (34) bezüglich der Sekundärseite (43) in einer ersten Relativdrehrichtung die Förderanordnung (65) den Fluidspeicherdruck in einer ersten
25 der Fluiddruckspeicheranordnungen (64, 64') erhöht und bei Relativdrehung der Primärseite (34) bezüglich der Sekundärseite (43) in einer der ersten Relativdrehrichtungen entgegengesetzten zweiten Relativdrehrichtung den Fluidspeicherdruck in einer zweiten der Fluiddruckspeicheranordnungen (64, 64') erhöht.
- 30 13. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach einem der Ansprüche 7 bis 12,

- dadurch gekennzeichnet, dass die Förderanordnung (65) wenigstens eine zwischen der Primärseite (34) und der Sekundärseite (43) gebildete Druckkammer (50, 50', 52, 52') umfasst, deren Volumen bei Relativdrehung der Primärseite (34) bezüglich der Sekundärseite (43) veränderbar ist, sowie wenigstens ein Verbindungsvolumen (54, 54', 56, 56') umfasst, über welches aus der wenigstens einen Druckkammer (50, 50', 52, 52') verdrängtes erstes Fluid wenigstens einen Energiespeicher (60) belastet.
- 10 14. Torsionsschwingungsdämpferanordnung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Förderanordnung (65) eine durch Relativdrehung der Primärseite (34) bezüglich der Sekundärseite (43) antreibbare Pumpanordnung umfasst, welche in Abhängigkeit von der Relativdrehrichtung erstes Fluid von einer der Fluiddruckspeicheranordnungen (64, 64') zur anderen Fluiddruckspeicheranordnung (64, 64') fördert.
- 15
15. Antriebsstrang für ein Fahrzeug, umfassend ein Antriebsaggregat mit einer Antriebswelle (14), eine Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) nach einem der vorangehenden Ansprüche sowie ein Getriebe (16), vorzugsweise Automatikgetriebe, mit einer Getriebeeingangswelle (18), wobei der Eingangsbereich (92) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) mit der Antriebswelle (14) drehfest gekoppelt ist und der Ausgangsbereich (94) der Torsionsschwingungsdämpferanordnung (28) mit der Getriebeeingangswelle (18) drehfest gekoppelt ist.
- 20
- 25

