



(10) **DE 10 2011 007 118 A1** 2011.12.01

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2011 007 118.0**

(22) Anmeldetag: **11.04.2011**

(43) Offenlegungstag: **01.12.2011**

(51) Int Cl.: **F16F 15/131** (2006.01)

(66) Innere Priorität:

10 2010 029 255.9 25.05.2010

(71) Anmelder:

**ZF Friedrichshafen AG, 88046, Friedrichshafen,
DE**

(72) Erfinder:

**Lorenz, Daniel, 97688, Bad Kissingen, DE;
Weigand, Thomas, 97421, Schweinfurt, DE;
Carlson, Cora, 97456, Dittelbrunn, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

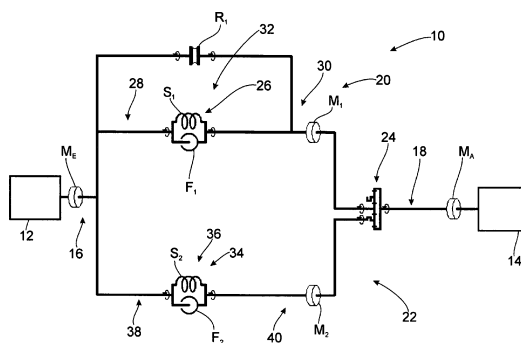
**DE 197 44 528 A1
DE 10 2005 004 993 A1**

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Drehschwingungsdämpfungsanordnung**

(57) Zusammenfassung: Eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfasst einen zur Drehung um eine Drehachse (A) anzutreibenden Eingangsbereich (16) und einen Ausgangsbereich (18), wobei zwischen dem Eingangsbereich (16) und dem Ausgangsbereich (18) ein erster Drehmomentübertragungsweg (20) und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (20) sowie eine Koppelanordnung (24) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (20, 22) geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg (20) eine erste Phasenschieberanordnung (26) zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg (20) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg (22) geleiteten Drehungleichförmigkeiten vorgesehen ist.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, wie sie beispielsweise im Antriebsstrang eines Fahrzeugs eingesetzt werden kann, um Drehungleichförmigkeiten zu dämpfen bzw. so weit als möglich zu eliminieren.

[0002] Vor allem bei mit Brennkraftmaschinen aufgebauten Antriebssträngen kann bedingt dadurch, dass in Brennkraftmaschinen periodisch Zündungen auftreten und die dabei freigesetzte Energie in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umgesetzt wird, grundsätzlich kein konstantes Drehmoment in einen Antriebsstrang eingeleitet werden. Sowohl das von der Kurbelwelle abgegebene Drehmoment, als auch deren Drehzahl unterliegt Schwankungen bzw. Schwingungen, allgemein Drehungleichförmigkeiten. Da derartige Drehungleichförmigkeiten im Fahrbetrieb spürbar sein können, besteht allgemein die Zielsetzung, diese so weit als möglich zu eliminieren.

[0003] Beispielsweise ist es bekannt, durch den Einsatz von Kraft- bzw. Energiespeichern, also beispielsweise Federn oder sich bewegende Massen oder Kombinationen daraus, die bei derartigen Drehungleichförmigkeiten auftretenden Energien vorübergehend zu speichern und sie dann so in den Antriebsstrang weiterzugeben, dass ein geglätteter Drehzahl- bzw. Drehmomentenverlauf erreicht werden kann. So genannte Zweimassenschwungräder sind ein Beispiel von in diesem Sinne arbeitenden Drehschwingungsdämpfungsanordnungen. Als Tilger bekannte Massenpendel setzen die im Fahrzustand auftretenden Drehungleichförmigkeiten in oszillierende Auslenkungen von Schwingungsmassen um, wobei die Auslenkung entgegen der Fliehkraft erfolgt und durch Vorgabe der Auslenkungsbahn bzw. auch der auslenkenden Massen eine Abstimmung auf bestimmte Anregungsdrehzahlen bzw. Anregungsfrequenzen erreicht werden kann. Derartige Tilger können selbstverständlich mit durch Einsatz von Federn oder dergleichen schwingenden Massensystemen kombiniert werden.

[0004] Auf Grund der im modernen Fahrzeugbau immer beengter werdenden Platzverhältnisse steht auch für die zur Schwingungsdämpfung eingesetzten Systeme weniger Bauraum mit entsprechenden Einbußen in der Entkopplungsgüte, also der Verringerung der auftretenden Drehungleichförmigkeiten, zur Verfügung.

[0005] Es ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung bereitzustellen, welche bei kompakter Baugröße eine verbesserte Verringerung von in einen Antriebsstrang eingeleiteten Drehungleichförmigkeiten erreicht.

[0006] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen zur Drehung um eine Drehachse anzutreibenden Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg sowie eine Kopplanordnung zur Zusammenleitung bzw. Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten bzw. auftretenden Drehmomente vorgesehen sind, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine erste Phasenschieberanordnung zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten vorgesehen ist.

[0007] Bei der erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung wird durch Einsatz der Phasenschieberanordnung dafür gesorgt, dass zunächst durch Aufteilung und dann wieder Zusammenführung des übertragenen Drehmoments durch die dabei eingeführte Phasenverschiebung eine destruktive Überlagerung von Schwingungsanteilen in dem zu Übertragenden Drehmoment auftritt. Im Idealfalle findet zumindest in einem besonders kritischen Frequenzbereich eine nahezu vollständige Eliminierung der Drehungleichförmigkeiten statt.

[0008] Um diese Phasenverschiebung bei baulich einfacher Weise effizient erreichen zu können, wird vorgeschlagen, dass die erste Phasenschieberanordnung ein erstes Schwingungssystem mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Federanordnung bezüglich der Primärseite um die Drehachse drehbaren Sekundärseite umfasst.

[0009] Die erste Phasenschieberanordnung ist somit im Wesentlichen nach dem Funktionsprinzip eines Zweimassenschwingers aufgebaut, bei welchem zwei gegen die Wirkung der Federanordnung bezüglich einander schwingende Massen, also im Wesentlichen die Primärseite und die Sekundärseite, durch Auswahl der Federsteifigkeit einerseits und der Massenverhältnisse bzw. der Massenträgheit an der Primärseite und der Sekundärseite andererseits mit einem gewünschten Schwingungsverhalten bereitgestellt werden. Charakteristisch ist, dass ein derartiges Schwingungssystem eine Resonanzfrequenz aufweist. Im Frequenzbereich unter der Resonanzfrequenz schwingt ein derartiges Schwingungssystem unterkritisch, d. h. Anregung und Reaktion des Systems treten im Wesentlichen gleichzeitig auf. Mit Überschreiten der Resonanzfrequenz tritt ein Phasensprung auf, so dass im Wesentlichen Anregung und Reaktion des Systems zueinander phasenverschoben auftreten, das System also überkritisch ar-

beitet. Diesen Phasensprung, der im Idealfalle bei einem Maximalwert von 180° liegt, nutzt die vorliegende Erfindung, um durch Überlagerung des so phasenverschobenen Drehmomentenschwingungsanteils mit dem nicht phasenverschobenen Drehmomentenschwingungsanteil die gewünschte Minderung der Drehungleichförmigkeiten zu erreichen.

[0010] Vorteilhafterweise kann weiter im zweiten Drehmomentübertragungsweg eine zweite Phasenschieberanordnung vorgesehen sein. Auch diese zweite Phasenschieberanordnung kann ein zweites Schwingungssystem mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Federanordnung bezüglich der Primärseite um die Drehachse drehbaren Sekundärseite umfassen.

[0011] Um sicherzustellen, dass dann, wenn in beiden Drehmomentübertragungswegen mit einer Phasenschieberanordnung gearbeitet wird, eine angestrebte Minderung der Drehungleichförmigkeiten erreicht wird, wird vorgeschlagen, dass das erste Schwingungssystem und das zweite Schwingungssystem zueinander unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen. Auf diese Art und Weise kann ein Frequenz- bzw. auch Drehzahlbereich definiert werden, in welchem einer der beiden Drehmomentübertragungswege bereits überkritisch arbeitet, während der andere noch unterkritisch, also ohne Phasenverschiebung arbeitet.

[0012] Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass die Resonanzfrequenz des ersten Schwingungssystems unter der Resonanzfrequenz des zweiten Schwingungssystems liegt.

[0013] Um das Dämpfungsverhalten weiter beeinflussen zu können, wird vorgeschlagen, dass der erste Drehmomentübertragungsweg oder und der zweite Drehmomentübertragungsweg mit einer Reibungsdämpfungsanordnung oder/und einer Fluid-dämpfungsanordnung für über diesen Drehmomentübertragungsweg geleitete Drehungleichförmigkeiten ausgebildet ist.

[0014] Es ist selbstverständlich, dass hier die beiden Drehmomentübertragungswege unterschiedlich ausgebildet sein können, also jeder der beiden Drehmomentübertragungswege mit oder ohne den einen oder den anderen zusätzlichen Dämpfungsaspekt aufgebaut sein kann.

[0015] Insbesondere dann, wenn bei einem oder beiden der Drehmomentübertragungswege Reibungsdämpfung und Fluid-dämpfung zusätzlich vorgesehen sein sollen, kann je nachdem, in welcher Art und Weise diese das Dämpfungsverhalten beeinflussen sollen, eine parallele oder eine serielle Wirksamkeit derselben vorgesehen sein. Auch hier können beide

Drehmomentübertragungswege wieder unterschiedlich zueinander ausgestaltet sein.

[0016] Weiter kann eine Diversifizierung des Dämpfungsverhaltens dadurch erlangt werden, dass die Reibungsdämpfungsanordnung oder/und die Fluid-dämpfungsanordnung zu der Federanordnung parallel oder seriell wirkend angeordnet ist.

[0017] Bei einer auf Grund der kompakten Baugröße besonders vorteilhaften Variante wird vorgeschlagen, dass die Koppelanordnung eine Planetengetriebeanordnung umfasst.

[0018] Dabei kann der Aufbau beispielsweise derart sein, dass die Planetengetriebeanordnung einen an den zweiten Drehmomentübertragungsweg angebundenen Planetenradträger mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern umfasst.

[0019] Dies bedeutet also, dass das in den zweiten Drehmomentübertragungsweg eingeleitete Drehmoment vom Planetenradträger aufgenommen und über die an diesem drehbar getragenen Planetenräder dann zum Ausgangsbereich weitergeleitet wird.

[0020] Um die vorangehend bereits angesprochene Kopplung der beiden Drehmomentenanteile auch im Sinne einer destruktiven Überlagerung in einfacher Weise realisieren zu können, wird weiter vorgeschlagen, dass die Planetengetriebeanordnung eine an den ersten Drehmomentübertragungsweg angebundene erste Hohlradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern und eine an den Ausgangsbereich angebundene zweite Hohlradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst.

[0021] Bei einer alternativen, vor allem im radial inneren Bereich vorhandenen Bauraum nutzenden Ausgestaltungsform wird vorgeschlagen, dass Planetengetriebeanordnung eine an den ersten Drehmomentübertragungsweg angebundene erste Sonnenradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern und eine an den Ausgangsbereich angebundene zweite Sonnenradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst.

[0022] Das Verhalten, mit welchem Drehungleichförmigkeiten in dem zu übertragenden Drehmoment eliminiert werden können, kann weiter dadurch beeinflusst werden, dass die in die beiden Drehmomentübertragungswege einzuleitenden bzw. von diesen übertragenen Drehmomentenanteile in ihrer Größe beeinflusst werden. Beispielsweise kann vorgesehen sein, dass die erste Hohlradanordnung oder Sonnenradanordnung in Verbindung mit den Planetenrädern und die zweite Hohlradanordnung oder Sonnenradanordnung in Verbindung mit den Planetenrädern zueinander unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse bereitstellen. Durch die Auswahl der einander nicht

gleichen Übersetzungsverhältnisse wird es möglich, einen größeren Drehmomentenanteil über den ersten oder auch den zweiten Drehmomentübertragungsweg zu leiten.

[0023] Da die als Kopplungsanordnung wirksame Planetengetriebeanordnung nur in einem vergleichsweise kleinen, durch die Phasenschieberanordnung bzw. deren Schwingungssystem zugelassenen Winkelbereich wirksam ist, kann weiter vorgesehen sein, dass wenigstens ein Planetenrad oder/und die Hohlradanordnung oder/und die Sonnenradanordnung segmentzahnradartig ausgebildet ist.

[0024] Eine zum Vermeiden von Unwuchten besonders vorteilhafte Ausgestaltungsvariante kann vorsehen, dass die Planetenräder mit im Wesentlichen gleichmäßigem Umfangsabstand zueinander angeordnet sind. Alternativ ist es möglich, dass die Planetenräder mit ungleichmäßigem Umfangsabstand zueinander angeordnet sind. Durch die Variation der Umfangsabstände der Planetenräder wird es möglich, deren Geräuschentwicklung zu beeinflussen und mithin einen ruhigeren Lauf zu erlangen.

[0025] Wenn vorgesehen ist, dass die Kopplungsanordnung radial innerhalb der ersten Phasenschieberanordnung oder/und der zweiten Phasenschieberanordnung und sich damit wenigstens teilweise axial überlappend angeordnet ist, wird vor allem der radial innere Bauraum effizient genutzt.

[0026] Alternativ kann vorgesehen sein, dass die Kopplungsanordnung axial neben der ersten Phasenschieberanordnung oder/und der zweiten Phasenschieberanordnung angeordnet ist. Bei dieser Ausgestaltung wird es möglich, die Kopplungsanordnung axial vergleichsweise groß bauend, also mit größeren Wirkradien, zu gestalten.

[0027] Eine besonders effiziente Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Schwingungsanteile kann erreicht werden, wenn der zweite Drehmomentübertragungsweg eine Steifigkeit von wenigstens 800 Nm/°, vorzugsweise wenigstens 1500 Nm/°, aufweist. Dies bedeutet, dass der zweite Drehmomentübertragungsweg bzw. die diesen bereitstellenden Bauteile bzw. Baugruppen vergleichsweise steif sind und eine zur Phasenverschiebung führende Elastizität im Wesentlichen nur im ersten Drehmomentübertragungsweg genutzt wird.

[0028] Weiter hat sich gezeigt, dass die Schwingungsdämpfungscharakteristik dann besonders vorteilhaft ausgeprägt ist, wenn ein Verhältnis eines Massenträgheitsmomentes des Eingangsbereichs zu einem Massenträgheitsmoment im ersten Drehmomentübertragungsweg im Bereich von 1 bis 10 liegt oder/und wenn ein Verhältnis eines Massenträgheits-

moments im ersten Drehmomentübertragungsweg zu einem Massenträgheitsmoment im zweiten Drehmomentübertragungsweg im Bereich von 2 bis 20 liegt.

[0029] Die vorliegende Erfindung betrifft ferner ein Hybridantriebsmodul sowie eine hydrodynamische Kupplungsanordnung, insbesondere hydrodynamischer Drehmomentwandler, mit einer erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung.

[0030] Ferner betrifft die vorliegende Erfindung ein Antriebssystem für ein Fahrzeug, umfassend ein Antriebsaggregat und eine erfindungsgemäße Drehschwingungsdämpfungsanordnung, wobei der Eingangsbereich derselben an eine Antriebswelle des Antriebsaggregats angekoppelt sein kann.

[0031] Bei einem derartigen Antriebssystem wird vorteilhafterweise dafür gesorgt, dass eine Resonanzstelle des ersten Schwingungssystems unter oder nahe der Leerlaufdrehzahl des Antriebsaggregats ist. Mit dieser Resonanzstelle, also die in eine Drehzahl umgesetzte Resonanzfrequenz des ersten Schwingungssystems, wird dafür gesorgt, dass praktisch im gesamten Drehzahlspektrum die durch das Auftreten des Phasensprungs im Bereich der Resonanzstelle eingeführte Phasenverschiebung und daraus resultierende Überlagerung phasenverschobener Schwingungsanteile genutzt werden kann.

[0032] Weiter kann vorgesehen sein, dass eine Resonanzstelle des zweiten Schwingungssystems über oder nahe der maximalen Drehzahl des Antriebsaggregats ist.

[0033] Die vorliegende Erfindung wird nachfolgend mit Bezug auf die beiliegenden Figuren detailliert beschrieben. Es zeigt:

[0034] [Fig. 1](#) eine prinzipartige Darstellung eines Drehschwingungsdämpfungssystems mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0035] [Fig. 2](#) eine der [Fig. 1](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0036] [Fig. 3](#) eine der [Fig. 1](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0037] [Fig. 4](#) eine Teil-Längsschnittansicht einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0038] [Fig. 5](#) eine der [Fig. 4](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0039] [Fig. 6](#) eine Darstellung von an einem Planetenradträger drehbar getragenen Segment-Planetenrädern;

[0040] [Fig. 7](#) eine der [Fig. 4](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0041] [Fig. 8](#) eine der [Fig. 4](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0042] [Fig. 9](#) eine Axialansicht einer Fluiddämpfungsanordnung;

[0043] [Fig. 10](#) in ihren Darstellungen a), b) und c) alternative Ausgestaltungsarten eines Planetenrades mit dazugehörigen Hohlradern;

[0044] [Fig. 11](#) ein Hybridantriebsmodul mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0045] [Fig. 12](#) einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0046] [Fig. 13](#) eine weitere prinzipartige Darstellung einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0047] [Fig. 14](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0048] [Fig. 15](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0049] [Fig. 16](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0050] [Fig. 17](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0051] [Fig. 18](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0052] [Fig. 19](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0053] [Fig. 20](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0054] [Fig. 21](#) eine der [Fig. 13](#) entsprechende Darstellung einer alternativen Ausgestaltung;

[0055] [Fig. 22](#) eine tabellarische Auflistung verschiedener Größen bzw.

[0056] Verhältnisse von Größen und zugeordneten Werten bzw. Wertebereichen;

[0057] [Fig. 23](#) eine Teil-Längsschnittansicht einer alternativ ausgestalteten Drehschwingungsdämpfungsanordnung;

[0058] [Fig. 24](#) eine prinzipartige Darstellung eines Drehschwingungsdämpfungssystems mit einer mit Sonnenradanordnungen ausgebildeten Kopplungsanordnung;

[0059] [Fig. 25](#) eine Teil-Längsschnittansicht einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Sonnenradanordnungen,

[0060] [Fig. 26](#) eine Detailansicht eines an einem Planetenradträger drehbar getragenen Planetenrads;

[0061] [Fig. 27](#) einen Stützring zur Stabilisierung der am Planetenradträger getragenen Planetenräder in Axialansicht;

[0062] [Fig. 28](#) den Stützring der [Fig. 27](#) in perspektivischer Ansicht;

[0063] [Fig. 29](#) eine Teil-Axialansicht einer mit Hohlradsegmenten ausgebildeten Hohlradanordnung;

[0064] [Fig. 30](#) eine Teil-Längsschnittansicht einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei parallelen Drehmomentübertragungswegen;

[0065] [Fig. 31](#) die Drehschwingungsdämpfungsanordnung der [Fig. 30](#) in einem anderen Umfangsbereich geschnitten;

[0066] [Fig. 32](#) die Drehschwingungsdämpfungsanordnung der [Fig. 30](#) und [Fig. 31](#) in geschnittener Explosionsdarstellung.

[0067] In [Fig. 1](#) ist eine im Antriebsstrang eines Fahrzeugs vorgesehene Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** in prinzipartiger Weise dargestellt. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** überträgt ein Drehmoment zwischen einem nur schematisch dargestellten Antriebsaggregat **12**, beispielsweise einer Brennkraftmaschine, und einem Getriebe **14** oder sonstigen Systembereichen eines Antriebsstrangs.

[0068] Das über die Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** zu übertragende Drehmoment wird in einem allgemein mit **16** bezeichneten Eingangsbereich aufgenommen, wobei dem Eingangsbereich eine Massenträgheit bzw. ein Massenträgheitsmoment M_E zugeordnet werden kann. Das über die Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** geleitete Drehmoment wird über einen Ausgangsbereich **18** abgegeben, wobei dem Ausgangsbereich **18** eine Massenträgheit bzw. ein Massenträgheitsmoment M_A zugeordnet werden kann.

[0069] Zwischen dem Eingangsbereich **16** und dem Ausgangsbereich **18** wird das zu übertragende Drehmoment aufgeteilt in zwei Drehmomentenanteile. Ein erster der Drehmomentenanteile wird über ei-

nen ersten Drehmomentübertragungsweg **20** übertragen, während der zweite der Drehmomentenanteile über einen zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** übertragen wird. Eine Vereinigung bzw. Zusammenkoppelung der beiden Drehmomentenanteile erfolgt in einer Koppelanordnung **24**, die die beiden Drehmomentenanteile aufnimmt und dann in Richtung zum Ausgangsbereich **18** weiterleitet.