1/10

Fig. 1

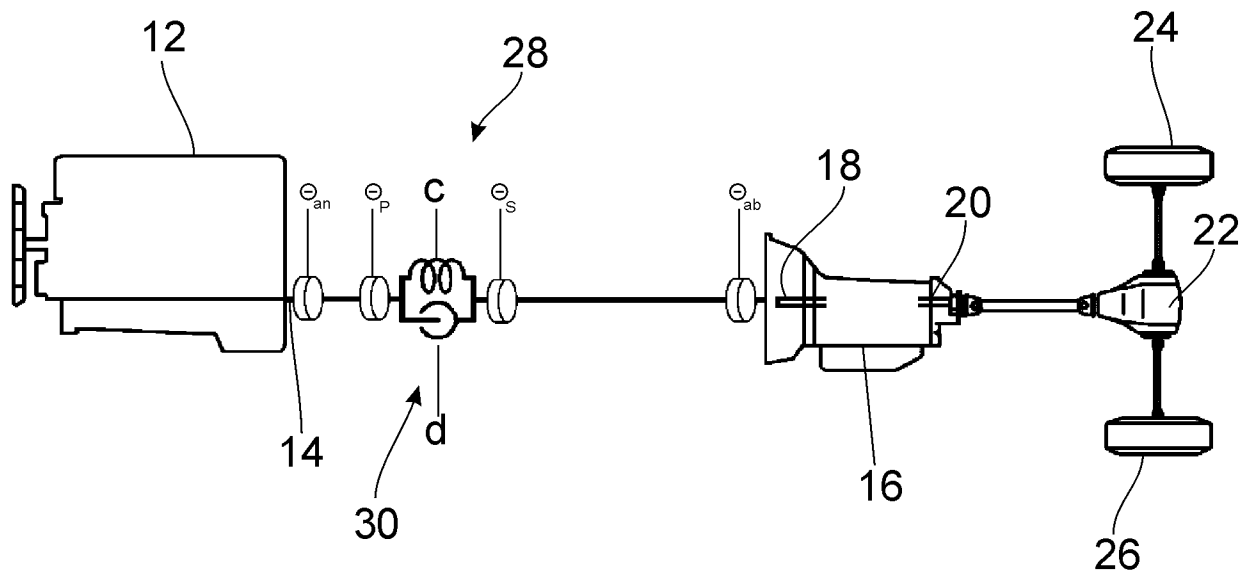
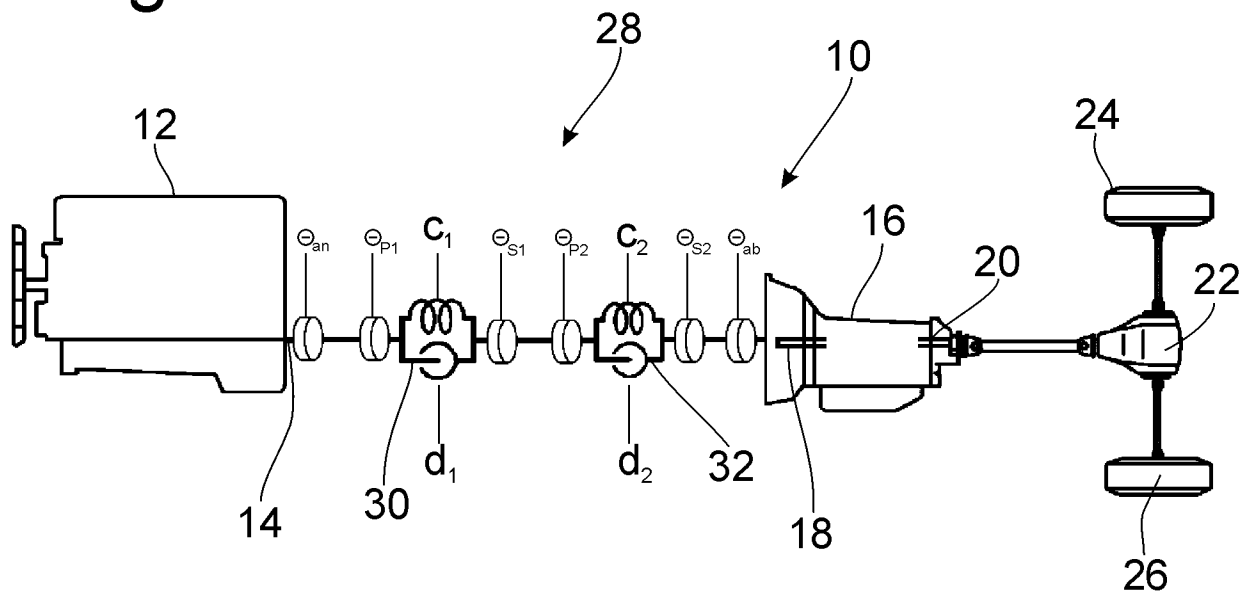
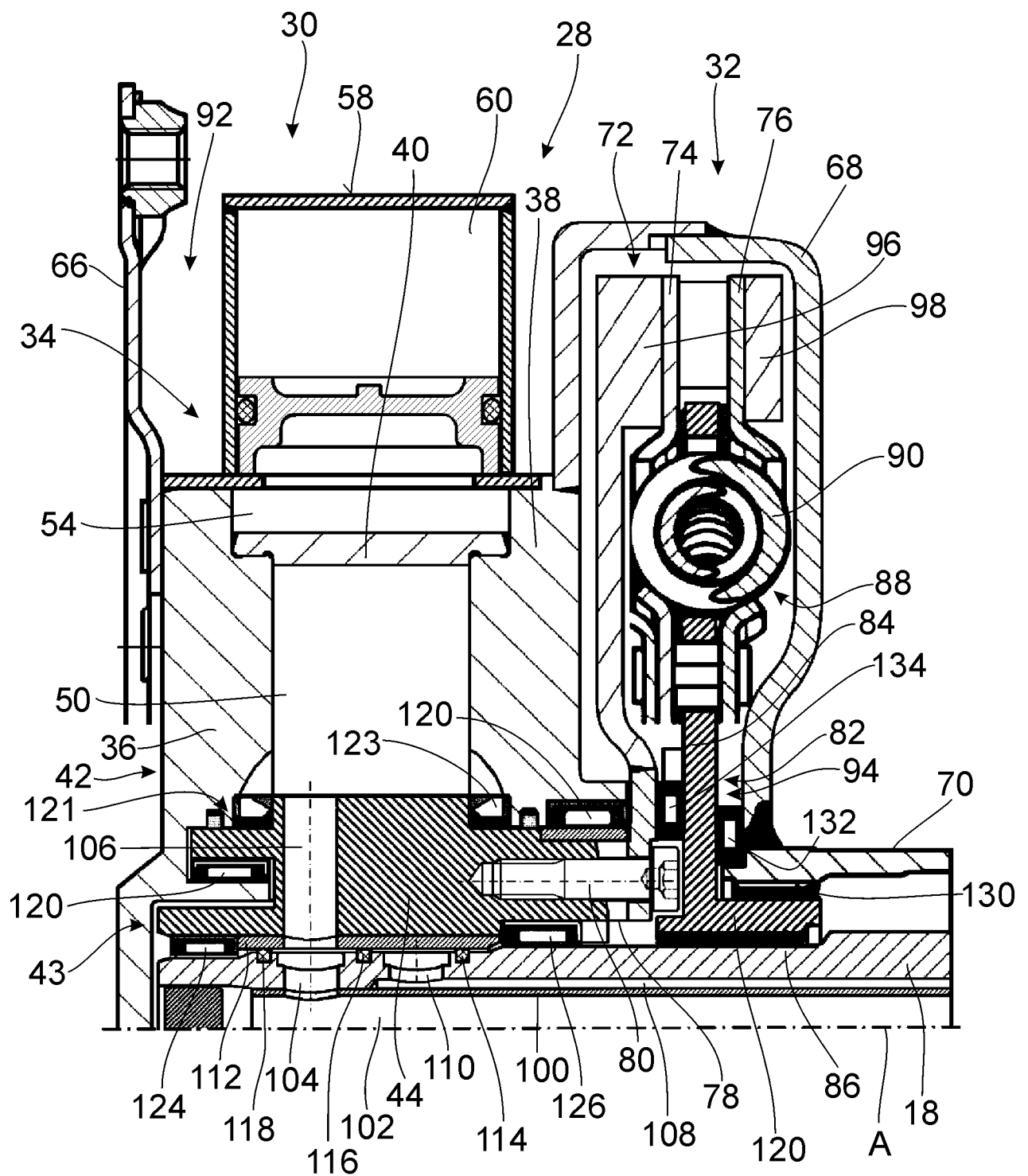


Fig. 2

Fig. 3



3/10

Fig. 4

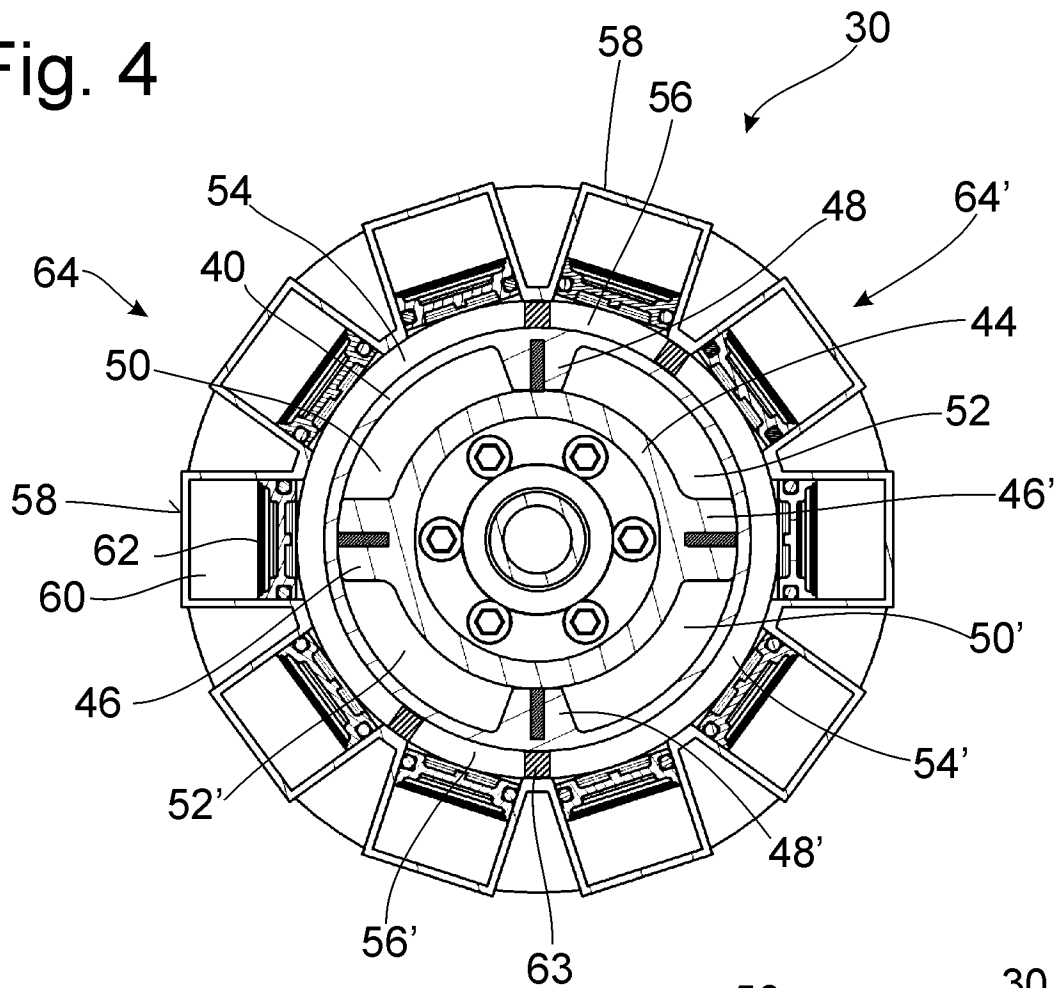
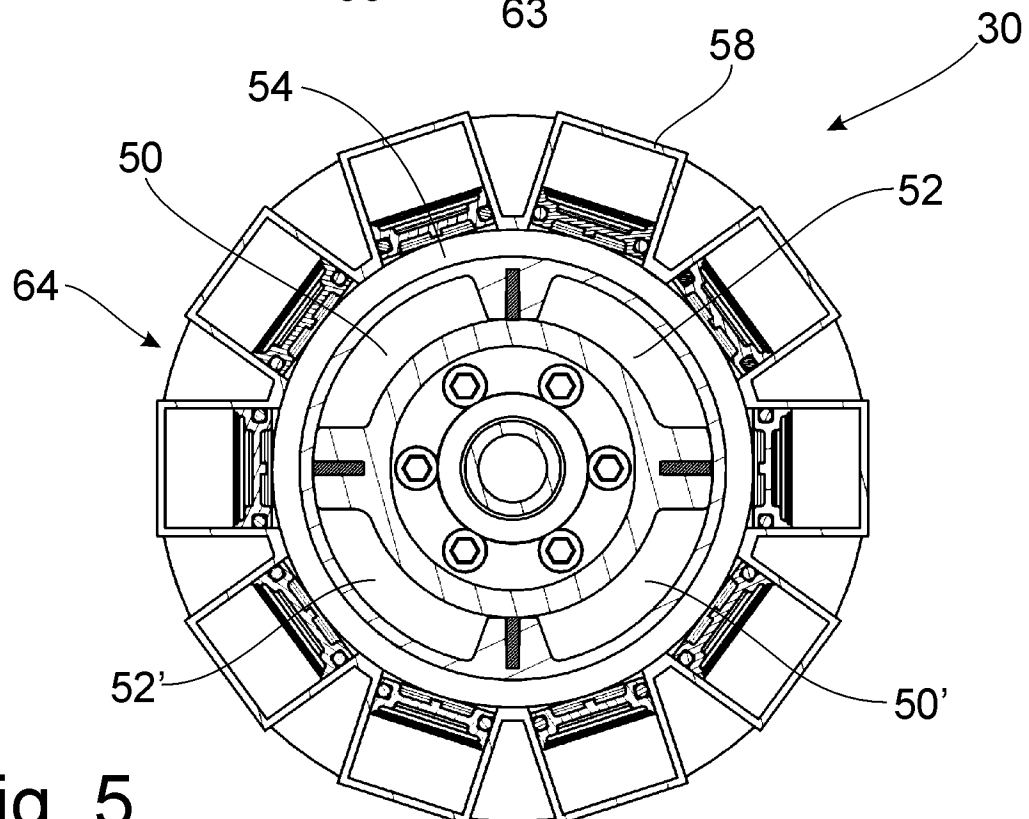