[0070] Um die beispielsweise im Bereich des Antriebsaggregats **12** generierten Drehungleichförmigkeiten, welche im Allgemeinen Schwingungscharakter aufweisen, so weit als möglich zu eliminieren und nicht in Richtung zum Getriebe **14** hin oder sonstigen Antriebsstrangkomponenten weiter zu leiten, ist bei der erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** dafür gesorgt, dass die Schwingungsanteile in dem zu übertragenden Drehmoment in den beiden Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** zueinander eine Phasenverschiebung erfahren. Zu diesem Zwecke ist im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** eine erste Phasenschieberanordnung **26** vorgesehen. Diese erste Phasenschieberanordnung **26** ist als erstes Schwingungssystem **32** aufgebaut, bei welchem zwei Massen gegen die Wirkung einer Federanordnung bezüglich einander schwingen können. Diese Federanordnung weist eine vorbestimmte Steifigkeit bzw. Federkonstante S_1 auf. Die beiden gegeneinander schwingenden Massen sind im Wesentlichen durch eine Primärseite **28** und eine Sekundärseite **30** dieses Schwingungssystems **32** definiert. Die Masse bzw. das Massenträgheitsmoment der Primärseite **28** entspricht im Wesentlichen der Massenträgheit M_E des Eingangsbereichs **16**. Die Sekundärseite **30** weist eine Massenträgheit bzw. ein Massenträgheitsmoment M_1 auf. Bestimmt durch die Steifigkeit bzw. Federkonstante S_1 und die beiden Massen bzw. Massenträgheiten M_E und M_1 ergibt sich für das Schwingungssystem **32** im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** eine Resonanzfrequenz. Bei Schwingungsanregung mit einer unter der Resonanzfrequenz liegenden Frequenz arbeitet dieses Schwingungssystem **32** unterkritisch, was bedeutet, dass Anregung und Reaktion im Wesentlichen gleichzeitig, also ohne gegenseitige Phasenverschiebung auftreten. Mit Überschreiten der Resonanzfrequenz geht das Schwingungssystem **32** in einen überkritischen Zustand über, in welchem Anregung und Reaktion zueinander phasenverschoben laufen, was im Wesentlichen einen Phasensprung von maximal 180° bedeutet. Dies bedeutet, dass Schwingungsanteile, welche in dem über den ersten Drehmomentübertragungsweg **20** zu übertragenden Drehmomentenanteil enthalten sind, dann, wenn die Anregungsfrequenz über der Resonanzfrequenz des Schwingungssystems **32** liegt, um maximal 180° phasenverschoben in Richtung zur Koppelanordnung **24** weitergeleitet werden.

[0071] Es ist darauf hinzuweisen, dass die Güte des Phasensprungs, also die Größe der erzeugten Phasenverschiebung, von verschiedenen Bedingungen, insbesondere auch den im Bereich des Schwingungssystems **32** auftretenden Reibeffekten abhängen wird, während die Lage des Übergangs durch die Resonanzfrequenz des Schwingungssystems **32** definiert ist.

[0072] Um das Dämpfungsverhalten bei Drehmomentübertragung über den ersten Drehmomentübertragungsweg **20** weiter beeinflussen zu können, können in diesem ersten Drehmomentübertragungsweg **20** weiter eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 sowie eine Fluiddämpfungsanordnung F_1 vorgesehen sein. In dem in [Fig. 1](#) dargestellten Beispiel liegen diese beiden Dämpfungsanordnungen R_1 , F_1 wirkungsmäßig zueinander und auch zur Federanordnung **26** des Schwingungssystems **32** parallel. Während die Reibungsdämpfungsanordnung R_1 im Allgemeinen mit coulombscher Reibung, also gegeneinander gleitreibend verschiebbaren Bauteilen arbeitet, kann die Fluiddämpfungsanordnung F_1 durch das Verdrängen eines viskosen Mediums, also beispielsweise Öl oder Fett, bei Relativdrehung zwischen der Primärseite **28** und der Sekundärseite **30** wirksam sein.

[0073] In dem in [Fig. 1](#) dargestellten Beispiel einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** ist auch dem zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** eine zweite Phasenschieberanordnung **34** zugeordnet. Auch diese umfasst ein zweites Schwingungssystem **36** mit gegen die Wirkung einer Federanordnung, hier repräsentiert durch eine Steifigkeit bzw. Federkonstante S_2 , bezüglich einander verdrehbarer Primärseite **38** und Sekundärseite **40**. Das Schwingungsverhalten dieses Schwingungssystems **36** ist also neben der Steifigkeit bzw. Federkonstante S_2 im Wesentlichen bestimmt durch die bezüglich einander schwingenden Massen bzw. Massenträgheiten M_E des Eingangsbereichs **16** bzw. M_2 der Sekundärseite **40**. Weiter erkennt man auch in Zuordnung zu der Phasenschieberanordnung **34** eine zur Steifigkeit S_2 parallel geschaltete Fluiddämpfungsanordnung F_2 . Selbstverständlich könnte auch eine Reibdämpfungsanordnung vorgesehen sein, wie sie in Zuordnung zum ersten Drehmomentübertragungsweg **20** erkennbar ist.

[0074] Durch die Auswahl der Ausgestaltung der zweiten Phasenschieberanordnung **34** wird es möglich, deren Resonanzfrequenz so zu legen bzw. so auf die Resonanzfrequenz der ersten Phasenschieberanordnung **26** abzustimmen, dass der Phasensprung, also der Übergang in den überkritischen Zustand, bei einer anderen Frequenz und mithin einer anderen Drehzahl auftreten wird. Insbesondere kann, wie nachfolgend noch anhand konstruktiver Ausgestaltungen aufgezeigt, die Steifigkeit S_2 der zwei-

ten Phasenschieberanordnung derart gewählt werden, dass die Resonanzfrequenz der zweiten Phasenschieberanordnung **34** in einem Bereich liegt, welcher außerhalb des im Antriebsstrang auftretenden Anregungsspektrums liegt. Dies bedeutet, dass die zweite Phasenschieberanordnung **34** bzw. das Schwingungssystem **36** derselben in dem in einem normalen Fahrzustand zu erwartenden Anregungsspektrum nicht in einen überkritischen Zustand übergehen wird. Die Folge davon ist, dass die im Bereich der Koppelanordnung **24** wieder zusammengeführten Drehmomentenanteile hinsichtlich der darin enthaltenen Schwingungsanteile im Idealfalle eine Phasenverschiebung von 180° aufweisen, so dass eine Überlagerung im Sinne einer destruktiven Interferenz erzeugt wird. Die Folge davon ist, dass am Ausgangsbereich **18** nur vergleichsweise geringe Schwingungsanteile verbleiben, die dann in Richtung Antriebsstrang weitergeleitet werden können.

[0075] Dabei ist insbesondere zu betonen, dass derartige Schwingungssysteme **32** bzw. **36**, die grundsätzlich nach Art eines Zweimassenschwungrads aufgebaut sind, nach Art eines Tiefpassfilters arbeiten, also höherfrequente Schwingungsanteile im Wesentlichen herausfiltern. Ist einer der Drehmomentübertragungswege, beispielsweise der zweite Drehmomentübertragungsweg **22**, dann ohne derartige Filterungsfunktionalität ausgestaltet, bedeutet dies, dass an der Koppelanordnung **24** zwar die niederfrequenten Schwingungsanteile einander destruktiv überlagert werden können, die hochfrequenten Schwingungsanteile jedoch nur noch über einen der Drehmomentübertragungswege übertragen werden und somit eine destruktive Überlagerung nicht möglich ist. Grundsätzlich sind jedoch in einem Antriebsstrang die niederfrequenten Anregungsanteile diejenigen, die für Fahrzeuginsassen spürbar sind bzw. zu einer übermäßig hohen Belastung von Antriebsstrangkomponenten führen und somit zu bedämpfen bzw. eliminieren sind.

[0076] Die [Fig. 2](#) veranschaulicht verschiedene Abwandlungen der in [Fig. 1](#) dargestellten Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**. Zunächst erkennt man in [Fig. 2](#), dass folgend auf den Ausgangsbereich **18** ein weiteres Schwingungssystem **42**, beispielsweise bereitgestellt in einer Kupplungsscheibe, mit einer Steifigkeit S_3 bzw. auch einer Fluiddämpfungsanordnung F_3 vorgesehen sein kann.

[0077] Veranschaulicht sind in [Fig. 2](#) auch zwei Varianten für die Ausgestaltung der zweiten Phasenschieberanordnung **34** des zweiten Drehmomentübertragungswegs **22**. Man erkennt zunächst bei der Variante **1**, dass hier in Serie zur Steifigkeit S_2 an der Sekundärseite **40** eine Fluiddämpfungsanordnung F_2 vorgesehen ist, wobei sich zwischen der Federanordnung, also der Steifigkeit S_2 , und der Fluiddämpfungsanordnung F_2 durch die dort liegen-

den Komponenten ein im Wesentlichen dann auch das Schwingungsverhalten beeinflussendes Massenträgheitsmoment M_2' der Sekundärseite **40** ergibt. Bei der Variante **2** ist an Stelle der in Serie zur Steifigkeit S_2 angeordneten Fluiddämpfungsanordnung nunmehr eine Reibungsdämpfungsanordnung R_2 vorgesehen.

[0078] Es ist hier darauf hinzuweisen, dass selbstverständlich auch im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** die Reibungsdämpfungsanordnung R_1 und die Fluiddämpfungsanordnung F_1 seriell zur Steifigkeit S_1 geschaltet sein können.

[0079] Eine weitere Variante ist in [Fig. 3](#) dargestellt. Man erkennt in beiden Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** jeweils die bereits erläuterten Phasenschieberanordnungen **26**, **34** mit den Steifigkeiten S_1 und S_2 der jeweiligen Schwingungssysteme **32**, **36**. Ferner erkennt man parallel zu den Steifigkeiten S_1 , S_2 jeweils die Reibungsdämpfungsanordnungen R_1 und R_2 .

[0080] Vorangehend sind mit Bezug auf die [Fig. 1](#) bis [Fig. 3](#) verschiedene Variationen prinzipiell dargestellt Drehschwingungsdämpfungsanordnungen erläutert worden, bei welchen jeweils durch das Aufgliedern des zu übertragenden Drehmoments auf zwei Drehmomentübertragungswege und die Erzeugung eines Phasensprungs bzw. einer Phasenverschiebung in zumindest einem der Drehmomentübertragungswege dafür gesorgt wird, dass bei der Zusammenführung der Drehmomentenanteile die über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Schwingungsanteile bzw. Drehungleichförmigkeiten einander im Sinne einer gegenseitigen Auslöschung überlagern. Da das Grunddrehmoment, also das an sich zu übertragende, konstante Drehmoment einer Phasenverschiebung nicht unterliegt, werden diese Grunddrehmomentenanteile, die über die beiden Drehmomentübertragungswege geleitet werden, in der Koppelanordnung **24** einander im Sinne einer Addition überlagert, so dass am Ausgangsbereich **18** der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, etwaige unvermeidbare Reibverluste außer Acht lassend, das vollständige in den Eingangsbereich **16** eingeleitete und zu übertragende Grunddrehmoment abgegriffen bzw. in den folgenden Teil des Antriebsstrangs übertragen werden kann.

[0081] Nachfolgend werden verschiedene konstruktive Ausgestaltungsvarianten einer derartigen Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** beschrieben. Es sei darauf hingewiesen, dass im Folgenden Komponenten bzw. Systembereiche, welche vorangehend beschriebenen Komponenten bzw. Systembereichen entsprechen, mit den gleichen Bezugszeichen bezeichnet sind.

[0082] In [Fig. 4](#) ist der Eingangsbereich **16** der Dreh-schwingungsdämpfungsanordnung **10** an eine Antriebswelle **44**, beispielsweise die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, angebunden bzw. ist zumindest zum Teil auch durch diese bereitgestellt. Die Primärseite **28** des Schwingungssystems **32** im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** umfasst zwei Deckscheibenelemente **46**, **48**. Das Deckscheibenelement **46** ist in seinem radial inneren Bereich durch Schraubbolzen **50** an die Antriebswelle **44** fest angebunden und begrenzt in seinem radial äußeren Bereich mit dem anderen Deckscheibenelement **48** eine Aufnahmekammer für die die Steifigkeit S_1 bereit stellende Dämpferfederanordnung **52**. Diese kann, wie dies beispielsweise auch bei Zweimassenschwung-rädern oder sonstigen Torsionsschwingungsdämpfern üblich ist, mehrere in Umfangsrichtung aufeinander folgende bzw. auch ineinander geschachtelte Schraubendruckfedern umfassen.

[0083] Die Sekundärseite **30** des ersten Schwin-gungssystems **32** umfasst ein zwischen die beiden Deckscheibenelemente **46**, **48** eingreifendes Zentral-scheibenelement **54**, welches, ebenso wie die Deck-scheibenelemente **46**, **48**, in seinem radial äußeren Bereich Umfangsabstützbereiche für die Federanord-nung **52** bereitstellt. In seinem radial innerhalb des Deckscheibenelements **48** liegenden Bereich ist das Zentralscheibenelement **54** mit einem Masseteil **56** beispielsweise durch Vernietung fest verbunden. Ra-dial innerhalb dieser Vernietung stützt sich das Zen-tralscheibenelement **54** axial an einer Anlaufschei-be bzw. einem Gleitlagerring **58** ab. Dieser ist an einem durch die Schraubbolzen **50** zusammen mit dem Deckscheibenelement **46** an der Antriebswelle **44** festgelegten abgewinkelten Stützelement **60** axial und radial gehalten.

[0084] Ein sich am Deckscheibenelement **48** und am Zentralscheibenelement **54** abstützendes Vor-spannelement **62**, beispielsweise eine Tellerfeder, presst das Zentralscheibenelement **54** in Anlage an der Anlaufscheibe **58**. Durch das Vorspannelement **62** einerseits und die Anlaufscheibe **58** andererseits ist der von den beiden Deckscheibenelementen **46**, **48** umschlossene Volumenbereich im Wesentlichen fluiddicht gekapselt und kann somit mit einem vis-kosen Medium gefüllt sein. Dieses viskose Medium wird bei Umfangsrelativbewegung zwischen der Pri-märseite **28** und der Sekundärseite **30** verdrängt, so dass auf diese Art und Weise die im ersten Drehmo-mentübertragungsweg **20** vorzusehende Fluiddämp-fungsanordnung F_1 realisiert sein kann. Gleichzeitig kann durch den Reibkontakt beispielsweise des Vor-spannelements **62** oder aber auch der Anlaufschei-be **58** mit dem Zentralscheibenelement **54** eine cou-lombsche Reibung, also die Reibungsdämpfungsan-ordnung R_1 bereitgestellt werden, die bei Relativdre-hung zwischen der Primärseite **28** und der Sekundär-seite **30** wirksam wird.

[0085] Es sei hier darauf hingewiesen, dass sowohl die Reibungsdämpfungsanordnung R_1 , als auch die Fluiddämpfungsanordnung F_1 durch andere oder zu-sätzliche Baugruppen bereitgestellt werden können, die bei Relativdrehung zwischen der Primärseite **28** und der Sekundärseite **30** dämpfend wirksam wer-den.

[0086] Der zweite Drehmomentübertragungsweg **22** umfasst im Wesentlichen einen hinsichtlich seiner Funktionalität nachfolgend noch erläuterten Plane-tenradträger **64** einer allgemein mit **66** bezeichne-ten Planetengetriebeanordnung. Diese Planetenge-triebeanordnung **66** wiederum stellt im Wesentlichen auch die Koppelanordnung **24** bereit, in welcher die über die beiden Drehmomentübertragungswege **20**, **22** geleiteten Drehmomentenanteile wieder zusam-mengeführt werden.

[0087] Radial innen ist der Planetenradträger **64** mit einem zylindrischen Abschnitt **68** ausgebildet. Die-ser ist mittels eines Schraubbolzens **70** zentral an die Antriebswelle **44** angebunden und somit mit die-ser zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A verbunden. Man erkennt, dass diese Anbindung hier im Wesentlichen durch Einklemmen, also Erzeugen einer Spannkraft und damit einer Reibungsklemm-wirkung erfolgt. Ebenso wie im Falle der Festlegung des Deckscheibenelements **46** ist es auch möglich, hier durch nicht rotationssymmetrische Gestaltung eine Formschlussverbindung zu realisieren und die Schraubverbindung im Wesentlichen nur zur Herstel-lung des axialen Zusammenhalts zu nutzen.

[0088] An den Außenumfang des zylindrischen Ab-schnitts **68** schließt ein Planetenradträgerabschnitt **72** mit beispielsweise scheibenartiger oder auch ar-martiger Gestalt an. An diesem Planetenradträgerab-schnitt **72** sind an mehreren Umfangspositionen Pla-netenräder **74** über Tragebolzen **76** und Lagerhülsen **78** drehbar getragen. Die Planetenräder **74** sind be-züglich des Planetenradträgers **64** im Wesentlichen frei drehbar.

[0089] In ihrem radial äußeren Bereich stehen die Planetenräder **74** in Kämmeingriff mit einem durch das Masseteil **56** der Sekundärseite **30** des Schwin-gungssystems **32** bereitgestellten antriebsseitigen Hohlrad **80**. Diesem liegt axial gegenüber ein ab-triebsseitiges Hohlrad **82**, welches, beispielsweise zusammen in Verbindung mit einem ringartigen Reib-flächenelement **84** für eine Reibungskupplung im Wesentlichen den Ausgangsbereich **18** der Dreh-schwingungsdämpfungsanordnung **10** bereitstellt.

[0090] Ebenso wie die Sekundärseite **30** des ers-ten Schwingungssystems **32** kann das abtriebsseiti-ge Hohlrad **82** in seinem radial inneren Bereich über ein jeweiliges Lager **86** bzw. **88** am Außenumfang des zylindrischen Abschnitts **68** des Planetenradträ-

gers **64** drehgelagert und somit bezüglich der Drehachse A zentriert sein. Da das abtriebsseitige Hohlrad **82** bezüglich des antriebsseitigen Hohlrads **80** grundsätzlich um die Drehachse A drehbar ist, kann an einem dieser Bauteile, im dargestellten Falle am antriebsseitigen Hohlrad **80**, in einem Bereich radial außerhalb der an diesen beiden Hohlrädern **80**, **82** gebildeten Verzahnungen ein Dichtungselement **89** vorgesehen sein, um den die Planetenräder **74** aufnehmenden Volumenbereich nach radial außen hin im Wesentlichen fluiddicht zu kapseln. In seinem radial inneren Bereich ist dieser Volumenbereich durch die beiden Lager **86**, **88**, beispielsweise ausgebildet als Gleitlagerringe, und auch Durchgriffsöffnungen im Zentralscheibenelement **54** abschließende Verschlusskappen **90** fluiddicht abgeschlossen. Auch dieser Volumenbereich kann mit viskosem Medium gefüllt sein, so dass einerseits ein Schmiereffekt für die Planetenräder **74** erzielt werden kann, andererseits ein Fluiddämpfungsbeitrag bei Rotation der Planetenräder **74** um ihre zur Drehachse A parallelen Drehachse erreicht wird. Im Drehzustand wird fliehkraftbedingt das für die Erreichung des Schmiereffekts eingesetzte viskose Medium, also Öl oder Fett, sich nach radial außen verlagern, also in denjenigen Bereich, in welchem die Planetenräder **74** durch Kämmeingriff mit den beiden Hohlrädern **80**, **82** einer vergleichsweise starken Verschleißbelastung unterliegen. Es reicht daher eine vergleichsweise geringe Menge viskosen Mediums, um diesen Effekt zu erreichen. Es ist nicht erforderlich, den gesamten gekapselten Volumenbereich zu füllen.

[0091] Man erkennt in der [Fig. 4](#), dass der zweite Drehmomentübertragungsweg **22** im Wesentlichen steif, also zumindest in erster Näherung mit unendlich hoher Steifigkeit S_2 ausgeführt ist. Die in diesen zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** eingeleiteten Schwingungsanteile des Drehmoments werden also im Wesentlichen ohne Phasenverschiebung bzw. Phasensprung und auch im Wesentlichen ohne Herbeiführung eines Dämpfungseffekts übertragen. Im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** ist jedoch die erste Phasenschieberanordnung **26** mit ihrem ersten Schwingungssystem **32** vorgesehen, wobei der Aufbau des ersten Schwingungssystems **32** im Wesentlichen einem herkömmlichen Torsionsschwingungsdämpfer bzw. Zweimassenschwungrad gleicht. Durch Auswahl der Massenverhältnisse an der Primärseite **28** und an der Sekundärseite **30** einerseits und der Federkonstante der Federanordnung **52** andererseits wird es möglich, die Lage der Resonanzfrequenz bzw. die Resonanzstelle dieses ersten Schwingungssystems **32** so vorzugeben, dass sie beispielsweise unter der Leerlaufdrehzahl eines für ein Antriebssystem vorgesehenen Antriebsaggregats oder zumindest nahe dieser Leerlaufdrehzahl liegt. Dies bedeutet, dass im normalen Arbeitsbereich das erste Schwingungssystem überkritisch arbeiten wird, was bedeutet, dass die an der Sekundärsei-

te **30** weitergeleiteten Schwingungsanteile des über den ersten Drehmomentübertragungsweg **20** übertragenen Drehmomentenanteils bezüglich der anregenden Schwingungsanteile bzw. auch der über den zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** übertragenen Schwingungsanteile mit einer Phasenverschiebung von maximal 180° übertragen werden.