Fig. 5



4/10

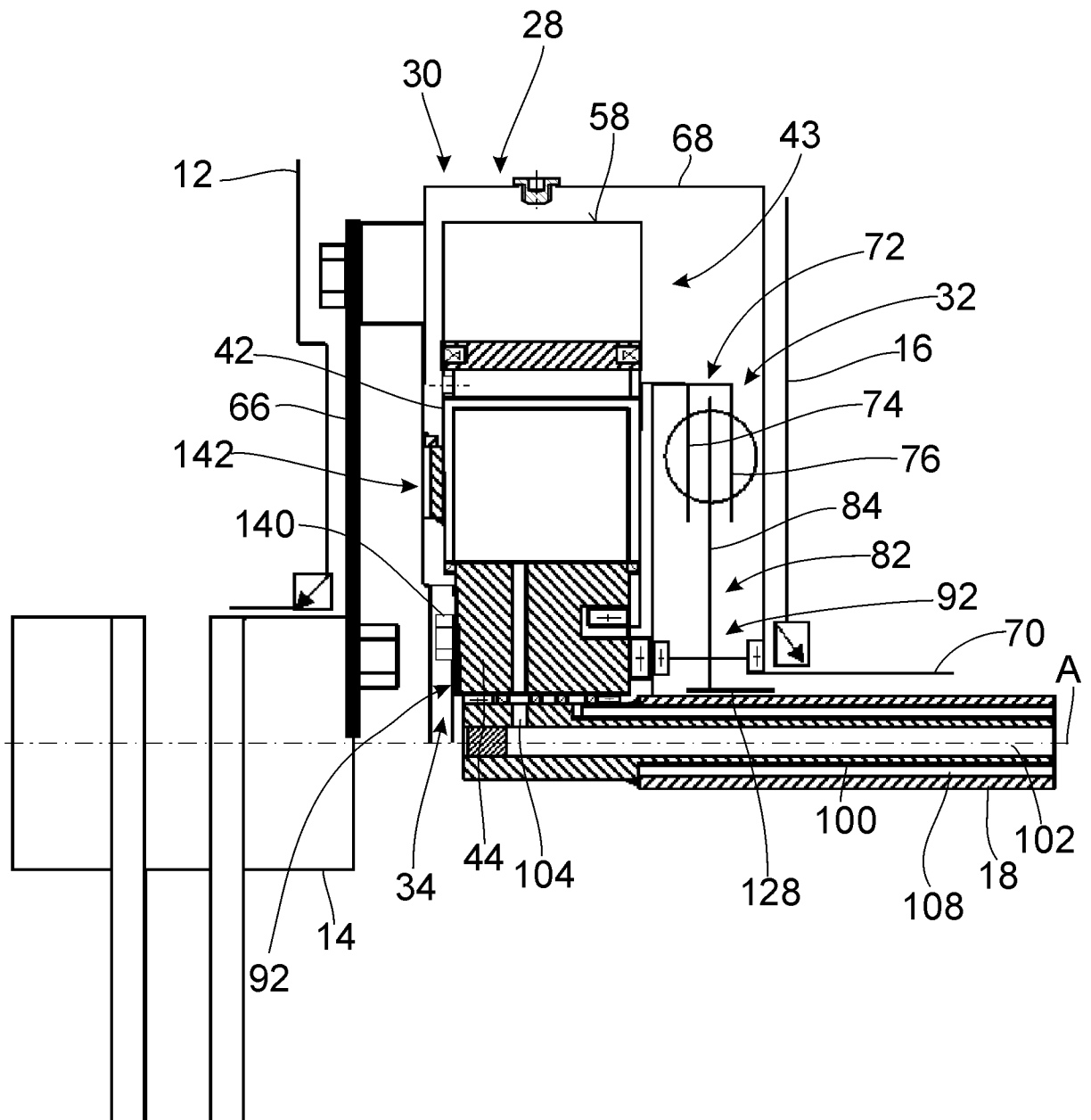


Fig. 6

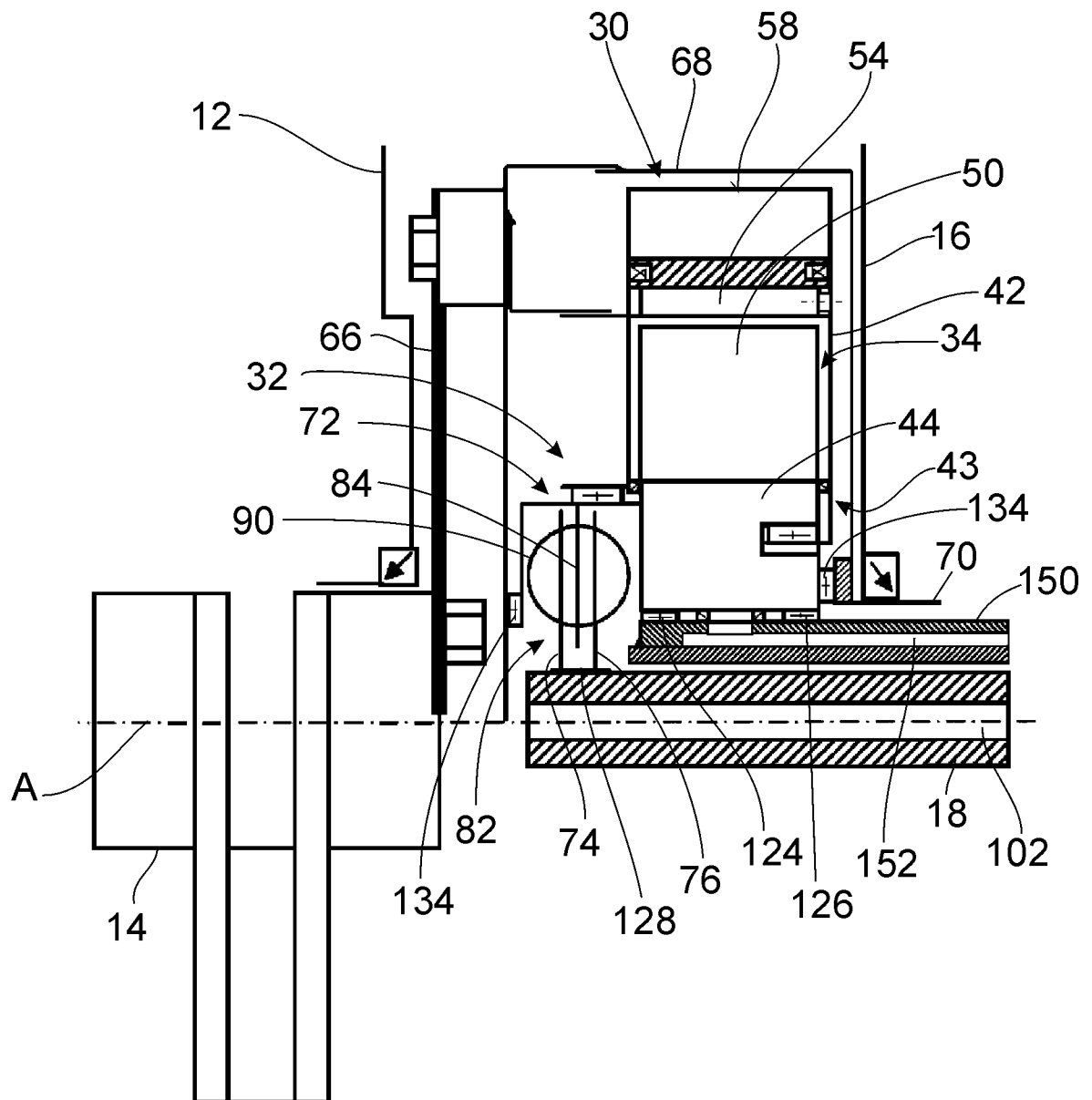


Fig. 7

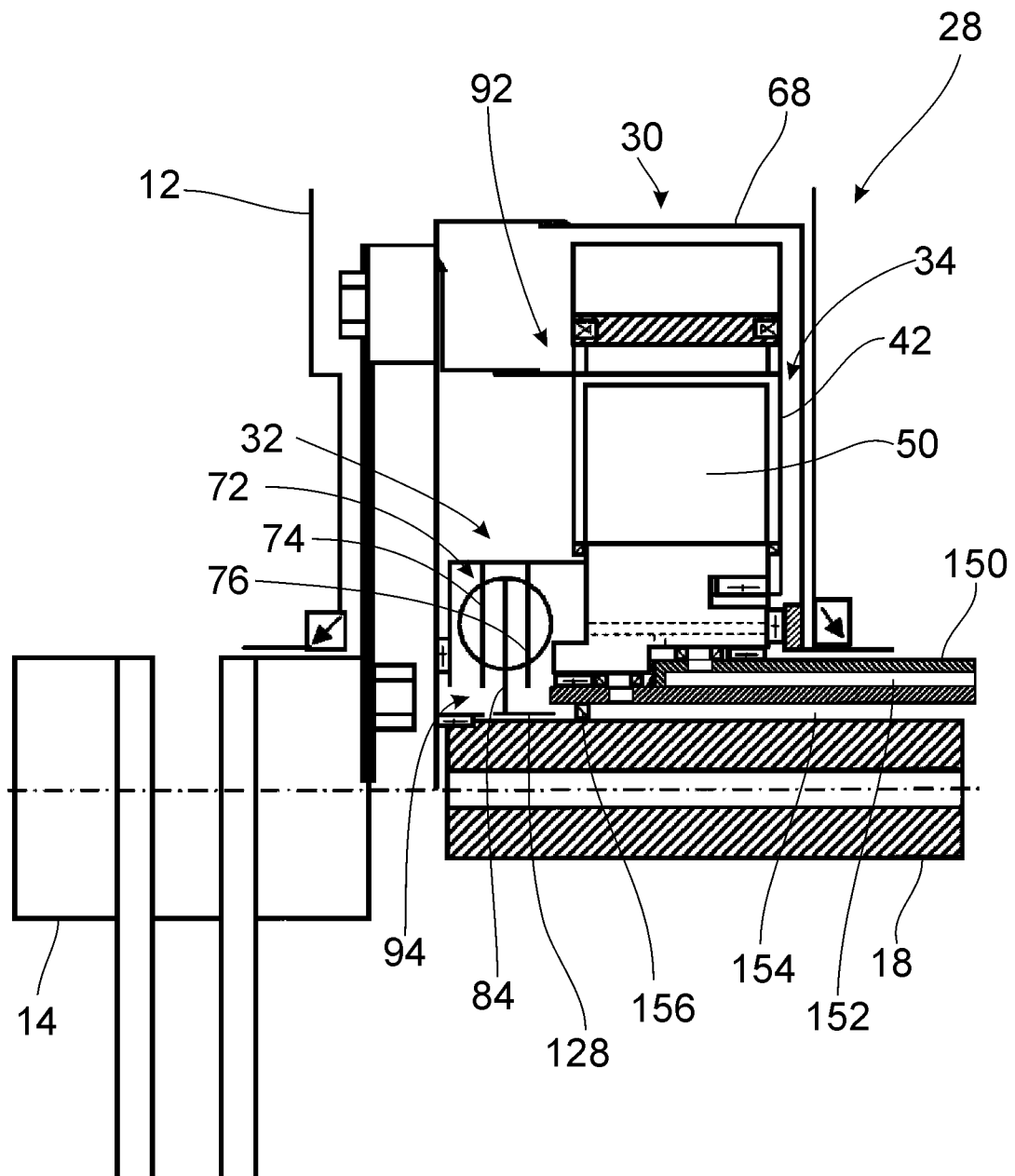


Fig. 8

7/10

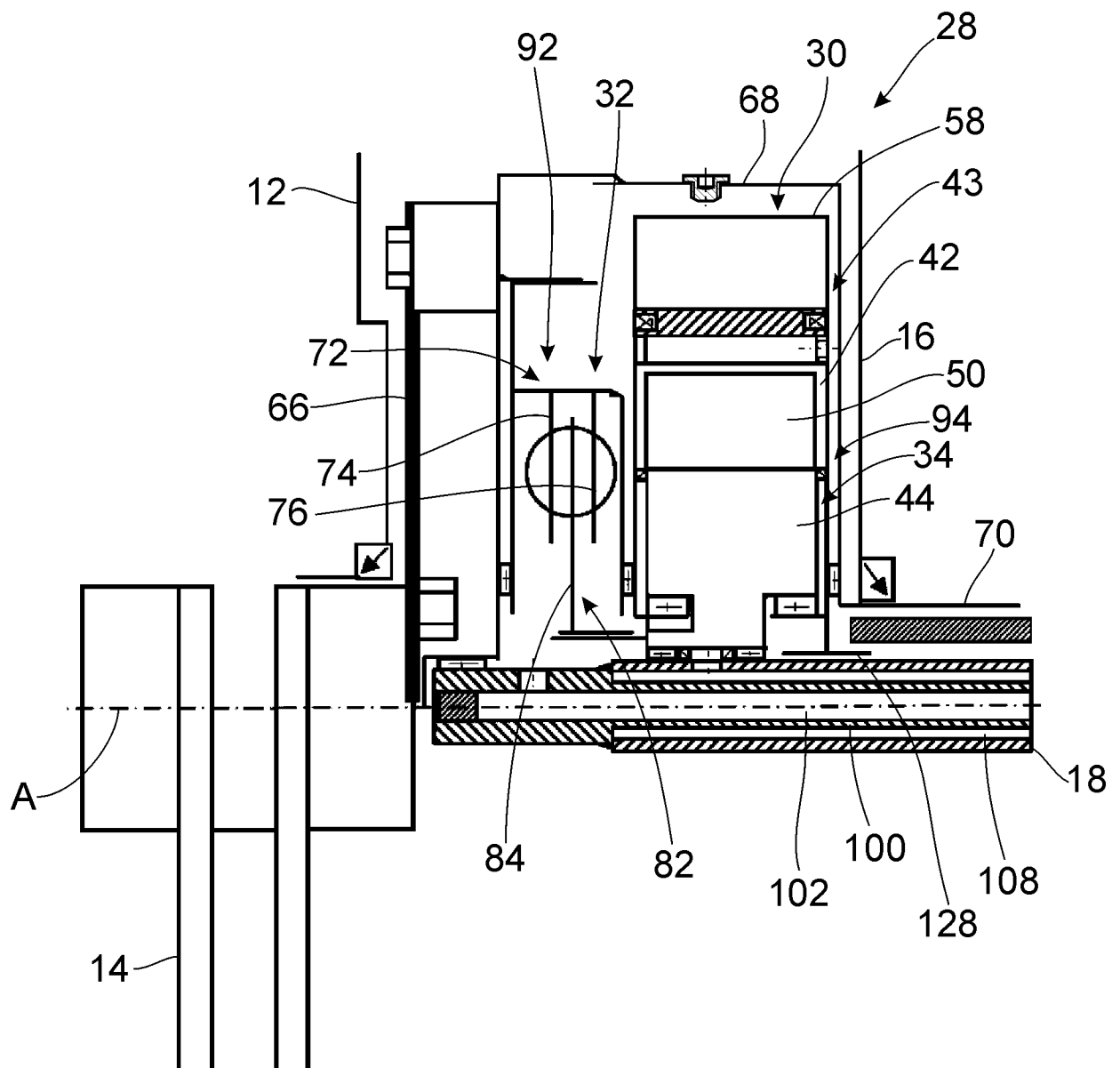


Fig. 9

8/10

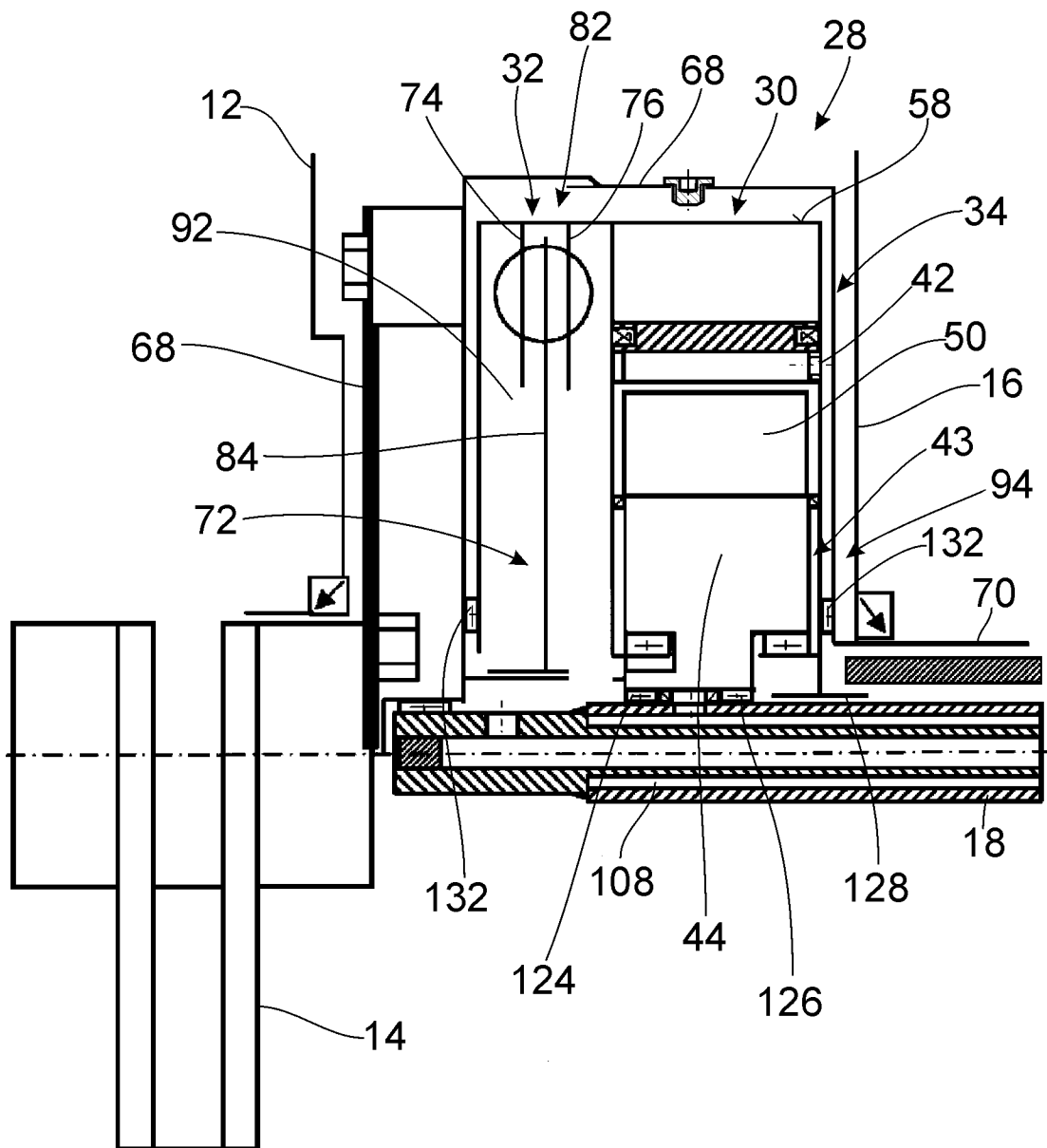


Fig. 10

9/10

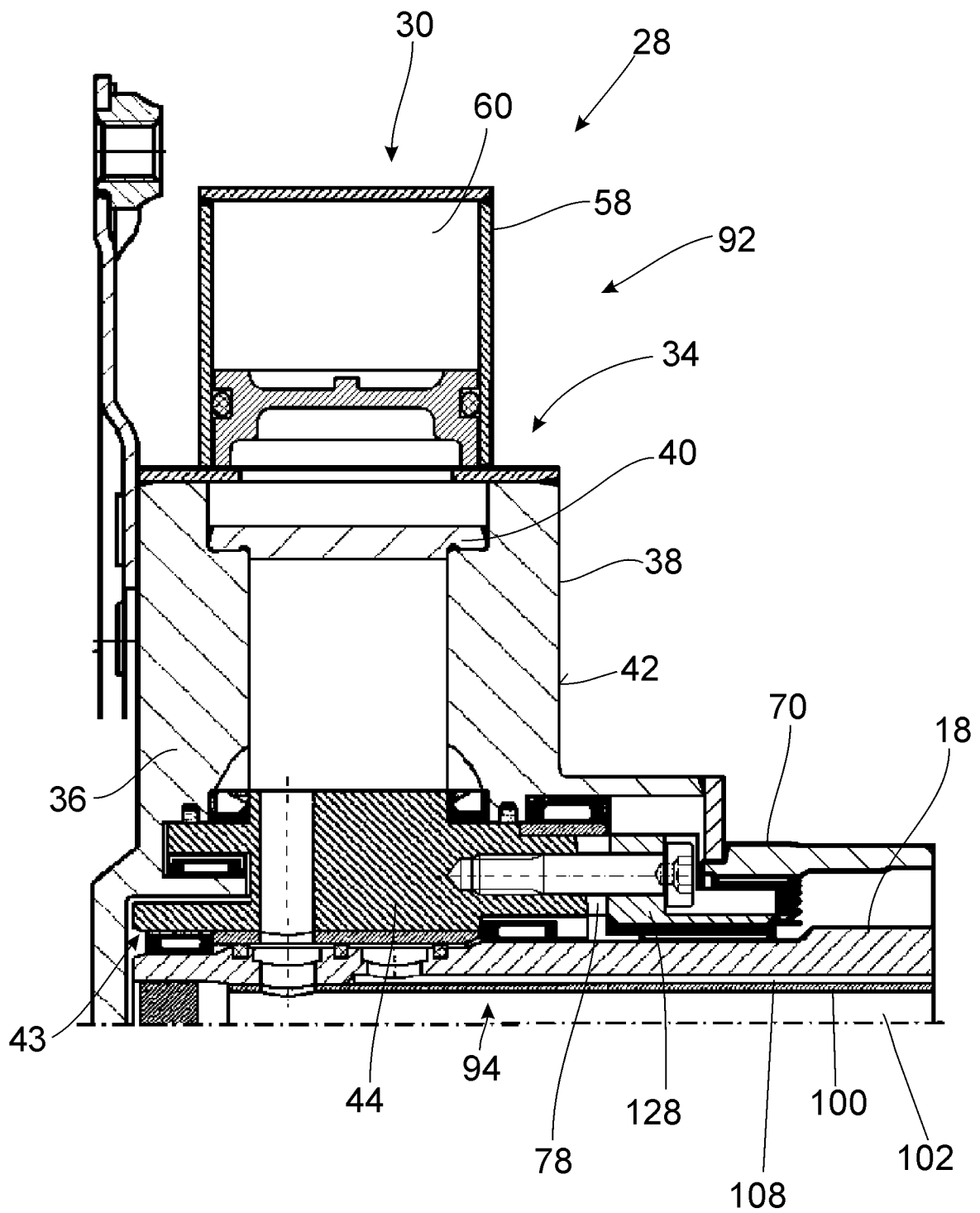


Fig. 11

10/10

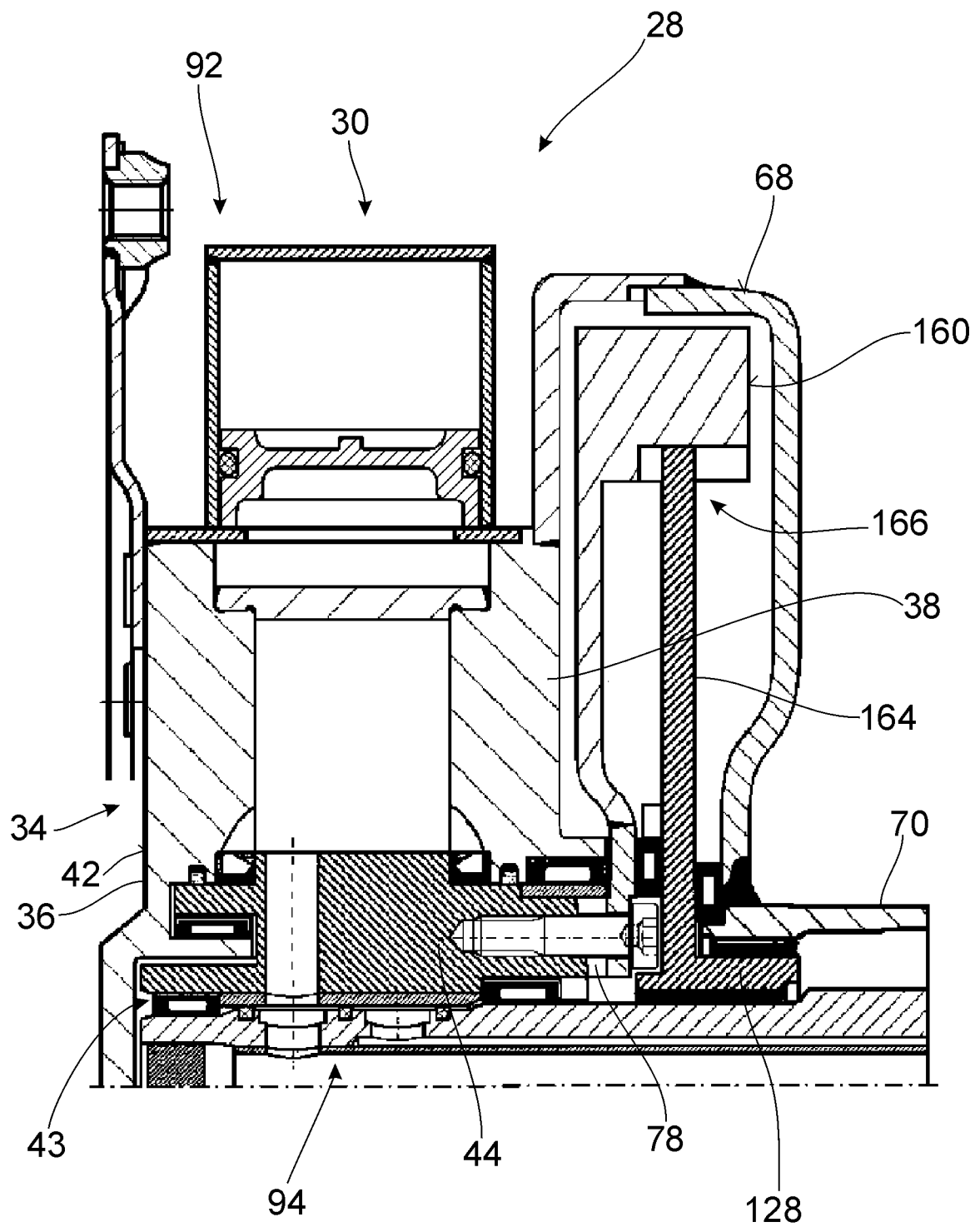


Fig. 12

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2009/061851

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16F15/123 F16F15/16

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)
F16F

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)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2006 061343 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 26 June 2008 (2008-06-26) figures 1-3 paragraphs [0010], [0033], [0039]	1-5, 7-10, 12-15
Y	-----	11
X	EP 1 818 566 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU [DE]) 15 August 2007 (2007-08-15) figures 1,5,6 paragraphs [0016], [0023], [0027]	1,7,8, 10,12, 14,15