[0092] Es sei nun zunächst angenommen, dass keine Schwingungsanteile vorhanden sind, also ein konstantes Drehmoment am Eingangsbereich **16** eingeleitet und am Ausgangsbereich **18** abgegeben werden soll. Dies bedeutet, dass der Planetenradträger **68** und die Primärseite **28** sowie auch die Sekundärseite **30** und mithin das antriebsseitige Hohlrad **82** mit identischer Drehzahl um die Drehachse A rotieren. In Folge dessen werden die Planetenräder **74** sich nicht um ihre eigenen Drehachsen drehen. Dies wiederum bedingt, dass auch das abtriebsseitige Hohlrad **82** mit der gleichen Drehzahl wie der Planetenradträger **72** drehen wird.

[0093] Tritt nun ein spontaner Drehmomentenanstieg der Antriebswelle **44** im Sinne einer Schwingungsanregung auf, so hat dies eine entsprechende Drehbeschleunigung im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22**, insbesondere des Planetenradträgers **72** zur Folge. Dieser versucht, durch die Wechselwirkung der Planetenräder **74** mit dem abtriebsseitigen Hohlrad **82** der Planetengetriebeanordnung **66** ein entsprechend ansteigendes Drehmoment bzw. eine entsprechend ansteigende Drehzahl auf den Ausgangsbereich **18** zu übertragen.

[0094] Der spontane Anstieg des Drehmoments bzw. der Drehzahl führt jedoch im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** dazu, dass unter Kompression der Federanordnung **52** eine Relativdrehung zwischen der Primärseite **28** und der Sekundärseite **30** auftritt. Diese Relativdrehung führt dazu, dass vorübergehend die Sekundärseite **30** mit etwas geringerer Drehzahl dreht, als die Primärseite **28** und somit auch mit geringerer Drehzahl als der Planetenradträger **72**. Diese geringere Drehzahl führt dazu, dass die Planetenräder **74**, nunmehr angetrieben durch eine Drehzahldifferenz zwischen der Sekundärseite **30** und dem Planetenradträger **72** um ihre eigenen Drehachsen drehen und dabei auch das abtriebsseitige Polrad **82** mitnehmen. Die Folge davon ist, dass das abtriebsseitige Hohlrad **82** der ansteigenden Drehzahl des Planetenradträgers **72** nicht folgen kann, da die durch die Sekundärseite **30** bewirkte Drehung der Planetenräder **74** eine gegenläufige Bewegung des abtriebsseitigen Hohlrads **82** auslöst.

[0095] In diesem Sinne werden dort, wo die beiden Drehmomentenanteile zusammengeführt werden, nämlich dort, wo die Planetenräder **74** mit den beiden Hohlrädern **80**, **82** in Kämmeingriff stehen, Schwingungsanteile, welche über die beiden

Drehmomentübertragungswege **20**, **22** geführt werden, einander im Sinne einer destruktiven Interferenz überlagert. Im nur theoretisch erreichbaren Idealfalle kommt es zu einer vollständigen Auslöschung dieser sich überlagernden Schwingungsanteile. Da im praktischen Falle im Bereich des ersten Schwingungssystems **32** Reibeffekte nicht vollständig ausgeschlossen werden können bzw. vor allem auch zur Dämpfung höherfrequenter Schwingungsanteile gewünscht sein können, wird der bei Übergang in den überkritischen Betriebszustand auftretende Phasensprung nicht exakt 180° betragen, sondern, je nach Größe der auftretenden Reibeffekte, etwas geringer sein.

[0096] Eine abgewandelte Ausgestaltungsform einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** ist in [Fig. 5](#) gezeigt. Im Folgenden wird dabei lediglich auf die zur Ausgestaltungsform der [Fig. 4](#) bestehenden Änderungen eingegangen.

[0097] Bei der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** der [Fig. 5](#) sind die Planetenräder **74** der Planetengetriebeanordnung **66** nicht als voll umlaufende Zahnräder, sondern als Zahnradsegmente ausgebildet. Diese sind in der [Fig. 6](#) in Kämmeingriff mit dem abtriebsseitigen Hohlrad **82** dargestellt. Da das antriebsseitige Hohlrad **80** und das abtriebsseitige Hohlrad **82** nur vergleichsweise geringe Relativedrehungen bezüglich des Planetenradträgers **72** ausführen werden und mithin auch die Planetenräder **74** nur in einem bestimmten Winkelbereich um ihre eigenen Drehachsen drehen werden, ist die segmentartige Ausgestaltung ausreichend und trägt zu einer Verringerung der Masse bzw. des Massenträgheitsmoments bei.

[0098] Man erkennt in [Fig. 5](#) weiter, dass der Planetenradträger **64** mit seinem zylindrischen Abschnitt **68** und seinem nach radial außen sich erstreckenden und die Planetenräder **74** drehbar tragenden Planetenradträgerabschnitt **72** zweiteilig ausgebildet ist. Diese beiden Teile können durch Verschweißen miteinander verbunden sein. Die Anbindung des zylindrischen Abschnitts **68** an die Antriebswelle **44** erfolgt über das winkelförmig ausgebildete Stützelement **60**, welches in seinem radial äußeren Bereich die Anlaufscheibe **58** trägt und in seinem radial inneren Bereich mit dem zylindrischen Abschnitt **68** des Planetenradträgers **64** durch Verschweißung verbunden ist. Eine zusätzliche zentrale Verschraubung kann somit entfallen.

[0099] Weiter erkennt man, dass der Planetenradträger **64** in seinem Planetenradträgerabschnitt **72** Durchgriffsöffnungen **92** aufweist. Diese sind radial dort positioniert, wo die Schraubbolzen **50** zur Festlegung an der Antriebswelle **44** eingebracht werden müssen. Entsprechend weisen auch das Zentralscheibenelement **50** in seinem radial inneren Bereich

und das abtriebsseitige Hohlrad **82** in seinem radial inneren Bereich Durchgriffsöffnungen **94**, **96** auf. Die Durchgriffsöffnungen **94** sind durch die Abschlusskappen **90** abgeschlossen. Entsprechend sind die Durchgriffsöffnungen **96** durch Abschlusskappen **98** abgeschlossen, so dass der die Planetenräder **74** enthaltende Volumenbereich wieder im Wesentlichen fluiddicht gekapselt ist.

[0100] Auch bei dieser Ausgestaltungsform ist der zweite Drehmomentübertragungsweg **22** mit im Vergleich zum ersten Drehmomentübertragungsweg **20** sehr großer Steifigkeit, also im Wesentlichen ohne Elastizität ausgebildet, wobei selbstverständlich die verschiedenen der Drehmomentübertragung dienenden Bauteile, insbesondere der Planetenradträger **64**, bei anliegendem Drehmoment eine unvermeidbare Verformung bzw. Tordierung erfahren und somit auch bei vergleichsweise steifer Ausgestaltung eine gewisse Elastizität aufweisen, die jedoch zu einer Eigenfrequenz deutlich über dem relevanten Frequenzbereich, also außerhalb des im normalen Fahrbetrieb auftretenden Drehzahlbereichs, führt.

[0101] Eine weitere Abwandlung ist in [Fig. 7](#) gezeigt. Bei dieser Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** ist das erste Schwingungssystem **32** im ersten Drehmomentübertragungsweg zweistufig ausgebildet. Die Federanordnung **52** umfasst hier zwei zueinander radial gestaffelt liegende Federsätze **100**, **102**. Der Federsatz **100** nimmt ein Antriebsdrehmoment von den beiden Deckscheibenelementen **46**, **48** auf und gibt dieses an das Zentralscheibenelement **54** weiter. Das Zentralscheibenelement **54** bildet den Eingang der radial inneren, zweiten Dämpferstufe. Beidseits des radial inneren Bereichs des Zentralscheibenelements **54** liegen weitere Deckscheibenelemente **104**, **106**. Diese geben das in dem Federsatz **102** über das Zentralscheibenelement **54** aufgenommene Drehmoment weiter an das antriebsseitige Hohlrad **80**, mit welchem sie durch Nietbolzen **108** fest verbunden sind.

[0102] Der Planetenradträger **64** ist mehrteilig aufgebaut, und der zylindrische Abschnitt **68** desselben ist durch den Schraubbolzen **70** zentral an die Antriebswelle **44** drehfest angebunden. Auf diesem zylindrischen Abschnitt **68** ist nunmehr der radial innere Bereich des Masseteils **56**, welches auch als antriebsseitiges Hohlrad **80** wirksam ist, über das Lager **86** gelagert.

[0103] Der Planetenradträgerabschnitt **72** ist vom zylindrischen Abschnitt **68** getrennt ausgebildet und über eine nachfolgend mit Bezug auf die [Fig. 9](#) erläuterte Fluiddämpfungsanordnung F_2 damit gekoppelt.

[0104] Man erkennt, dass der Planetenradträgerabschnitt **72** zusammen mit einem ringscheibenartigen Deckelement **110** eine Aufnahmekammer **112** für

mehrere in Umfangsrichtung aufeinander folgende Verdrängungselemente bzw. Scherkeile bildet. Dieser Aufnahmeraum **112** ist nach radial innen durch einen ringartigen Ansatz **114** am zylindrischen Abschnitt **68** des Planetenradträgers **64** begrenzt. An diesem ringartigen Ansatz **114** sind in Zuordnung zu den Scherkeilen **116** nach radial außen vorspringende Mitnahmeabschnitte **118** ausgebildet, so dass bei Umfangsbewegung des zylindrischen Abschnitts **68** eine entsprechende Mitnahme der Scherkeile **116** erzwungen wird. Diese liegen, wie die [Fig. 7](#) dies zeigt, mit ihren beiden axialen Stirnflächen an dem Planetenradträgerabschnitt **72** bzw. dem Deckelement **110** an und können zwischen diesen beiden Bauteilen beispielsweise unter Erzeugung eines Reibschlusses eingeklemmt sein. Der Raumbereich **112** ist weiterhin mit einem viskosen Medium, beispielsweise Öl oder Fett, gefüllt.

[0105] Bei Übertragung eines Drehmoments werden durch den zylindrischen Abschnitt **68** die Scherkeile **116** in Umfangsrichtung beaufschlagt. Durch ihre Wechselwirkung mit dem Planetenradträgerabschnitt **72** und dem Deckelement **110** erfahren sie dabei bei elastischer Ausgestaltung derselben eine Scherverformung oder/und sie bewegen sich bezüglich diesen beiden Bauteilen gleitend und erzeugen somit eine Reibkraft, so dass auch die Funktionalität der Reibungsdämpfungsanordnung R_2 erfüllt werden kann. Da diese Verformungsbewegung bzw. Umfangsbewegung unter Verdrängung des in dem Aufnahmeraum **112** enthaltenen viskosen Mediums erfolgt, ist zusätzlich auch für eine fluidische Dämpfungswirkung gesorgt.

[0106] Bei der in [Fig. 8](#) gezeigten Variante ist im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** zusätzlich eine Steifigkeit S_2 zum Aufbau eines zweiten Schwingungssystems **36** mit deutlich niedriger liegender Resonanzfrequenz vorgesehen. Hierzu ist eine Federanordnung **118** beispielsweise mit mehreren in Umfangsrichtung aufeinander folgenden Federn zwischen dem ringartigen Ansatz **114** des zylindrischen Abschnitts **68** und dem radial inneren Bereich des Planetenradträgerabschnitts **72** des Planetenradträgers **64** angeordnet. Parallel dazu wirken die vorangehend mit Bezug auf die [Fig. 9](#) bereits beschriebenen, dämpfend wirksamen Anordnungen R_2 und F_2 .

[0107] Die Resonanzfrequenz bzw. die Resonanzstelle dieses zweiten Schwingungssystems **36** im zweiten Drehmomentübertragungsweg ist auf die Resonanzfrequenz bzw. Resonanzstelle des ersten Schwingungssystems im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** so abgestimmt, dass bei ansteigender Drehzahl und mithin auch ansteigender Regungsfrequenz bzw. ansteigender Frequenz der im Drehmoment enthaltenen Schwingungsanteile zunächst das Schwingungssystem **32** in seinen überkritischen Zustand übergeht, während das Schwingungssys-

tem **36** noch im unterkritischen Zustand verbleibt. Der vorangehend erläuterte Phasensprung wird also zunächst nur im ersten Schwingungssystem **32** auftreten, beispielsweise bereits vor Erreichen der Leerlaufdrehzahl oder im Bereich der Leerlaufdrehzahl. Bei weiter ansteigender Drehzahl erfolgt dann die vorangehend erläuterte Überlagerung gegeneinander phasenverschobener Drehmomentenanteile, bis auch beispielsweise im Bereich der maximal erreichbaren Drehzahl des Antriebssystems das zweite Schwingungssystem **36** in seinen überkritischen Zustand übergeht und somit auch im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** der Phasensprung auftritt. Wie bereits erläutert, beträgt der Phasensprung maximal 180° . Seine tatsächliche Größe wird jedoch von den auftretenden Reibeffekten abhängen. Durch Einstellung der in den beiden Drehmomentübertragungswegen auftretenden reibend bzw. fluidisch dämpfend wirksamen Anordnungen kann somit die Größe des relativen Phasensprungs zwischen den beiden Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** eingestellt werden, so dass auch bei einem Zustand, in dem beide Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** bzw. die darin angeordneten Schwingungssysteme **32**, **36** überkritisch arbeiten, noch eine zu einer Schwingungsminderung beitragende Überlagerung erreichbar ist.

[0108] In [Fig. 8](#) erkennt man weiterhin, dass im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** eine so genannte Flexplatte, allgemein also eine axial elastische Platte **120**, vorgesehen ist. Über diese axial elastische Platte **120** ist die Primärseite **28**, also das Deckscheibenelement **46** derselben, an die Antriebswelle **44** mittels der Schraubbolzen **50** angebunden. Dadurch wird eine axiale Schwingungsentkoppelung des ersten Drehmomentübertragungswegs **20** von der Antriebswelle **44** erreicht. Um dies beispielsweise auch im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** zu erreichen, könnte der Planetenradträger **64**, der ohnehin mehrteilig ausgebildet ist, beispielsweise im Bereich seines Planetenradträgerabschnitts **72** axial elastisch ausgeführt sein.

[0109] Die [Fig. 10](#) zeigt in ihren Darstellungen a), b) und c) spezielle Ausgestaltungen der Planetenräder **74**. Während bei den vorangehend beschriebenen Ausgestaltungsformen diese mit einem einzigen Verzahnungsbereich **123** ausgebildet sind (siehe auch [Fig. 10c](#)), der auf dem gleichen radialen Niveau – bezüglich der Drehachsen der Planetenräder **74** – sowohl mit dem antriebsseitigen Hohlrad **80**, als auch dem abtriebsseitigen Hohlrad **82** zusammenwirkt, ist in [Fig. 10a](#)) ein gestuft ausgebildetes Planetenrad **74** erkennbar. Dieses weist einen ersten Verzahnungsbereich **122** zur Zusammenwirkung mit dem antriebsseitigen Hohlrad **80** und einen weiter radial innen liegenden zweiten Verzahnungsbereich **124** zur Zusammenwirkung mit dem abtriebsseitigen Hohlrad **82** auf. Hier ist für die bei-

den Verzahnungsabschnitte **122**, **124** und somit auch die Wechselwirkung mit den beiden Hohlrädern **80**, **82** ein Übersetzungsverhältnis von $i > 1$ vorgesehen. Auf diese Art und Weise wird es möglich, die über die beiden Drehmomentübertragungswege **20**, **22** übertragenen Drehmomentenanteile des gesamt zu übertragenden Drehmoments einzustellen, wobei dem in **Fig. 10a**) gezeigten Ausgestaltungsbeispiel durch das Übersetzungsverhältnis von $i > 1$ erreicht wird, das über jeden der beiden Drehmomentübertragungswege **20**, **22** ein Anteil des Drehmoments übertragen wird und diese beiden Anteile in der Koppelanordnung **24** wieder zusammengeführt werden. In dem in **Fig. 10b**) gezeigten Falle ist das Übersetzungsverhältnis i der Koppelanordnung **24** kleiner als 1. Dies führt dazu, dass im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** unter Verstärkung des auf den ersten Drehmomentübertragungsweg **20** geleiteten Drehmoments eine Drehmomentenabsenkung bzw. Umkehr des Drehmomentenflusses stattfindet. Der in diesem Falle über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleitete Drehmomentenanteil ist mithin gegenüber dem eingeleiteten Drehmoment verstärkt und überlagert sich mit dem im zweiten Drehmomentübertragungsweg in umgekehrter Richtung geleiteten Drehmoment in der Kopplungsanordnung **24**. Auch auf diese Weise wird eine destruktive Überlagerung von in den beiden Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** vorhandenen Schwingungsanteilen erreicht.

[0110] In dem Fall, in welchem gilt: $i = 1$, würde eine Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes über die beiden Drehmomentübertragungswege tatsächlich nicht stattfinden und insofern auch keine durch Überlagerung phasenverschobener Schwingungsanteile eingeführte Dämpfungsfunktionalität erzielt werden können. Vielmehr wäre bei derartiger Ausgestaltung das über den zweiten Drehmomentübertragungsweg übertragene Drehmoment gleich Null. Um gleichwohl bei der in **Fig. 10c**) gezeigten Ausgestaltung der Planetenräder **74** als normale Stirnräder, also mit einer für die beiden Hohlräder **80**, **82** auf gleichem radialen Niveau liegenden Außenumfangsverzahnung **123**, ein von 1 verschiedenes, gleichwohl jedoch nahe bei 1 liegendes Übersetzungsverhältnis erlangen zu können, können die beiden Hohlräder **80**, **82** mit zueinander unterschiedlicher Profilverschiebung ausgebildet sein. Dies vereinfacht grundsätzlich den Aufbau, insbesondere im Bereich der Planetenräder **74**, gestattet jedoch das Vorsehen eines von 1 verschiedenen Übersetzungsverhältnisses und somit das Übertragen eines Teils des Drehmomentes über den zweiten Drehmomentübertragungsweg.

[0111] Die **Fig. 11** zeigt den Einsatz einer erfindungsgemäß aufgebauten Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** bei einem Hybridantriebsmodul **126**. Der Eingangsbereich **16** der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** ist über eine Koppelplatte

128 und eine damit zu verbindende, in der **Fig. 11** nicht dargestellte Flexplatte oder dergleichen an eine Antriebswelle, also beispielsweise die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, anzubinden. Der Ausgangsbereich **18**, hier im Wesentlichen bereitgestellt durch das abtriebsseitige Hohlrad **82**, ist mit dem Gehäuse **130** einer nasslaufenden Lamellenkupplung **132** durch Verschraubung fest verbunden. Ein Abtriebsselement **134** der nasslaufenden Lamellenkupplung ist mit einer nicht dargestellten Abtriebswelle, also beispielsweise einer Getriebeeingangswelle, drehfest zu koppeln. Mit dem Abtriebsselement **134** ist weiterhin der Rotor **136** einer Elektromaschine **138** zur gemeinsamen Drehung gekoppelt. Eine Statoranordnung **140** der Elektromaschine **138** ist beispielsweise über ein das Gehäuse **130** der nasslaufenden Lamellenkupplung **132** lagerndes Trägerelement **142** getragen.

[0112] Es sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass die Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, wie sie in **Fig. 11** gezeigt ist, in ihrem grundsätzlichen Aufbau der in **Fig. 4** gezeigten Ausgestaltungsvariante entspricht. Selbstverständlich könnten auch die anderen vorangehend erläuterten und in verschiedenen Bereichen auch modifizierten Drehschwingungsdämpfungsanordnungen hier zum Einsatz gelangen. Auch sei weiter darauf hingewiesen, dass das Hybridantriebsmodul **126** insofern, als der Aufbau der nasslaufenden Lamellenkupplung **132** bzw. auch der Elektromaschine **138** betroffen ist, anders ausgeführt sein könnte, als in **Fig. 11** dargestellt.

[0113] Die **Fig. 12** zeigt die Integration einer erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** in einen hydrodynamischen Drehmomentwandler **144**. Dieser weist ein mit Fluid gefülltes oder füllbares Wandlergehäuse **146** und an einer Innenseite desselben getragen eine Mehrzahl von Pumpenradschaufeln **148** zum Bereitstellen eines Pumpenrads **150** auf. Im Wandlergehäuse **146** ist ein Turbinenrad **152** mit den Pumpenradschaufeln **148** axial gegenüber liegenden Turbinenradschaufeln **154** angeordnet. Das Turbinenrad **152** ist über eine Turbinenradnabe **156** mit einer nicht dargestellten Abtriebswelle, beispielsweise Getriebeeingangswelle, zu koppeln. Zwischen dem Turbinenrad **152** und dem Pumpenrad **150** ist ein allgemein mit **158** bezeichnetes Leitrad angeordnet, das über eine Freilaufanordnung auf einer nicht dargestellten Stützhohlwelle um die Drehachse A in einer Richtung drehbar getragen ist.

[0114] Eine Überbrückungskupplung **160** umfasst einen Kupplungskolben **162**, der bedingt durch die Druckverhältnisse im Inneren des Wandlergehäuses in und außer Reibeingriff mit diesem gebracht werden kann. Der Kupplungskolben **162** bildet dabei im Wesentlichen auch den Eingangsbereich **16** der

Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**. Der Planetenradträger **64** ist in seinem radial äußeren Bereich mit dem Kupplungskolben **162** zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A gekoppelt, wobei jedoch zum Ermöglichen des Ein- und Ausrückens der Kupplungskolben **162** axial bezüglich des Planetenradträgers **64** beweglich ist. In seinem radial inneren Bereich trägt der Planetenradträger **64** die Planetenräder **74**. Diese stehen in ihrem radial äußeren Bereich in Kämmeingriff mit dem antriebsseitigen Hohlrad **80** und im abtriebsseitigen Hohlrad **82**, das wiederum in seinem radial inneren Bereich mit der Turbinenradnabe **156** beispielsweise durch Verschraubung drehfest verbunden ist.

[0115] Der erste Drehmomentübertragungsweg **20** umfasst auch bei dieser Ausgestaltungsvariante wieder das erste Schwingungssystem **32** mit der Federanordnung **52** und einer die beiden Deckscheiben **46**, **48** umfassenden Primärseite **28** und einer das Zentralscheibenelement **54** umfassenden Sekundärseite **30**. Das Zentralscheibenelement **54** ist in seinem radial inneren Bereich auf der Turbinenradnabe **156** drehbar gelagert und ist in seinem radial äußeren Bereich mit dem antriebsseitigen Hohlrad **80** beispielsweise durch Vernietung fest verbunden. Ein zwischen dem Deckscheibenelement **48** und dem Zentralscheibenelement **54** wirksames Vorspannfederelement **62** presst das Zentralscheibenelement **54** axial gegen den radial inneren Bereich des Deckscheibenelements **46**, so dass hier eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 bereitgestellt ist.

[0116] Auf Grund der Tatsache, dass das Wandlergehäuse **146** im Allgemeinen vollständig mit Öl gefüllt sein wird, bewegen sich die Primärseite **28** und die Sekundärseite **30** des Schwingungssystems **32** bei auftretenden Drehungleichförmigkeiten bezüglich einander in einem viskosen Medium, nämlich dem Öl, so dass auf diese Art und Weise auch die Fluiddämpfungsanordnung F_1 realisiert ist.

[0117] Durch die Aufzweigung in den ersten Drehmomentübertragungsweg **20** und den zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** wird im Einrückzustand der Überbrückungskupplung **160** erreicht, dass insbesondere von einer Brennkraftmaschine generierte Drehungleichförmigkeiten nicht über den hydrodynamischen Drehmomentwandler **144** hinweg übertragen und somit in den weiteren Antriebsstrang weitergeleitet werden bzw. nur in gedämpfter Weise weitergeleitet werden.

[0118] Im Folgenden werden mit Bezug auf verschiedene prinzipartige Darstellungen Variationsmöglichkeiten einer erfindungsgemäß aufgebauten Drehschwingungsdämpfungsanordnung erläutert.

[0119] Die [Fig. 13](#) zeigt dabei grundsätzlich einen Aufbau, wie er vorangehend mit Bezug auf die [Fig. 1](#)

bereits erläutert wurde. In jedem der Drehmomentübertragungswege **20**, **22** ist eine Steifigkeit S_1 bzw. S_2 und parallel dazu geschaltet jeweils eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 , R_2 bzw. eine Fluiddämpfungsanordnung F_1 , F_2 vorgesehen. Zum Bereitstellen der Phasenverschiebung weisen die beiden Steifigkeiten S_1 bzw. S_2 und die damit aufgebauten Schwingungssysteme zueinander unterschiedliche Eigenfrequenzen auf.

[0120] Die [Fig. 14](#) zeigt eine Variante, bei welcher die Planetenräder **74** der als Koppelanordnung **24** wirksamen Planetengetriebeanordnung **64** radial außen nicht mit Hohlrädern **80**, **82**, sondern mit über den Umfang verteilt angeordneten antriebsseitigen Stirnrädern **164** und abtriebsseitigen Stirnrädern **166** zusammenwirken. Diese sind an der Sekundärseite **30** des ersten Schwingungssystems **32** einerseits bzw. am Ausgangsbereich **18** jeweils drehfest gehalten und wirken somit zur Drehmomentenübertragung bzw. Abstützung mit den beiden Planetenrädern **74** zusammen.

[0121] Bei der in [Fig. 15](#) dargestellten Variante sind die an der Sekundärseite **30** des ersten Schwingungssystems **32** bzw. auch am Ausgangsbereich **18** der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** vorgesehenen Stirnräder an der radialen Innenseite der Planetenräder **74** angeordnet.

[0122] Die [Fig. 16](#) veranschaulicht einen Aufbau, der demjenigen der [Fig. 7](#) ähnlich ist. Die Federanordnung **52** der Steifigkeit S_1 der Phasenschieberanordnung **26** umfasst hier zwei seriell wirksame Federsätze **102** und parallel dazu jeweils eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 . Parallel zur gesamten Federanordnung **52** bzw. zur Steifigkeit S_1 wirkt eine Fluiddämpfungsanordnung F_2 . Zwischen den beiden Federsätzen **100**, **102** ist insbesondere durch die diese zur Drehmomentübertragung koppelnden Bauteile eine Zwischenmasse **Z** gebildet. Der zweite Drehmomentübertragungsweg **22** umfasst seriell zur Steifigkeit S_2 eine Fluiddämpfungsanordnung F_1 . Weiterhin ist die beispielsweise im Bereich einer Kupplungsscheibe angeordnete dritte Steifigkeit S_3 mit einer dazu parallel liegenden Reibungsdämpfungsanordnung R_3 zu erkennen.

[0123] Bei der in [Fig. 17](#) gezeigten Abwandlung, welche grundsätzlich auf dem in [Fig. 16](#) gezeigten Aufbau basiert, ist im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** parallel zur Steifigkeit S_2 sowohl eine Reibungsdämpfungsanordnung R_2 als auch eine Fluiddämpfungsanordnung F_2 vorgesehen.

[0124] Die [Fig. 18](#) veranschaulicht die Integration einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** mit den beiden Drehmomentübertragungswegen **20**, **22** in ein Hybridantriebsmodul **126**. Im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** umfasst die erste Steifig-

keit S_1 wieder die beiden seriell wirksamen Federsätze **100**, **102** der Federanordnung **52** und dazu jeweils parallel eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 . Im zweiten Drehmomentübertragungsweg ist parallel zur Steifigkeit S_2 eine Reibungsdämpfungsanordnung R_2 wirksam. Schematisch dargestellt ist eine beispielsweise in Form der nasslaufenden Lammellenkupplung **132** ausgebildete Kupplung, welche eine Abkopplung/Ankopplung eines Antriebsaggregats, also beispielsweise einer Brennkraftmaschine, und damit auch der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** vom/an den folgenden Teil des Antriebsstrangs und somit insbesondere auch der Elektromaschine **138** realisiert. Folgend auf die Elektromaschine **138** kann mit einer weiteren als Anfahrlelement wirksamen Kupplung **170** der Drehmomentenfluss beispielsweise zur Durchführung von Schaltvorgängen im Getriebe **14** unterbrochen werden.

[0125] Die [Fig. 19](#) veranschaulicht in prinzipieller Weise die Integration der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** in einen hydrodynamischen Drehmomentwandler **144**. Deutlich erkennbar ist die Aufgliederung der Drehmomentübertragung folgend auf die Überbrückungskupplung **160** in die beiden Drehmomentübertragungswege **20** und **22**. Im Drehmomentübertragungsweg **20** ist der erste Phasenschieber **26** mit seiner ersten Steifigkeit S_1 bzw. dem Schwingungssystem **32** angeordnet. Im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** liegt der Planetenradträger **64** mit seinen daran drehbar getragenen Planetenrädern **74**. Diese stehen in Kämmeingriff mit dem antriebsseitigen und an die Sekundärseite **30** des Schwingungssystems **32** angebundenen antriebsseitigen Hohlrad **80** und dem an die Turbinenradnabe **156** angebundenen abtriebsseitigen Hohlrad **82**. So wie bei dem in [Fig. 12](#) gezeigten Aufbau ist auch hier die Torsionsschwingungsdämpferanordnung **10** grundsätzlich nur dann wirksam, wenn die Überbrückungskupplung **160** in einem Einrückzustand ist.

[0126] Bei dem in [Fig. 20](#) gezeigten Aufbau ist neben dem Schwingungssystem **32** im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** und im Drehmomentenfluss nach der Koppelanordnung **24** ein drittes Schwingungssystem **42** im Ausgangsbereich **18** mit einer dritten Steifigkeit S_3 und parallel dazu einer Reibungsdämpfungsanordnung R_3 wirksam. Zwischen den beiden Schwingungssystemen **32**, **42** bildet das Turbinenrad **152** eine Zwischenmasse Z , was sich im Einrückzustand der Überbrückungskupplung **160** zur Schwingungsdämpfung vorteilhaft auswirkt. Weiterhin ist das dritte Schwingungssystem **42** auch bei ausgerückter Überbrückungskupplung **160**, also bei einer Drehmomentübertragung vom Pumpenrad **150** über das Turbinenrad **152** zur Turbinenradnabe **156** wirksam.

[0127] Die [Fig. 21](#) zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, bei welcher das im ers-

ten Drehmomentübertragungsweg **20** vorgesehene Schwingungssystem **32** insgesamt drei Steifigkeiten S_1 umfasst. Zwei davon sind zueinander seriell geschaltet. Eine dritte der Steifigkeiten S_1 ist zur ersten der beiden seriell geschalteten Steifigkeiten S_1 parallel geschaltet. Zu jeder der drei Steifigkeiten S_1 ist parallel eine Reibungsdämpfungsanordnung R_1 geschaltet. Weiterhin wirkt im Schwingungssystem **32** parallel zu den Steifigkeiten S_1 eine Fluid-dämpfungsanordnung F_1 . Im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** ist ein Schwingungssystem **36** mit einer Steifigkeit S_2 und parallel dazu einer Reibungsdämpfungsanordnung R_2 und einer Fluid-dämpfungsanordnung F_2 vorgesehen.

[0128] Es sei mit Bezug auf die [Fig. 21](#) noch einmal betont, dass jede der Steifigkeiten S_1 bzw. S_2 sowie auch die in eine Kupplungsscheibe einer Reibungskupplung integrierte Steifigkeit S_3 jeweils Federanordnungen mit mehreren seriell oder/und ineinander geschachtelten Federn, insbesondere Schraubendruckfedern, umfassen kann.

[0129] Die [Fig. 22](#) zeigt eine tabellarische Auflistung verschiedener Größen bzw. Verhältnissen davon, wie sie bei einer erfindungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung vorgesehen sein können. Es sei darauf hingewiesen, dass jede der in der Tabelle 1 angegebenen Größen bzw. jedes Verhältnis mit dem jeweils zugeordneten Zahlenwert bzw. Zahlenbereich einzeln oder in Kombination mit einer oder beliebigen weiteren dieser Größe bei jeder der vorangehend beschriebenen Drehschwingungsdämpfungsanordnungen realisiert sein kann.

[0130] Zur Erläuterung der Tabelle 1 sei ausgeführt, dass mit den Anhängen „min“ bzw. „max“ jeweils ein minimaler Wert bzw. ein maximaler Wert für eine bestimmte Größe, beispielsweise das dem Eingangsbereich zugeordnete Massenträgheitsmoment M_E angegeben. Der optimale Wert für dieses Massenträgheitsmoment M_E des Eingangsbereichs liegt also beispielsweise zwischen $0,05 \text{ kgm}^2$ und 2 kgm^2 , wie den Zeilen 1 und 2 der Tabelle 1 zu entnehmen ist.

[0131] Weiter hat sich gezeigt, dass das Verhältnis d des Massenträgheitsmomentse M_E des Eingangsbereichs **16** bzw. auch der Primärseite **28** zu dem Massenträgheitsmoment M_1 , also dem sekundärseitigen Massenträgheitsmoment im ersten Drehmomentübertragungsweg **20**, vorteilhafterweise in einem Bereich von 1 bis 10 liegen sollte. Ein Verhältnis e des sekundärseitigen Massenträgheitsmoments M_1 des ersten Drehmomentübertragungsweg zu einem Massenträgheitsmoment M_2 im zweiten Drehmomentübertragungsweg, ggf. auch hier also dem sekundärseitigen Massenträgheitsmoment bzw. dem Gesamt-massenträgheitsmoment, wenn keine Elastizität vorhanden ist, sollte vorteilhafterweise im Bereich von 2 bis 20 liegen.

[0132] Weiter hat sich gezeigt, dass die Steifigkeit S_2 im zweiten Drehmomentübertragungsweg **22** vorteilhafterweise über 800 Nm/° , am meisten bevorzugt über 1500 Nm/° liegen sollte. Dies führt zu einem sehr steifen, Drehschwingungen im Wesentlichen nicht zulassenden zweiten Drehmomentübertragungsweg **22**, so dass im auftretenden Frequenz- bzw. Anregungsbereich Eigenschwingungen dieses Drehmomentübertragungswegs im Wesentlichen verhindert werden. Eine durch Schwingungsanregung induzierte Phasenverschiebung tritt dann im Wesentlichen nur im ersten Drehmomentübertragungsweg auf. Es sei hier noch einmal betont, dass selbstverständlich das Schwingungsverhalten auch des zweiten Drehmomentübertragungswegs **22** durch das Vorsehen einer Reibungsdämpfungsanordnung oder einer Fluiddämpfungsanordnung beeinflusst werden kann und somit in Abstimmung auf das Schwingungsverhalten des ersten Drehmomentübertragungswegs in einem optimalen Bereich gehalten werden kann.

[0133] Mit Hinblick auf die verschiedenen Steifigkeiten bzw. Federsteifigkeiten in den beiden Drehmomentübertragungswegen ist auszuführen, dass die Steifigkeit bzw. die Gesamtsteifigkeit im ersten Drehmomentübertragungsweg, welcher als Hauptzweig der Drehmomentübertragung betrachtet werden kann, vorzugsweise so gewählt wird, dass eine tiefe Abstimmung erreicht wird. Dies bedeutet, dass die Eigenfrequenz des im ersten Drehmomentübertragungsweg vorhandenen Schwingungssystems in einem Drehzahlbereich unter dem im normalen Betrieb auftretenden Betriebsdrehzahlbereich liegt, der im Allgemeinen zwischen einer Leerlaufdrehzahl und einer maximalen Drehzahl, welche durch ein Antriebsaggregat bereitgestellt werden kann, liegt. Die Steifigkeiten können ein- oder mehrstufig ausgebildet sein und beispielsweise einen maximalen Verdrehwinkel zwischen der Primärseite und der Sekundärseite von etwa 80° zulassen.

[0134] Die Steifigkeit im zweiten Drehmomentübertragungsweg, welcher als Überlagerungszweig betrachtet werden kann, ist vorzugsweise so gewählt, dass eine hohe Abstimmung erreicht wird. Dies bedeutet, dass die Eigenfrequenz des im zweiten Drehmomentübertragungsweg vorhandenen Schwingungssystems über dem Betriebsdrehzahlbereich liegen sollte. Dies bedeutet, dass im normalen Betrieb ein Übergang des Schwingungssystems im zweiten Drehmomentübertragungsweg in einen überkritischen Zustand nicht auftreten wird.

[0135] Die Fluiddämpfung bzw. viskose Dämpfung im ersten Drehmomentübertragungsweg, also dem Hauptzweig der Drehmomentübertragung, wird vorzugsweise in Abhängigkeit von verschiedenen weiteren Betriebsgrößen bzw. Parametern ausgewählt, wobei vorgesehen sein kann, dass die im ersten Drehmomentübertragungsweg erreichbare Eigenfre-

quenz bzw. Resonanzfrequenz unter der Leerlaufdrehzahl liegt und somit die Reduzierung der Drehungleichförmigkeiten günstig beeinflusst wird.

[0136] Im zweiten Drehmomentübertragungsweg, also dem Überlagerungszweig, kann die Fluiddämpfung gleichermaßen abhängig von weiteren Betriebsgrößen bzw. Parametern eingestellt werden, vorzugsweise so, dass hier die Eigenfrequenz über der maximal erreichbaren Drehzahl, also außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs liegt und somit ebenfalls die Reduzierung von Drehungleichförmigkeiten vorteilhaft beeinflusst werden kann.

[0137] Bei der Reibungsdämpfung kann beispielsweise durch verschiedene konstruktive Maßnahmen der im ersten Drehmomentübertragungsweg, also im Hauptzweig vorhandene Reibwert so gewählt werden, dass er möglichst nahe beim Optimalwert von 0 Nm liegt. Hierzu können besonders reibungsarme Anbindungen bzw. Kopplungen der verschiedenen in Wechselwirkung tretenden Elemente gewählt werden. Insbesondere ist es möglich, durch die Auswahl sehr reibungsarmer bzw. reibungsmindernder Materialien die systembedingt nie völlig auszuschließende Reibung so weit als möglich zu reduzieren. Je geringer die Reibung im ersten Drehmomentübertragungsweg, desto näher bewegt sich der beim Übergang in den überkritischen Zustand erreichbare Phasensprung an den Maximalwert von 180° heran.

[0138] Bei der Koppelanordnung, welche, wie vorangehend dargestellt, mit zwei Hohlrädern, nämlich einem ersten Hohlrad im ersten Drehmomentübertragungsweg und einem zweiten Hohlrad am Abtrieb, sowie Planetenrädern im zweiten Drehmomentübertragungsweg aufgebaut sein kann, wird durch Einstellung des Übersetzungsverhältnisses beispielsweise in einem Bereich zwischen $0,5$ und 2 die Aufteilung bzw. die Größe des über den ersten Drehmomentübertragungsweg zu leitenden Drehmoments beeinflusst. Hier hat sich gezeigt, dass ein optimaler Wert des Übersetzungs- bzw. Aufteilungsverhältnisses zwischen $0,7$ und $1,3$ liegen kann.

[0139] Die [Fig. 23](#) zeigt eine weitere alternative Ausgestaltungsart einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, welche in ihrem prinzipiellen Aufbau derjenigen der [Fig. 4](#) entspricht. Während jedoch bei der in [Fig. 4](#) gezeigten Ausgestaltungsform die im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** vorgesehene Phasenschieberanordnung **26** und die die Planetengetriebeanordnung **66** umfassende Kopplungsanordnung **24** axial aufeinander folgend, also nebeneinander liegend angeordnet sind und sich die Planetenräder **74** nach radial außen bis in den Bereich der Dämpfertedern **52** erstrecken, liegt bei der in [Fig. 23](#) dargestellten Ausgestaltungsform die Kopplungsanordnung **24**, also im Wesentlichen die Planetenradanordnung **66** mit ihren Planetenrädern

74 und auch den beiden Hohlrädern **80**, **82**, radial innerhalb der Phasenschieberanordnung **26** und mit dieser sich im Wesentlichen vollständig axial überlappend. Hier wird also eine axial sehr kurzbauende Ausgestaltung mit effizienter Ausnutzung des radial inneren Bauraums erreicht.

[0140] Man erkennt in [Fig. 23](#), dass der scheibenartig ausgebildete Planetenradträger **64** zusammen mit dem Deckscheibenelement **46** des ersten Drehmomentübertragungswegs **20** durch die Schraubbolzen **50** an einer Antriebswelle oder dergleichen festgelegt wird. Um Zugriff zu diesen Schraubbolzen zu erhalten, ist in dem auch als Schwungmasse wirksamen ringartigen Reibflächenelement **84** radial innen eine Mehrzahl von durch Verschlusskappen **90** verschlossenen Durchgriffsöffnungen vorgesehen. Das Reibflächenelement **84** ist mit dem Hohlrad **82** beispielsweise durch Vernietung fest verbunden und ist radial innen mittels eines Lagers **88** auf einem axial sich erstreckenden Ansatz des Deckscheibenelements **46** drehbar gelagert und dort auch axial abgestützt. In seinem radial äußeren Bereich ist das abtriebsseitige Hohlrad **82** mittels eines weiteren Lagers **200** bezüglich des antriebsseitigen Hohlrads **80**, welches das abtriebsseitige Hohlrad **82** axial übergreift, drehbar abgestützt. An einem nach radial außen sich erstreckenden Abschnitt des antriebsseitigen Hohlrads **80** kann eine die sekundärseitige Masse der Phasenschieberanordnung **26** erhöhende Zusatzmasse **202** beispielsweise durch Vernietung festgelegt sein.