X	EP 0 303 239 A (ROHS ULRICH [DE]) 15 February 1989 (1989-02-15) figure 1 page 2, line 2 - line 4 page 4, line 1 - line 5 ----- -/--	1,5, 7-10,15

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

19 November 2009

Date of mailing of the international search report

26/11/2009

Name and mailing address of the ISA/

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

Authorized officer

Kovács, Endre

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2009/061851

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2005 031813 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 18 January 2007 (2007-01-18) figures 1,2,6	1,2,15
Y	paragraph [0034] -----	11
X	EP 0 403 831 A (EATON CORP [US]) 27 December 1990 (1990-12-27) figures 1,3 Verbindungen 21, 60 ----- . . .	1,2,5,6, 15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2009/061851

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102006061343 A1	26-06-2008	W0 2008080484 A1	10-07-2008
EP 1818566 A	15-08-2007	CN 101016929 A	15-08-2007
EP 0303239 A	15-02-1989	DE 3726926 C1	02-02-1989
		ES 2047514 T3	01-03-1994
		JP 1158245 A	21-06-1989
		JP 2947802 B2	13-09-1999
		US 4905807 A	06-03-1990
DE 102005031813 A1	18-01-2007	NONE	
EP 0403831 A	27-12-1990	DE 69017092 D1	30-03-1995
		DE 69017092 T2	19-10-1995
		JP 3033547 A	13-02-1991
		US 5085617 A	04-02-1992

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/061851

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16F15/123 F16F15/16

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16F

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

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

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2006 061343 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 26. Juni 2008 (2008-06-26) Abbildungen 1-3 Absätze [0010], [0033], [0039]	1-5, 7-10, 12-15
Y	-----	11