[0141] Das Zentralscheibenelement **54** der Phasenschieberanordnung **26** ist auf einen Außenumfangsbereich des antriebsseitigen Hohlrads **80** aufgesetzt und damit drehfest verbunden. Dies kann durch Presspassung, durch Formschluss (Steckverzahnung oder dergleichen) oder Reibschluss erfolgen. Auch eine Schweißverbindung des Zentralscheibenelements **54** mit dem antriebsseitigen Hohlrad **80** ist möglich.

[0142] In einem Bereich radial außerhalb des Lagers **200** ist das antriebsseitige Hohlrad **80** bezüglich des Deckscheibenelements **48** durch ein Dichtungselement **204** fluiddicht angeschlossen, so dass ein dichter Abschluss für den die Dämpferfedern **52** des Schwingungssystems **32** aufnehmenden Volumenbereich erhalten werden kann.

[0143] In diesem Volumenbereich kann ein Fluid (niedrig- oder höherviskos), ein Haftschmiermittel oder ein anderes viskoses Medium vorgesehen sein, so dass gleichzeitig auch die Funktionalität einer Fluiddämpfung bei Relativdrehung der Primärseite **28** bezüglich der Sekundärseite **30** erreicht werden kann.

[0144] Es sei hier darauf hingewiesen, dass die in den verschiedenen Bereichen eingesetzten La-

ger selbstverständlich sowohl als Gleit- als auch als Wälzkörperlager ausgebildet sein können. Bei Ausgestaltung mit Wälzkörperlagern können diese vorzugsweise gekapselt ausgebildet sein, um gleichzeitig auch dort, wo jeweilige Lagerstellen gebildet sind, einen fluiddichten Abschluss erlangen zu können, also beispielsweise auch im Bereich der Lager **88** und **200**.

[0145] Die [Fig. 24](#) zeigt eine Ausgestaltung einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, bei welcher beispielsweise in den beiden Drehmomentübertragungswegen **20** und **22** wieder jeweilige Phasenschieberanordnungen **26**, **34** mit Schwingungssystemen **32**, **36** vorgesehen sind. Selbstverständlich könnte auch hier nur im ersten Drehmomentübertragungsweg **20** eine Phasenschieberanordnung **26** vorgesehen sein, während der zweite Drehmomentübertragungsweg **22** vergleichsweise steif ausgebildet sein kann.

[0146] Im zweiten Drehmomentübertragung **22** ist der Planetenradträger **64** mit den in Umfangsrichtung daran verteilt liegenden Planetenrädern **74**, hier mit Verzahnungen **122**, **124** mit unterschiedlichem Durchmesser, vorgesehen. Die Kopplungsanordnung **24** bzw. die Planetengetriebeanordnung **66** weist bei dieser Ausgestaltungsform mit den Planetenrädern **74** zusammenwirkende Sonnenräder **80'** und **82'** auf. Ein an die Sekundärseite **30** des Schwingungssystems **32** angekoppeltes antriebsseitiges Sonnenrad **80'** steht in Kämmeingriff mit den Verzahnungen **122**, während ein beispielsweise an ein Reibflächenelement **84** einer Reibungskupplung bzw. den Ausgangsbereich **18** angekoppeltes abtriebsseitiges Sonnenrad **82'** mit den Verzahnungen **124** der Planetenräder **74** in Kämmeingriff steht.

[0147] Durch das Vorsehen einer Planetengetriebeanordnung **66** mit einem antriebsseitigen Sonnenrad **80'** und einem abtriebsseitigen Sonnenrad **82'** wird vor allem die Ausnutzung des radial inneren Bauraums unterstützt.

[0148] Eine konstruktive Ausführung einer derartigen Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** ist in [Fig. 25](#) gezeigt. Man erkennt, dass das sekundärseitige Zentralscheibenelement **54** sich weiter nach radial innen erstreckt, die Tragebolzen **76** der Planetenräder **74** nach radial innen hin übergreift und dort das antriebsseitige Sonnenrad **80'** bereitstellt. Um eine Umfangsrelativbewegung zwischen diesem Sonnenrad **80'**, also dem Zentralscheibenelement **54**, und den Tragebolzen **76** zu ermöglichen, weist das Deckscheibenelement **54** im radialen Bereich dieser Tragebolzen **76** entsprechende Umfangsaussparungen auf.

[0149] Das abtriebsseitige Sonnenrad **82'** ist beispielsweise durch Vernietung mit dem Reibflächen-

element **84** fest verbunden. Zusammen mit dem antriebsseitigen Sonnenrad **80'** ist es in Kämmeingriff mit den hier ungestuft ausgebildeten Verzahnungen **123** der in Umfangsrichtung verteilt liegenden Planetenräder **74**. Auch hier kann ein von 1 verschiedenes Übersetzungsverhältnis beispielsweise durch unterschiedliche Profilverschiebung der Verzahnungen der Sonnenräder **80'** und **82'** erreicht werden.

[0150] Das durch die Schraubbolzen **50** an eine Antriebswelle oder dergleichen anzubindende Deckscheibenelement **46** bildet mit seinem radial inneren Bereich gleichermaßen den Planetenradträger **64**, in dem die Tragebolzen **76** durch Vernietung oder dergleichen festgelegt sind. Das Zentralscheibenelement **54** bzw. das damit integral ausgebildete antriebsseitige Sonnenrad **80'** ist über ein beispielsweise als Gleitlagerung ausgebildetes Lager **206** axial bezüglich des Deckscheibenelements **46** und radial an einem durch die Schraubbolzen **50** festgelegten, beispielsweise ringartigen Abstützelement **208** gelagert. Das abtriebsseitige Sonnenrad **82'** ist mittels des Reibflächenelements **84** über das Radiallager **88** und beispielsweise ein Axiallager **210** bezüglich des Deckscheibenelements **46** axial und radial abgestützt bzw. gelagert.

[0151] Um einen fluiddichten Abschluss des die Dämpferfedern **52** enthaltenden Volumenbereichs zu erreichen, kann ein als vorgespannt eingebautes Blechelement aufgebautes vorspannelement **62** wirken, das zusammen mit dem Sonnenrad **82'** an dem Reibflächenelement **84** festgelegt sein kann und radial außen am Deckscheibenelement **48** abgestützt ist. Axial zwischen den beiden Sonnenrädern **80'** und **82'** kann ein weiteres Dichtelement **212** diesen Volumenbereich nach radial innen hin dicht abschließen.

[0152] Es ist selbstverständlich, dass bei dieser Ausgestaltungsform das antriebsseitige Sonnenrad **80'** auch von der Sekundärseite **30** bzw. dem Zentralscheibenelement **54** getrennt ausgebildet und damit beispielsweise durch Vernietung, Verschweißung oder Verschraubung fest verbunden sein kann. Gleichermäßen könnte selbstverständlich das abtriebsseitige Sonnenrad **82'** mit dem Reibflächenelement **84'** oder einem sonstigen Schwungmassenelement integral ausgebildet sein.

[0153] Es ist darauf hinzuweisen, dass bei dieser Ausgestaltungsform, ebenso wie bei den mit Hohlrädern aufgebauten Ausgestaltungsformen die an den Sonnenrädern bzw. Hohlrädern vorgesehenen Verzahnungen als Geradeverzahnungen oder als Schrägverzahnungen ausgebildet sein können. Insbesondere dort, wo gestuft ausgebildete Planetenräder **74** mit zwei Verzahnungen **122**, **124** eingesetzt werden, können in Zuordnung zum antriebsseitigen Hohlrad/Sonnenrad und in Zuordnung zum abtriebsseitigen Hohlrad/Sonnenrad selbstverständlich auch

unterschiedliche Verzahnungsgeometrien eingesetzt werden.

[0154] Die [Fig. 26](#) bis [Fig. 28](#) zeigen die Ausgestaltung eines Planetenradträgers, die bei den verschiedenen vorangehend auch beschriebenen Ausgestaltungsvarianten der Planetengetriebeanordnung **66** zum Einsatz kommen kann. Man erkennt in [Fig. 26](#) den Planetenradträger **64** mit einem daran drehbar getragenen Planetenrad **74**. dieses Planetenrad **74** ist zweistufig mit Verzahnungen **122**, **124** unterschiedlichen Durchmessers ausgebildet. Das Planetenrad **74** ist zweiteilig ausgebildet ist, wobei an dem die Verzahnung **124** aufweisenden Zahnradteil **214** ein zylindrischer Axialansatz **216** vorgesehen ist, auf welchem das die Verzahnung **122** aufweisende Zahnradteil **218** getragen ist. Durch Haltestifte **220** sind diese beiden Zahnradteile **214**, **218** miteinander fest, insbesondere drehfest, verbunden.

[0155] An den vom Planetenradträger **64** entfernt liegenden axialen Enden der Tragebolzen **76** ist ein Stützring **222** durch Schraubbolzen **224** oder dergleichen festgelegt, welche in Gewindeöffnungen **226** der Tragbolzen **76** eingeschraubt sind. Der Stützring **222** verbindet somit vorzugsweise alle Tragebolzen **76**, so dass diese unter Lasteinwirkung gegen in Umfangsrichtung gerichtete oder in radialer Richtung gerichtete Ausweichbewegung gesichert sind. Dies führt zu einer Versteifung der Planetengetriebeanordnung **66** im Bereich des Planetenradträgers **64**. Dies hat zur Folge, dass die verschiedenen in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen hinsichtlich ihres Verzahnungseingriffs optimiert gehalten sind und somit verschleißinduzierende Reibeffekte vermindert bzw. ausgeschlossen werden können. Aufgrund der Minderung bzw. des Ausschlusses von Reibeffekten wird fernerhin eine nachteilhafte Beeinflussung des Schwingungsdämpfungsverhaltens vermieden.

[0156] Man erkennt in [Fig. 26](#) weiter, dass an den einander zugewandt liegenden Seiten des Stützrings **22** einerseits und des Planetenradträgers **64** andererseits die Tragebolzen **76** umgebende Anlauffringe **228**, **230** vorgesehen sein können, an welchen die Planetenräder **74** sich axial abstützen können. Ferner kann der Stützring **222** in seinen in Umfangsrichtung zwischen aufeinander folgenden Planetenrädern **74** liegenden Bereichen mit Axialstegen **232** versehen sein, die sich in den Umfangsbereich zwischen den Planetenrädern **74** hinein erstrecken und bis zum Planetenradträger **64** reichen können. Es können durch den Planetenradträger **64** hindurch dann Befestigungsorgane in Öffnungen **234** dieser Stege **232** eingesetzt werden, so dass eine erhöhte Stabilität in der Anbindung des Stützrings **222** erreicht werden kann.

[0157] Die [Fig. 29](#) zeigt am Beispiel eines antriebsseitigen Hohlrads **80** die Ausgestaltung desselben

mit einer Mehrzahl von in Umfangsrichtung verteilt liegenden Hohlradsegmenten **234**. Diese sind an einem ringartigen Bauteil, beispielsweise dem in [Fig. 4](#) erkennbaren sekundärseitigen Masseteil **56**, durch Verschraubung oder/und Verschweißung oder/und sonstige Befestigungsorgane, wie z. B. Befestigungsstifte oder dergleichen, festgelegt. Die Hohlradsegmente **234**, welche die mit den Planetenrädern **74** zusammenwirkende Verzahnung **236** bereitstellen, sind an denjenigen Umfangsbereichen positioniert, an welchen auch die Planetenräder **74** liegen. Die Umfangserstreckung der Hohlradsegmente **234** kann beschränkt sein auf die Umfangsbereiche, in welchen das antriebsseitige Hohlrad **80** und die Planetenräder **74** sich in Umfangsrichtung bezüglich einander verlagern.

[0158] Die Ausgestaltung der antriebsseitigen Hohlradsegmente **80** mit derartigen Hohlradsegmenten bringt verschiedene Vorteile mit sich. So ist es beispielsweise möglich, für die jeweils auftretenden Anforderungen optimierte Materialien einzusetzen. Insbesondere können die Hohlradsegmente **234** aus vergleichsweise hartem und somit verschleißfestem Material aufgebaut sein. Auch kann somit das antriebsseitige Hohlrad **80** in vergleichsweise einfacher Weise aus beispielsweise einem scheibenartigen Bauteil und den einzelnen Hohlradsegmenten zusammengesetzt werden. Das Einarbeiten einer Verzahnung in ein größeres, scheibenartiges Bauteil ist nicht erforderlich. Auch ist es somit möglich, Hohlradsegmente mit zueinander verschiedener Profilverschiebung der dort jeweils gebildeten Verzahnungen **236** vorzusehen, was eine Anpassbarkeit der in der Kopplungsanordnung **24** bereitgestellten Übersetzung ermöglicht.

[0159] Es sei darauf hingewiesen, dass selbstverständlich auch das abtriebsseitige Hohlrad **82** in den verschiedenen vorangehend und auch nachfolgend noch erläuterten Ausgestaltungsformen mit derartigen Hohlradsegmenten ausgebildet sein kann. Auch in dem Falle, dass die Planetengetriebeanordnung mit Sonnenrädern ausgebildet ist, ist eine derartige Segmentierung der daran gebildeten Verzahnung möglich. Derartige segmentierte Verzahnungen können auch mit in segmentierter Art und Weise aufgebauten Planetenrädern **74** zusammenwirken, wie sie beispielsweise in [Fig. 6](#) gezeigt sind.

[0160] Es sei weiter darauf hingewiesen, dass bei den vorangehend beschriebenen und nachfolgend noch erläuterten Ausgestaltungsformen selbstverständlich die Planetenräder **74** und ggf. auch Hohlradsegmente oder Sonnenradsegmente in Umfangsrichtung mit gleichmäßigem Abstand, also Winkelabstand, angeordnet sein können. Dies ist aus Symmetriegründen und zum Vermeiden von Unwuchten ein besonders vorteilhafter Aufbau. Grundsätzlich ist es aber auch möglich, den Umfangsabstand der Planetenräder **74** zu variieren, so dass nicht jedes Plane-

tenrad zu dem bzw. den in Umfangsrichtung unmittelbar benachbarten Planetenrädern jeweils den gleichen Abstand aufweist. So hat sich beispielsweise gezeigt, dass bei beispielsweise drei Planetenrädern ein sich jeweils von 120° unterscheidender Umfangsabstand, also eine unregelmäßige Anordnung, hinsichtlich der Geräuschentwicklung der in Eingriff miteinander stehenden Verzahnungen vorteilhaft ist. Bei anderen Anzahlen an Planetenrädern kann selbstverständlich ebenfalls eine derartige von einer regelmäßigen Umfangsabfolge abweichende Anordnung vorgesehen werden.

[0161] Die [Fig. 30](#) bis [Fig. 32](#) zeigen eine Ausgestaltungsart einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**, die in prinzipieller Weise dem vorangehend mit Bezug auf die [Fig. 7](#) beschriebenen Aufbau entspricht. Man erkennt insbesondere in [Fig. 30](#), dass der Planetenradträger **64** mit den daran getragenen Planetenrädern **74** den in [Fig. 26](#) gezeigten Aufbau aufweist, also die Planetenräder **74** zweiteilig und gestuft ausgebildet sind und der Planetenradträger **64** durch den Stützring **222** versteift ist.

[0162] Weiter ist erkennbar, dass das antriebsseitige Hohlrad **80** beispielsweise durch Verschraubung, ggf. aber auch durch Vernietung, Verschweißung oder dergleichen an einem ringscheibenartig ausgebildeten Hohlradträger **238** festgelegt ist. Die Ausgestaltung mit Verschraubung hat den Vorteil eines besonders einfachen Aufbaus und bietet die Möglichkeit, ggf. zur Durchführung von Reparaturen das Hohlrad **80** wieder leicht zu entfernen.

[0163] Radial innen ist der Hohlradträger **238** durch eine Mehrzahl von Schraubbolzen **240** mit den beiden Deckscheibenelementen **104**, **106** fest verbunden, welche Schraubbolzen **240** das Zentralscheibenelement **54** mit Umfangsbewegungsspiel durchsetzen. Auch hier könnte selbstverständlich die Verbindung beispielsweise auch durch Vernietung erfolgen, wobei der Einsatz von Schraubbolzen **240** sich beim Zusammenbau und ggf. auch bei Reparaturarbeiten als besonders vorteilhaft darstellt. In seinem radial inneren Bereich ist der Hohlradträger **238** durch beispielsweise mit Gleitlagerringen ausgebildete Lager **242**, **244** am Planetenradträger **64** radial und axial abgestützt. Hier können selbstverständlich auch Wälzkörperlager zum Einsatz kommen. In Richtung auf das Deckscheibenelement **46** ist der Hohlradträger **238** über das dem Deckscheibenelement **46** benachbart liegende Deckscheibenelement **104** und einen Lagerring **246** axial abgestützt.

[0164] Die Planetenräder **74** können hier, selbstverständlich auch bei den anderen Ausgestaltungsformen, über eine Nadellager umfassende Lagerung **78** an den Tragebolzen **76** drehbar getragen sein, wobei diese Nadellager beispielsweise abgedichtet ausgeführt sein können.

[0165] Das abtriebsseitige Hohlrad **82** ist als separates Bauteil mit dem Reibflächenelement **84**, also beispielsweise einer Schwungscheibe einer Reibungskupplung, durch Schraubbolzen **248** fest verbunden. Zusammen mit dem abtriebsseitigen Hohlrad **82** ist ein beispielsweise als Blechmaterial ausgeführtes Dichtelement **250** durch die Schraubbolzen **248** festgelegt. Dieses Dichtelement **250** liegt mit geringem Abstand oder unter leichtem Druck, ggf. über eine Dichtlippe am Außenumfang des antriebsseitigen Hohlrads **80** an, so dass der die Planetengetriebeanordnung **66** enthaltende Volumenbereich gekapselt ist.

[0166] Ein besonderer Vorteil der in den [Fig. 30](#) bis [Fig. 32](#) gezeigten Ausgestaltungsform ist, dass diese Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit einer herkömmlichen Kurbelwellenschraubung an eine Kurbelwelle oder eine sonstige Antriebswelle angeschraubt werden kann, ohne dass hier weitere Anpassungsmaßnahmen erforderlich sind. Insofern ist es leicht möglich, diese Drehschwingungsdämpfungsanordnung in einen herkömmlich aufgebauten Antriebsstrang zu integrieren.

Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen zur Drehung um eine Drehachse (A) anzutreibenden Eingangsbereich (**16**) und einen Ausgangsbereich (**18**), wobei zwischen dem Eingangsbereich (**16**) und dem Ausgangsbereich (**18**) ein erster Drehmomentübertragungsweg (**20**) und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (**22**) sowie eine Koppelanordnung (**24**) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (**20**, **22**) geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg (**20**) eine erste Phasenschieberanordnung (**26**) zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg (**20**) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg (**22**) geleiteten Drehungleichförmigkeiten vorgesehen ist.
2. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Phasenschieberanordnung (**26**) ein erstes Schwingungssystem (**32**) mit einer Primärseite (**28**) und einer gegen die Wirkung einer Federanordnung (**52**) bezüglich der Primärseite (**28**) um die Drehachse (A) drehbaren Sekundärseite (**30**) umfasst.
3. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass im zweiten Drehmomentübertragungsweg (**22**) eine zweite Phasenschieberanordnung (**34**) vorgesehen ist.
4. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Phasenschieberanordnung (**34**) ein zweites Schwingungssystem (**36**) mit einer Primärseite (**38**) und einer gegen die Wirkung einer Federanordnung (**118**) bezüglich der Primärseite (**38**) um die Drehachse (A) drehbaren Sekundärseite (**40**) umfasst.
5. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Schwingungssystem (**32**) und das zweite Schwingungssystem (**36**) zueinander unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen.
6. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Resonanzfrequenz des ersten Schwingungssystems (**32**) unter der Resonanzfrequenz des zweiten Schwingungssystems (**36**) liegt.
7. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Drehmomentübertragungsweg (**20**) oder/und der zweite Drehmomentübertragungsweg (**20**) mit einer Reibungsdämpfungsanordnung (R_1 , R_2) oder/und einer Fluiddämpfungsanordnung (F_1 , F_2) für über diesen Drehmomentübertragungsweg (**20**, **22**) geleitete Drehungleichförmigkeiten ausgebildet ist.
8. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibungsdämpfungsanordnung (R_1 , R_2) und die Fluiddämpfungsanordnung (F_1 , F_2) zueinander parallel oder seriell wirkend angeordnet sind.
9. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 2 oder 4 und Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibungsdämpfungsanordnung (R_1 , R_2) oder/und die Fluiddämpfungsanordnung (F_1 , F_2) zu der Federanordnung (**52**, **118**) parallel oder seriell wirkend angeordnet ist.
10. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopplungsanordnung (**24**) eine Planetengetriebeanordnung (**66**) umfasst.
11. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetengetriebeanordnung (**66**) einen an den zweiten Drehmomentübertragungsweg (**22**) angebundenen Planetenradträger (**64**) mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern (**74**) umfasst.
12. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetengetriebeanordnung (**66**) eine an den ersten Drehmomentübertragungsweg (**20**) angebunde-

ne erste Hohlradanordnung (80; 164) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (74) und eine an den Ausgangsbereich (18) angebundene zweite Hohlradanordnung (82; 166) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (74) umfasst.

13. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass Planetengetriebeanordnung (66) eine an den ersten Drehmomentübertragungsweg (20) angebundene erste Sonnenradanordnung (80') in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (74) und eine an den Ausgangsbereich (18) angebundene zweite Sonnenradanordnung (82') in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (74) umfasst.

14. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Hohlradanordnung (80) oder Sonnenradanordnung (80') in Verbindung mit den Planetenrädern (74) und die zweite Hohlradanordnung (82) oder Sonnenradanordnung (82') in Verbindung mit den Planetenrädern (74) zueinander unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse bereitstellen.

15. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Planetenrad (74) oder/und die Hohlradanordnung (80; 164) oder/und die Sonnenradanordnung (80') segmentzahnradartig ausgebildet ist.

16. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenräder (74) mit im Wesentlichen gleichmäßigem Umfangsabstand zueinander angeordnet sind.

17. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenräder (74) mit ungleichmäßigem Umfangsabstand zueinander angeordnet sind.

18. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopplungsanordnung (24) radial innerhalb der ersten Phasenschieberanordnung (26) oder/und der zweiten Phasenschieberanordnung (34) und sich damit wenigstens teilweise axial überlappend angeordnet ist.

19. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopplungsanordnung (24) axial neben der ersten Phasenschieberanordnung (26) oder/und der zweiten Phasenschieberanordnung (34) angeordnet ist.

20. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Drehmomentübertragungsweg (22) eine Steifigkeit von wenigstens 800 Nm/°, vorzugsweise wenigstens 1500 Nm/°, aufweist.

21. Drehschwingungsdämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass ein Verhältnis eines Massenträgheitsmomentes (M_E) des Eingangsbereichs (16) zu einem Massenträgheitsmoment (M_1) im ersten Drehmomentübertragungsweg (20) im Bereich von 1 bis 10 liegt oder/und dass ein Verhältnis eines Massenträgheitsmomentes (M_1) im ersten Drehmomentübertragungsweg (20) zu einem Massenträgheitsmoment (M_2) im zweiten Drehmomentübertragungsweg (22) im Bereich von 2 bis 20 liegt.

22. Hybridantriebsmodul, umfassend eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 21.

23. Hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere hydrodynamischer Drehmomentwandler, umfassend eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 21.

24. Antriebssystem für ein Fahrzeug, umfassend ein Antriebsaggregat und eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 21, wobei der Eingangsbereich (16) durch eine Antriebswelle (44) des Antriebsaggregats zur Drehung um die Drehachse (A) antreibbar ist.

25. Antriebssystem nach Anspruch 2 und Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, dass eine Resonanzstelle des ersten Schwingungssystems (32) unter oder nahe der Leerlaufdrehzahl des Antriebsaggregats ist.

26. Antriebssystem nach Anspruch 4 und Anspruch 24 oder 25, dadurch gekennzeichnet, dass eine Resonanzstelle des zweiten Schwingungssystems (36) über oder nahe der maximalen Drehzahl des Antriebsaggregats ist.

Es folgen 25 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

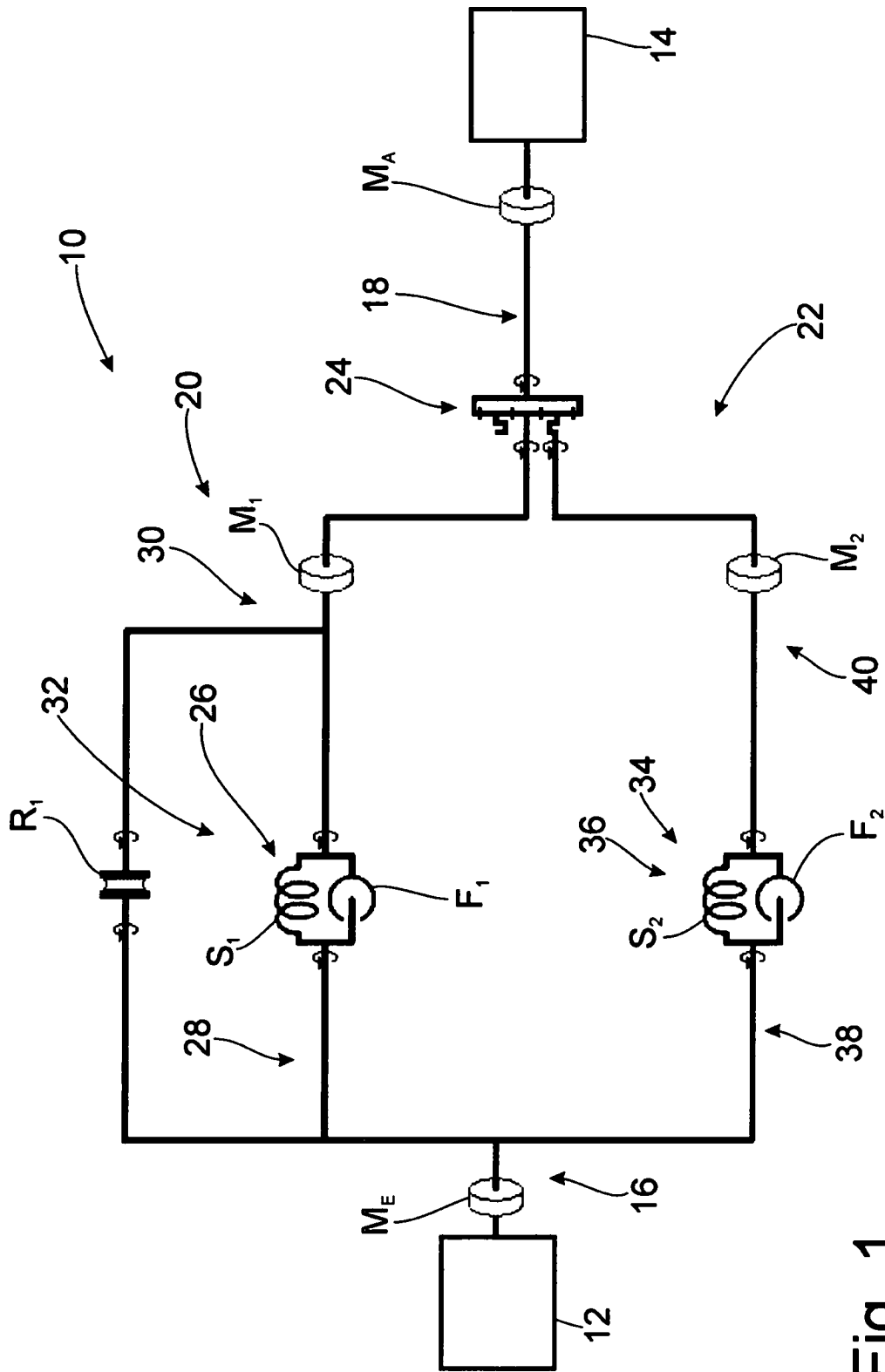


Fig. 1

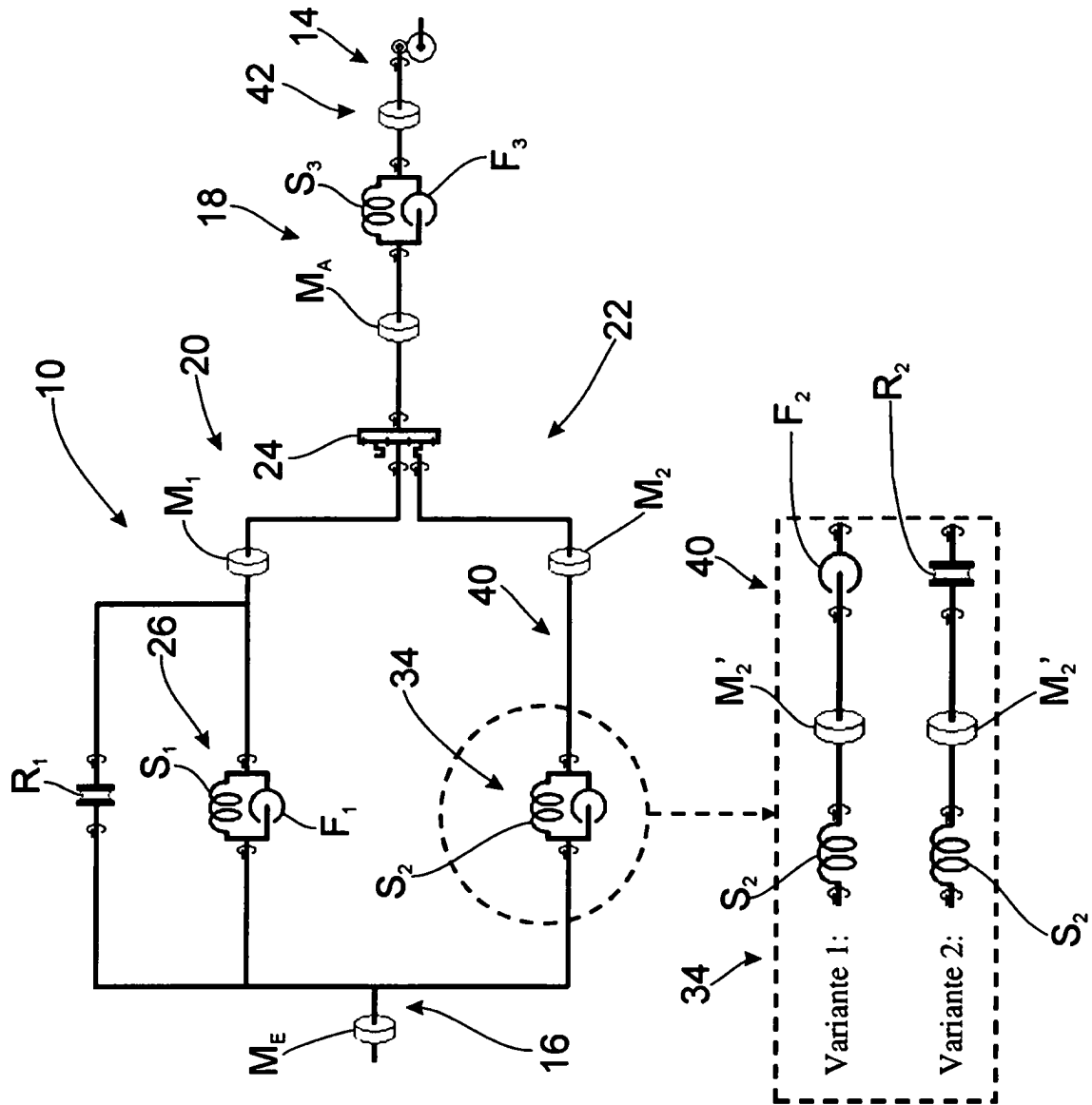


Fig. 2

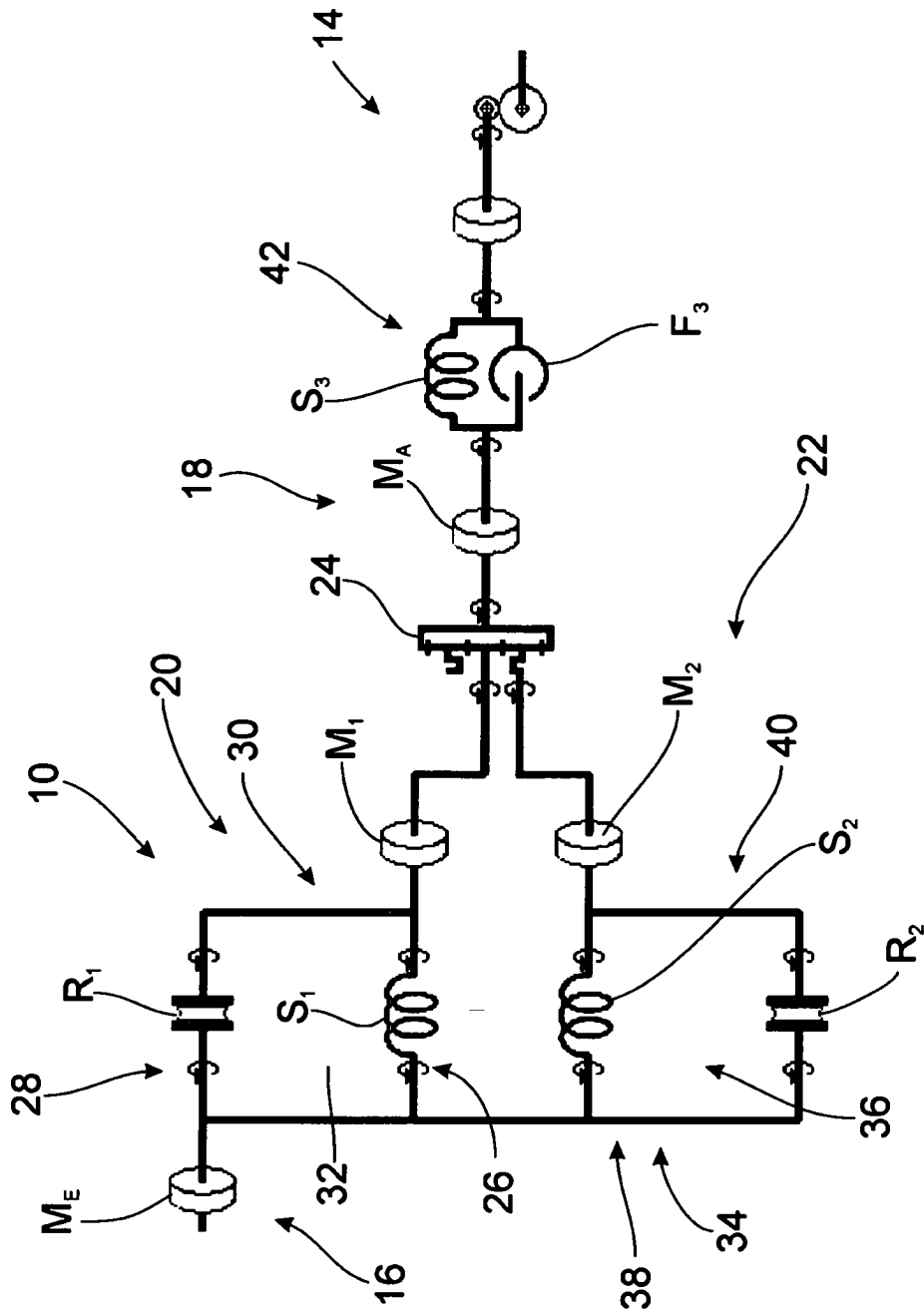


Fig. 3

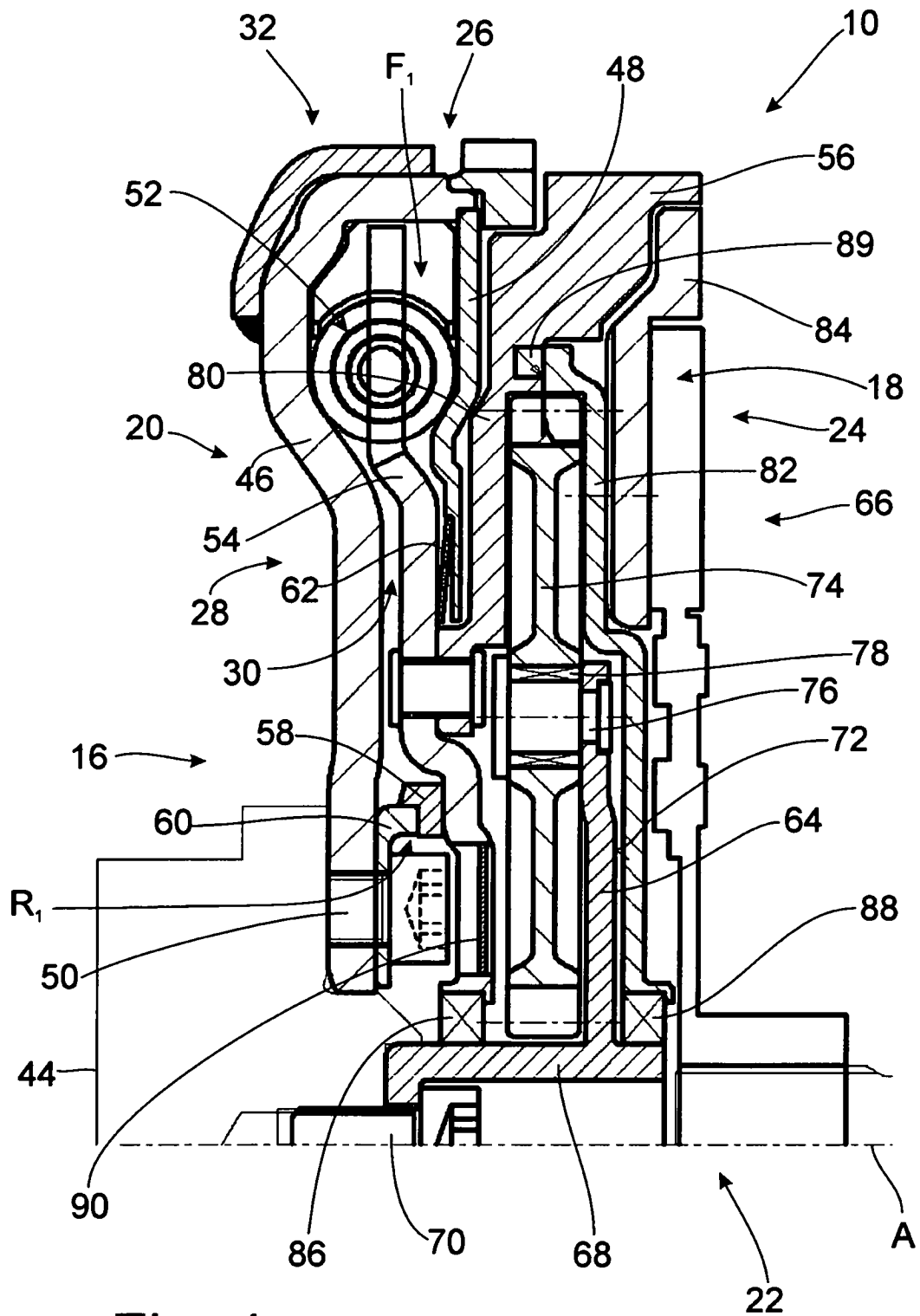


Fig. 4

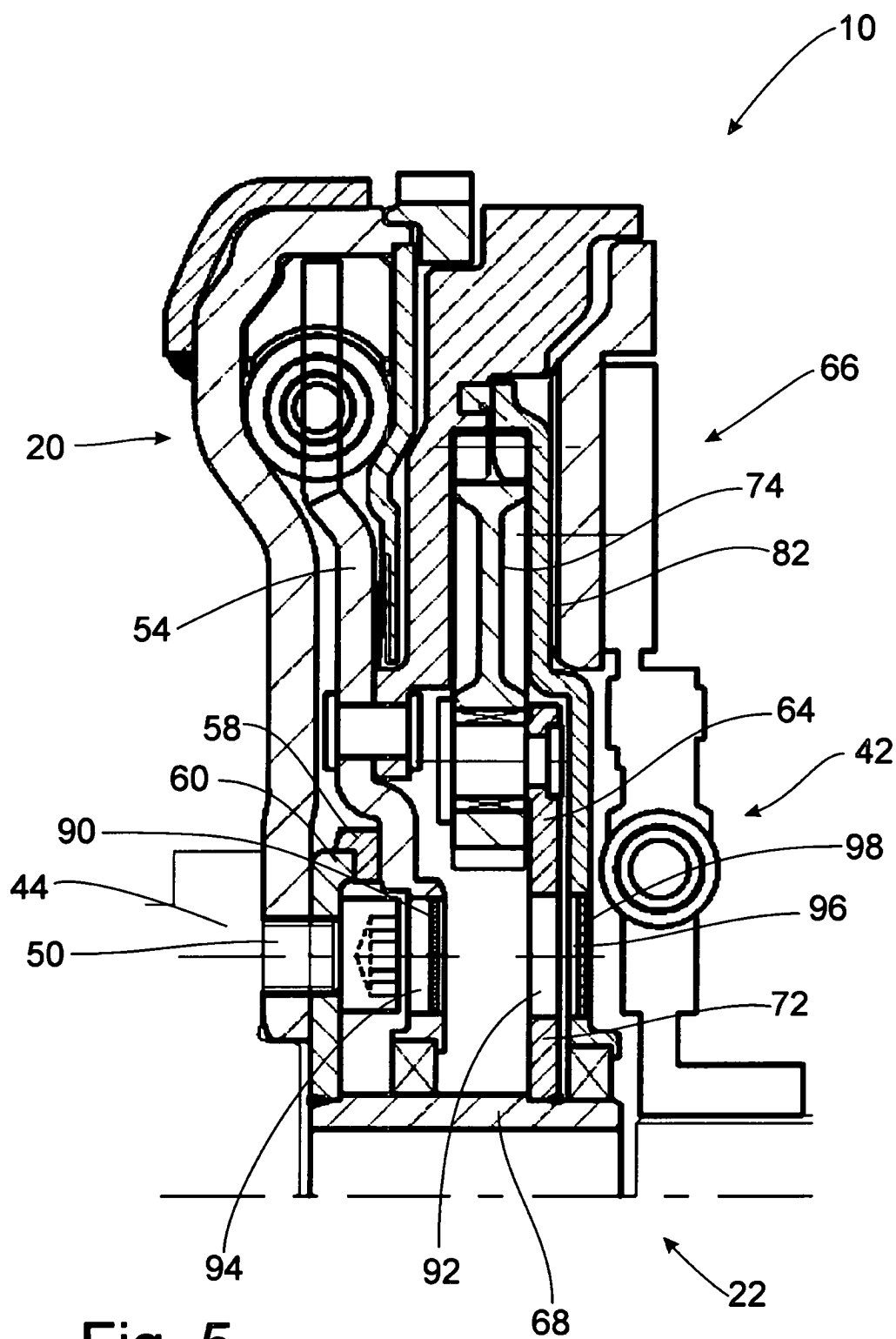


Fig. 5

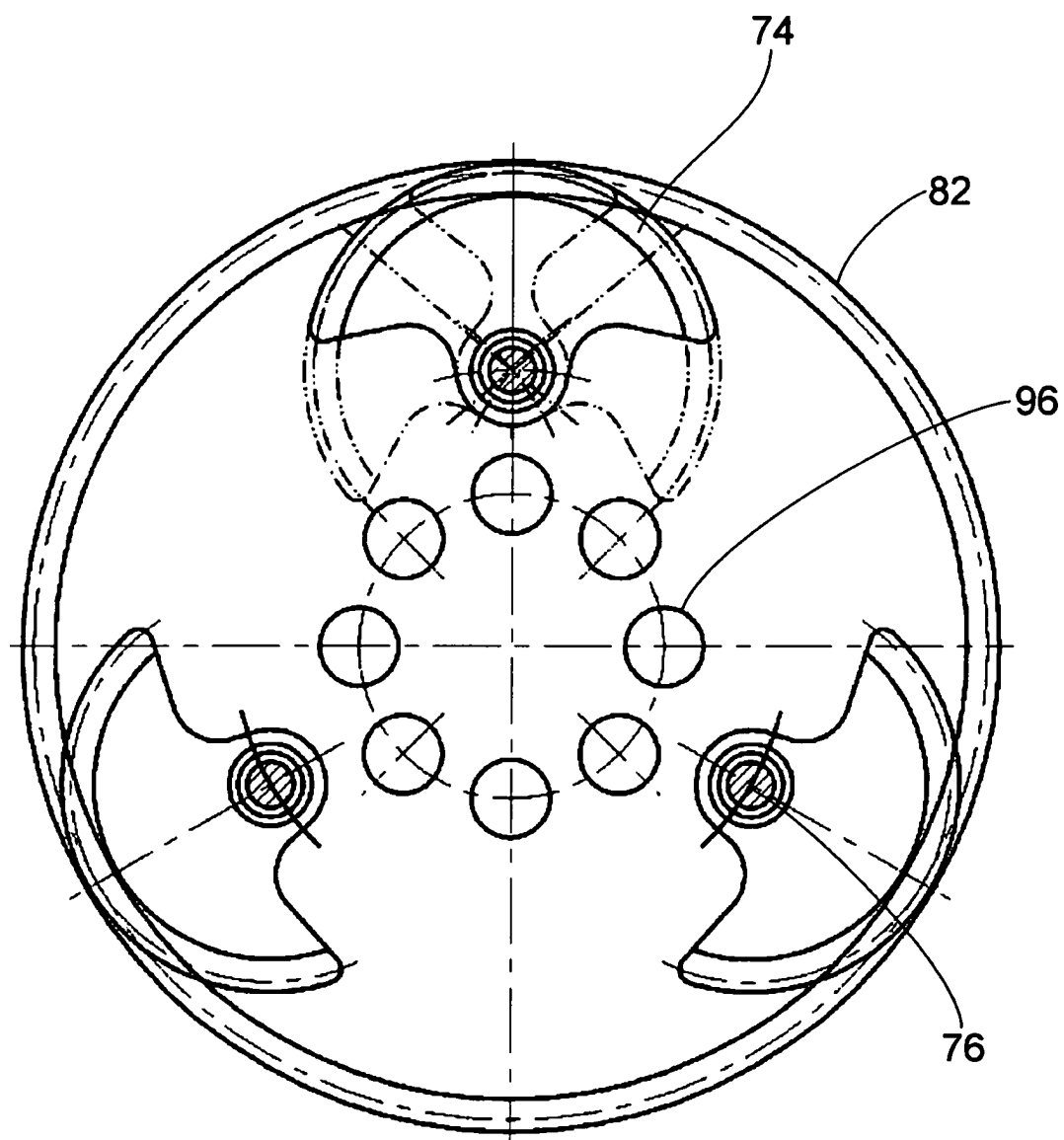


Fig. 6

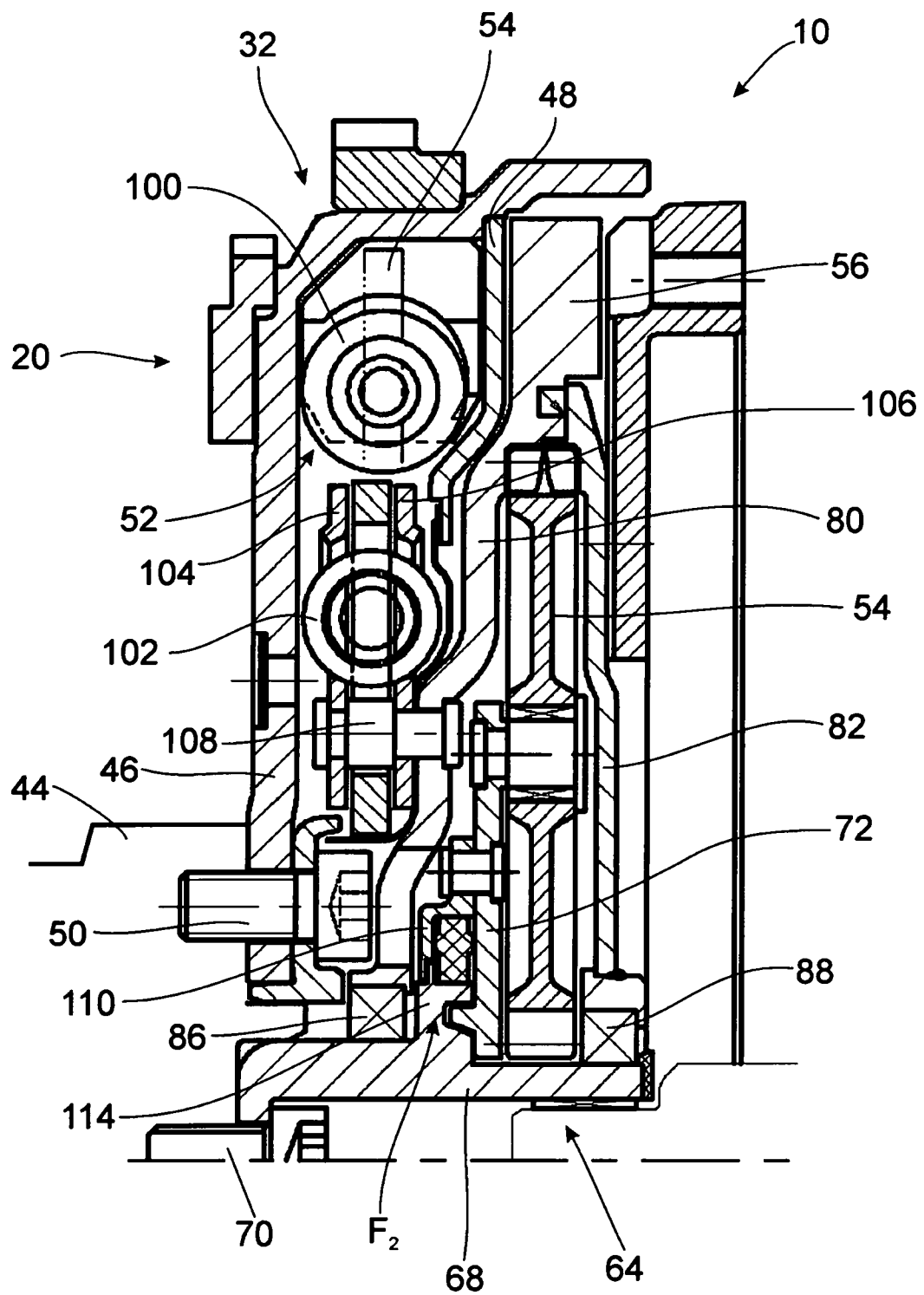


Fig. 7

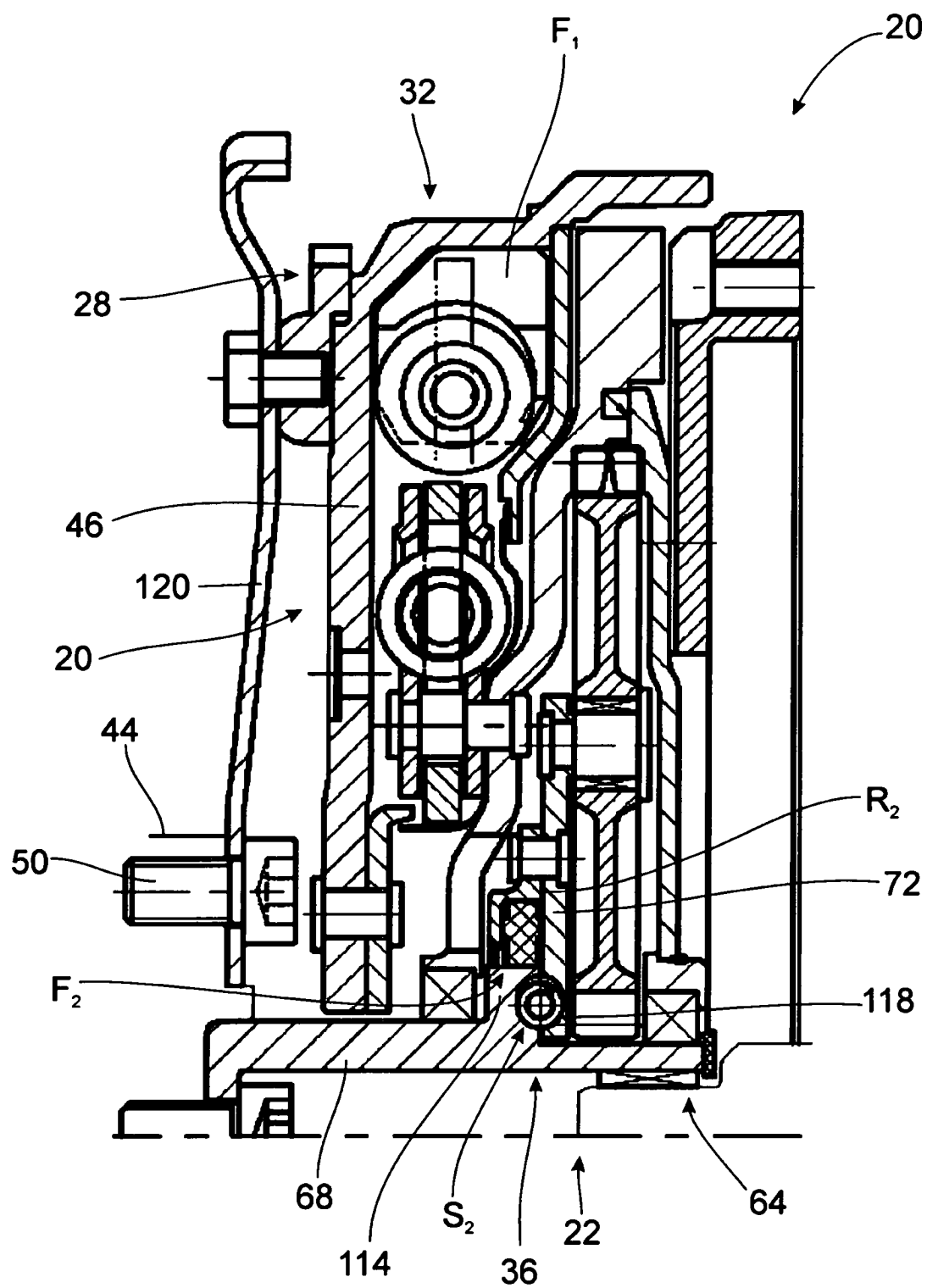


Fig. 8