X	EP 1 818 566 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU [DE]) 15. August 2007 (2007-08-15) Abbildungen 1,5,6 Absätze [0016], [0023], [0027]	1,7,8, 10,12, 14,15
X	EP 0 303 239 A (ROHS ULRICH [DE]) 15. Februar 1989 (1989-02-15) Abbildung 1 Seite 2, Zeile 2 - Zeile 4 Seite 4, Zeile 1 - Zeile 5 -----	1,5, 7-10,15
	----- -/-	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

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

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

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

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

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

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

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

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

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

19. November 2009

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

26/11/2009

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

Bevollmächtigter Bediensteter

Kovács, Endre

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2009/061851

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2005 031813 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 18. Januar 2007 (2007-01-18) Abbildungen 1,2,6	1,2,15
Y	Absatz [0034] -----	11
X	EP 0 403 831 A (EATON CORP [US]) 27. Dezember 1990 (1990-12-27) Abbildungen 1,3 Verbindungen 21, 60 -----	1,2,5,6, 15

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/061851

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102006061343 A1	26-06-2008	WO 2008080484 A1	10-07-2008
EP 1818566 A	15-08-2007	CN 101016929 A	15-08-2007
EP 0303239 A	15-02-1989	DE 3726926 C1	02-02-1989
		ES 2047514 T3	01-03-1994
		JP 1158245 A	21-06-1989
		JP 2947802 B2	13-09-1999
		US 4905807 A	06-03-1990
DE 102005031813 A1	18-01-2007	KEINE	
EP 0403831 A	27-12-1990	DE 69017092 D1	30-03-1995
		DE 69017092 T2	19-10-1995
		JP 3033547 A	13-02-1991
		US 5085617 A	04-02-1992