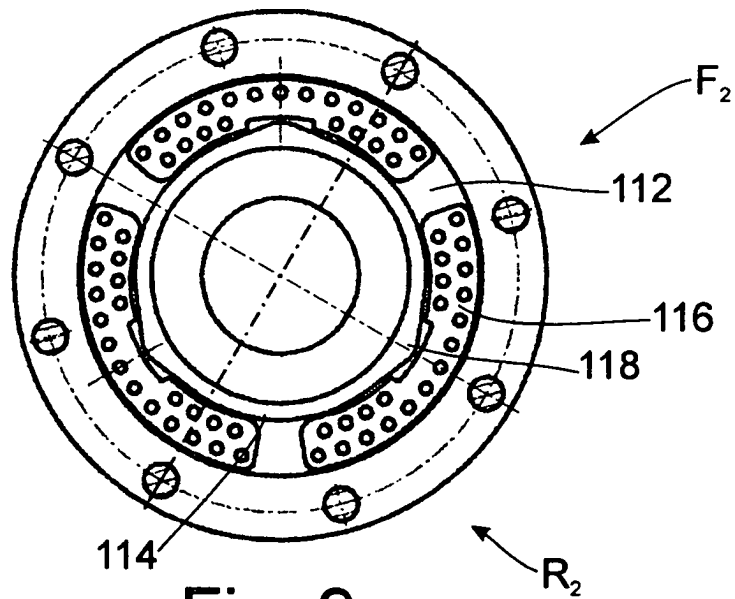


Fig. 9

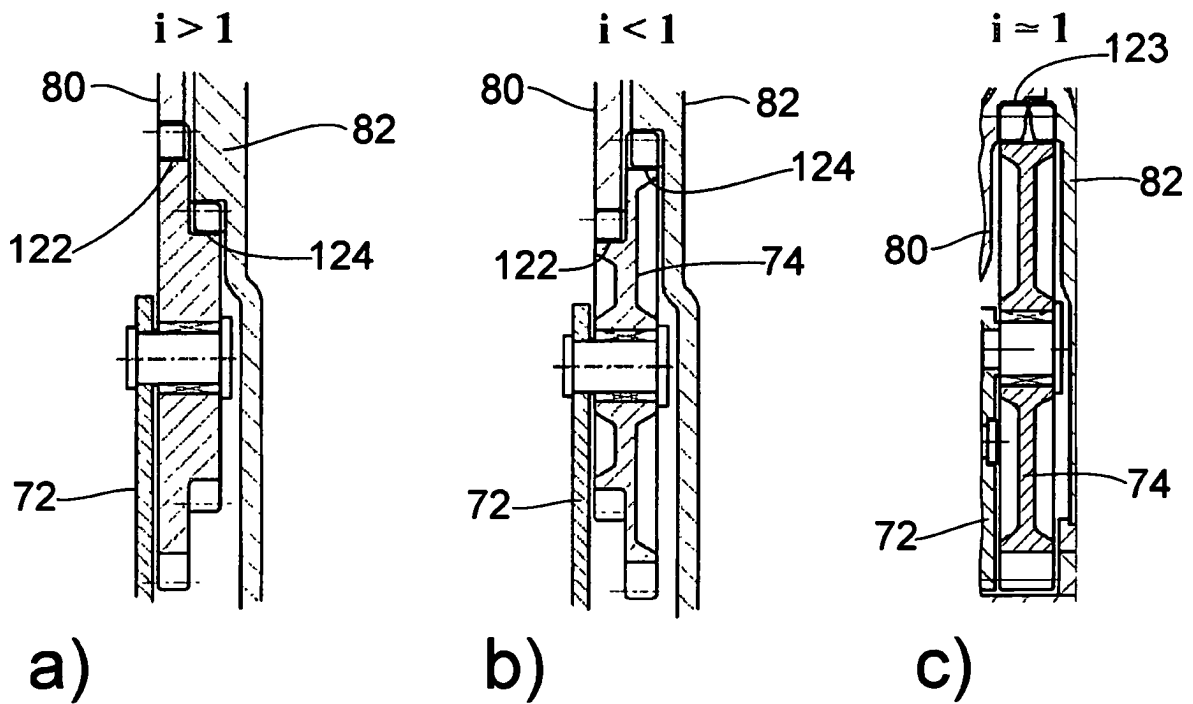


Fig. 10

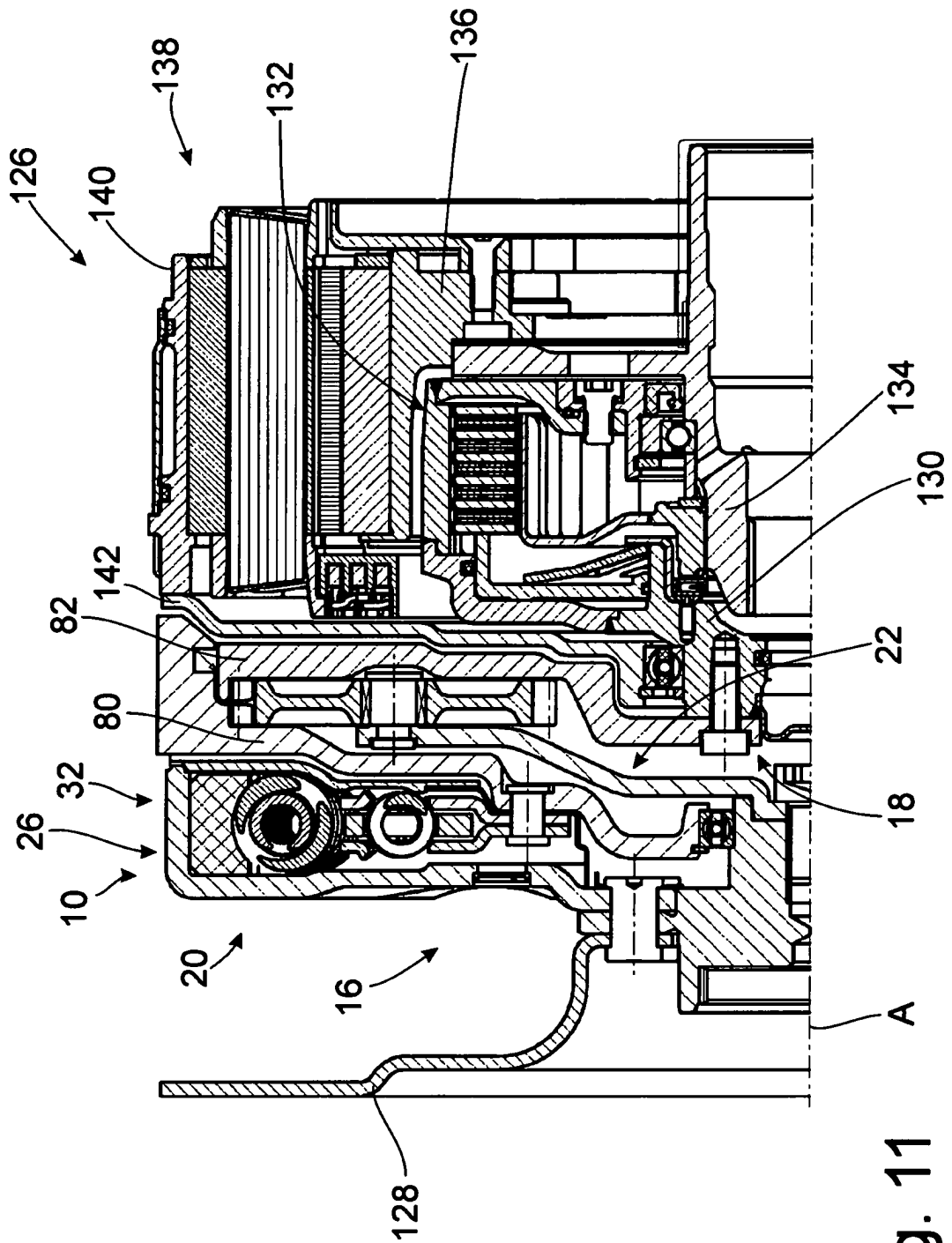


Fig. 11

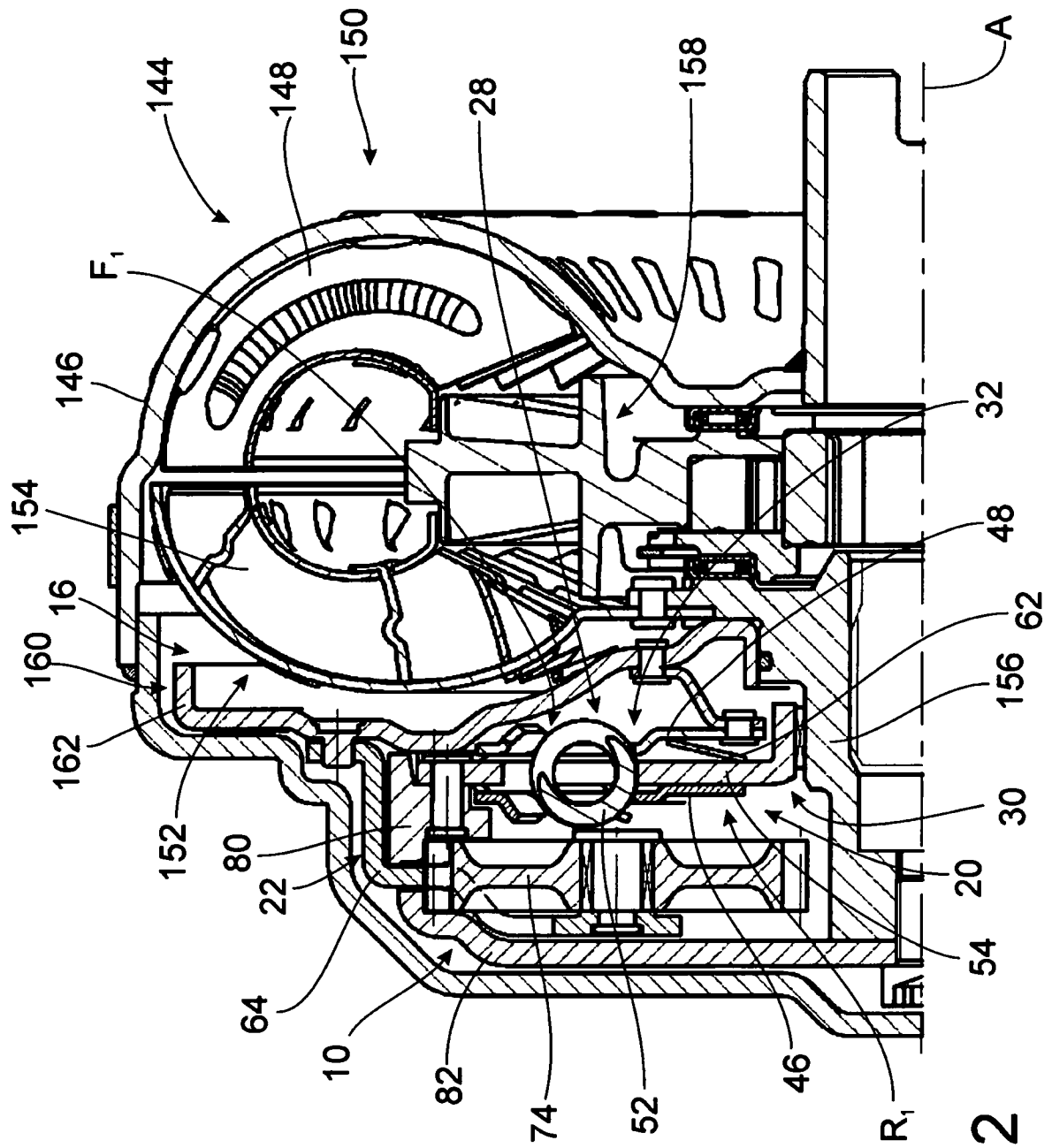
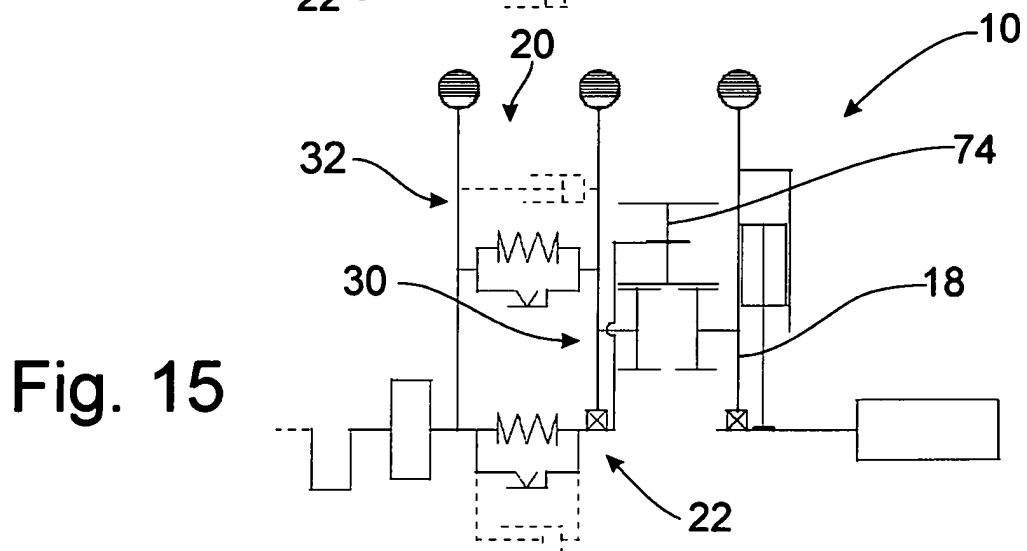
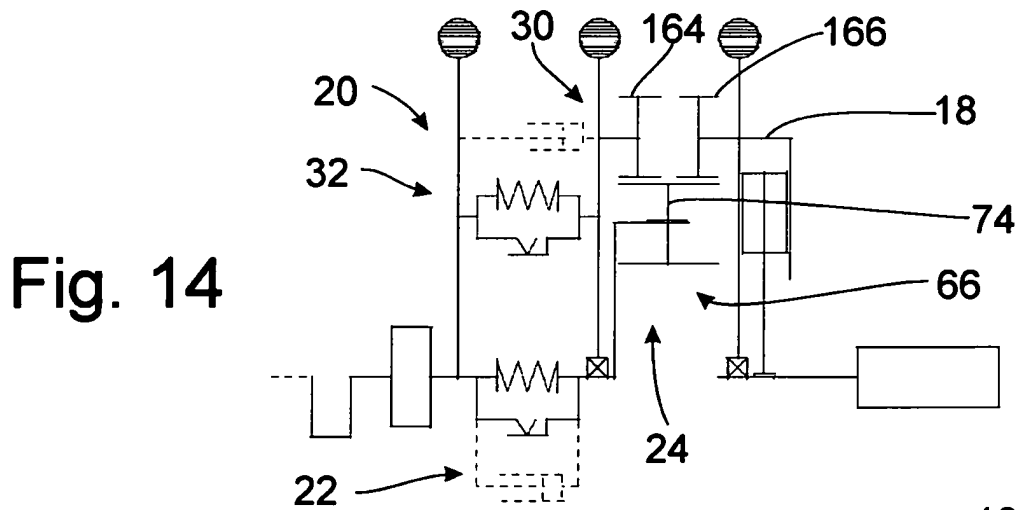
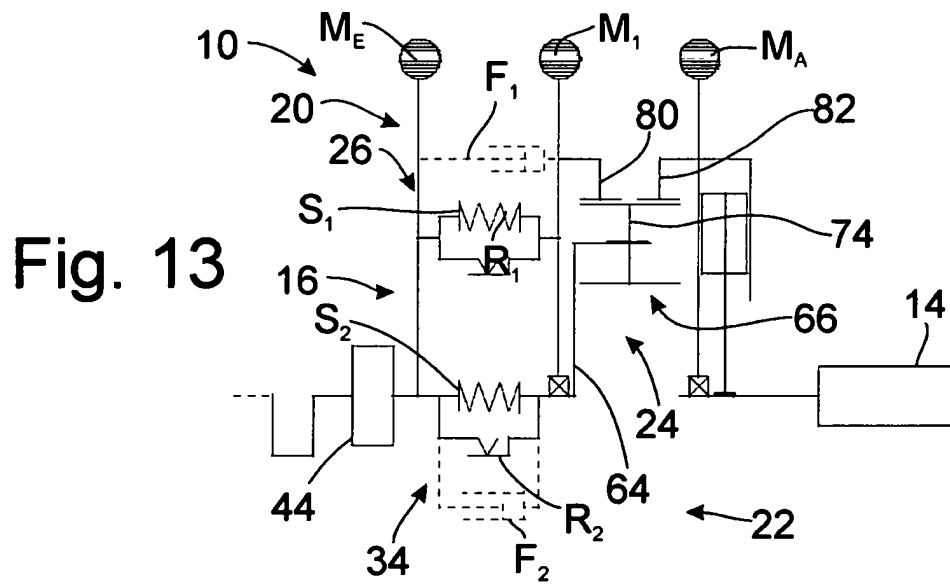


Fig. 12



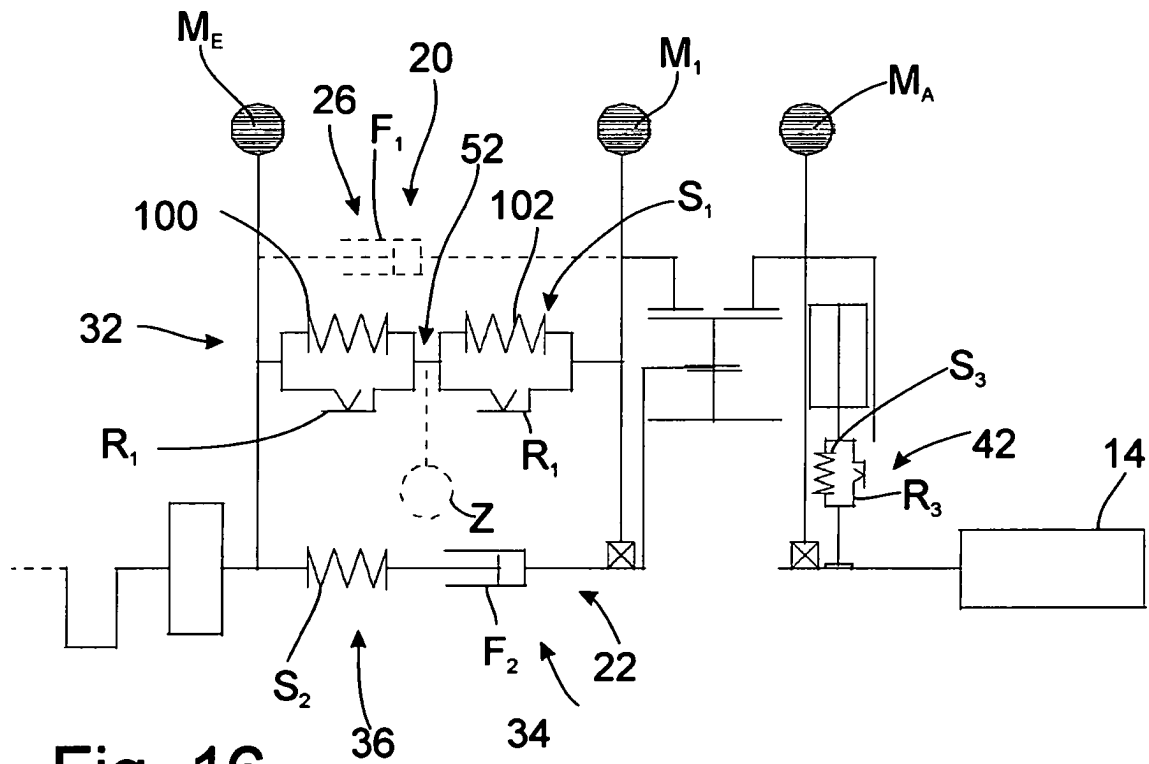


Fig. 16

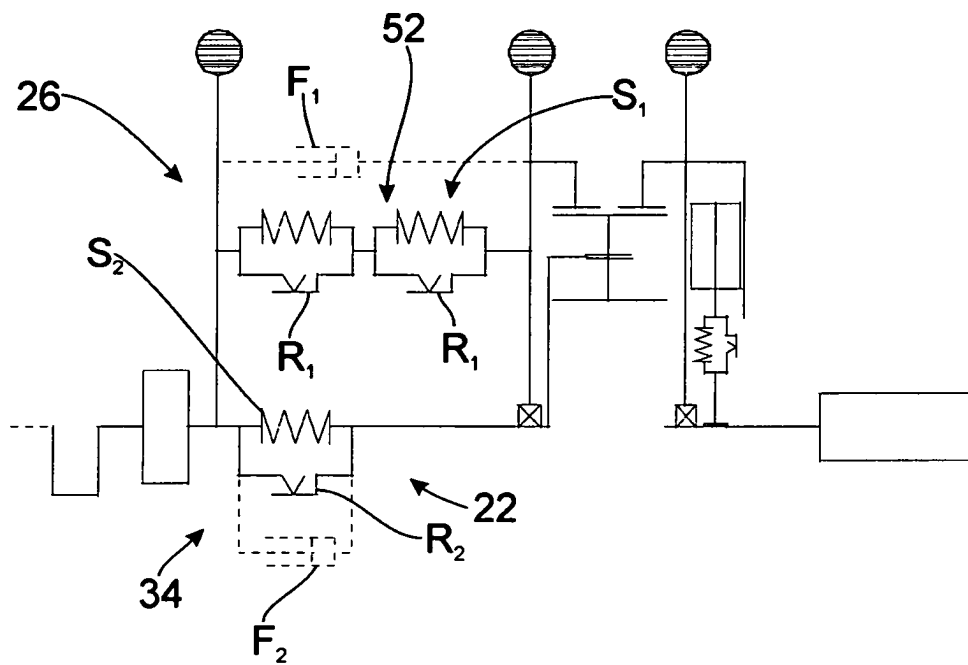


Fig. 17

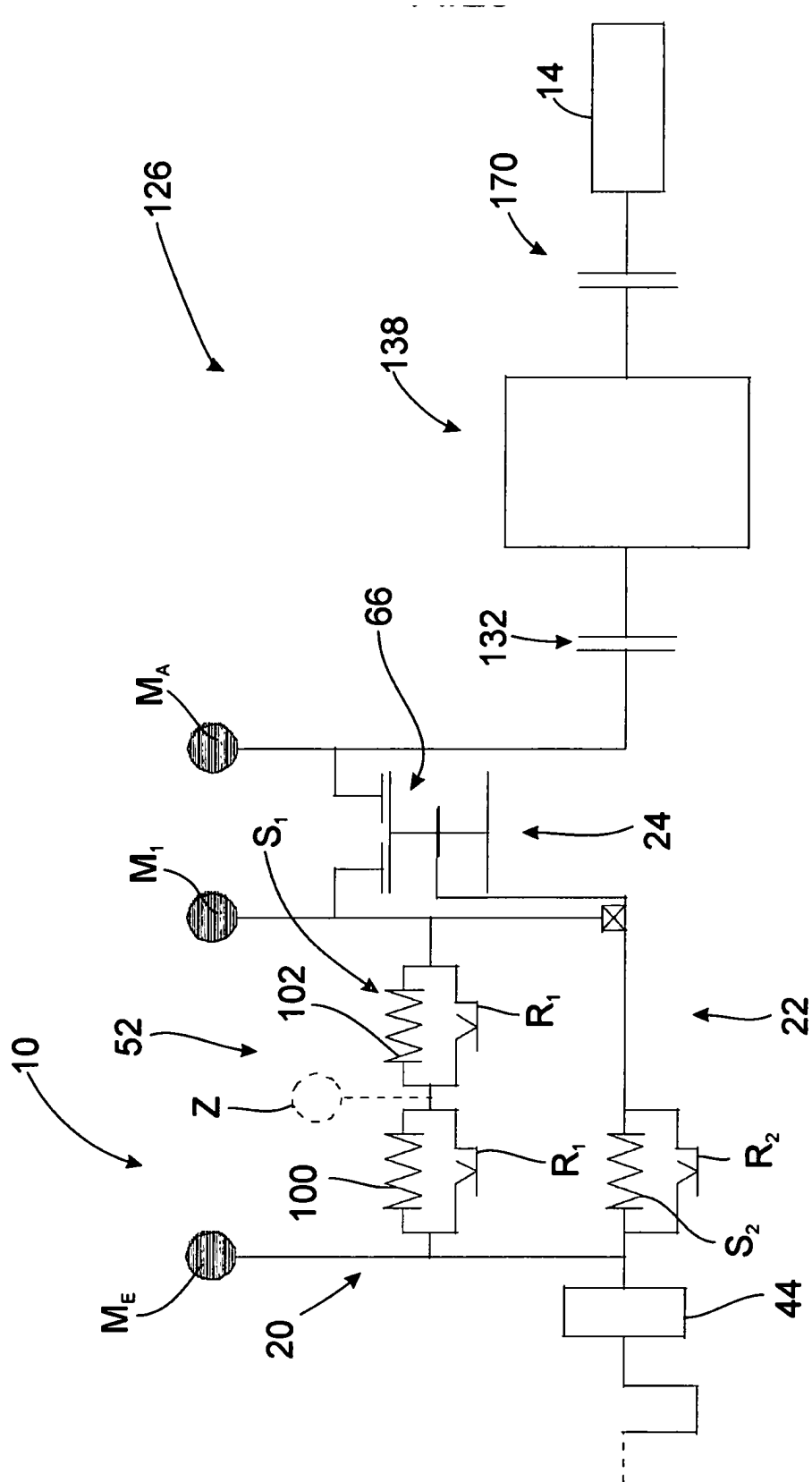
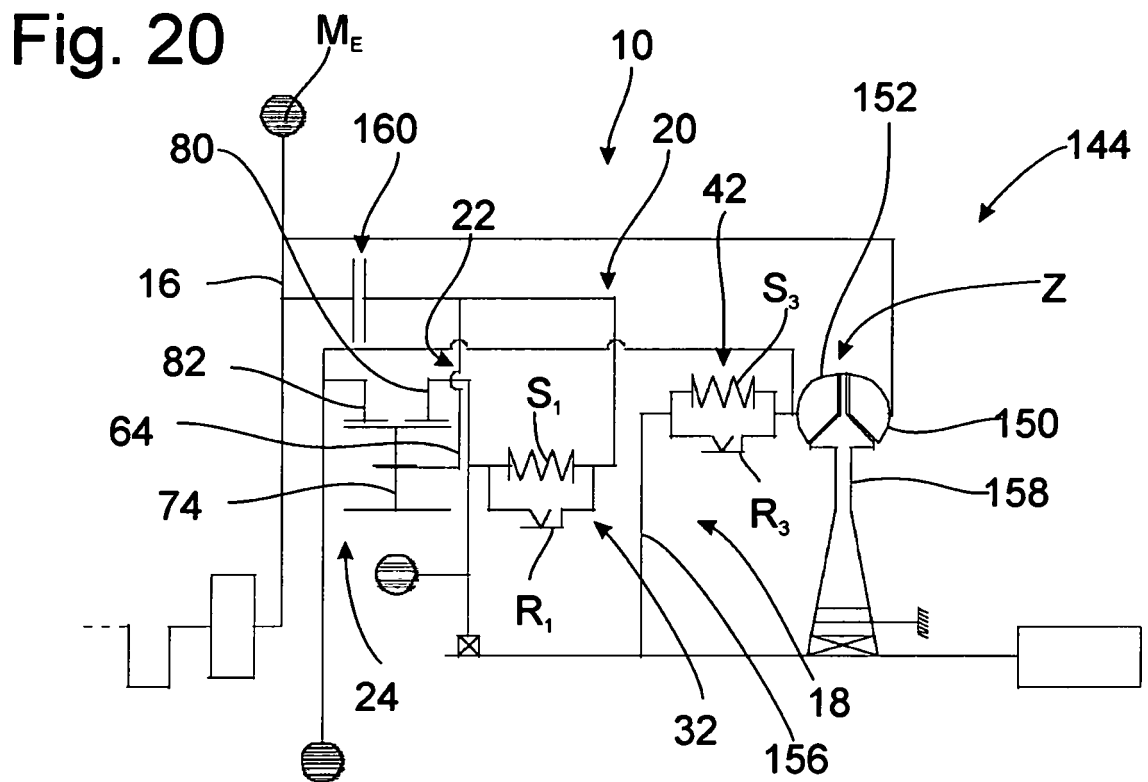
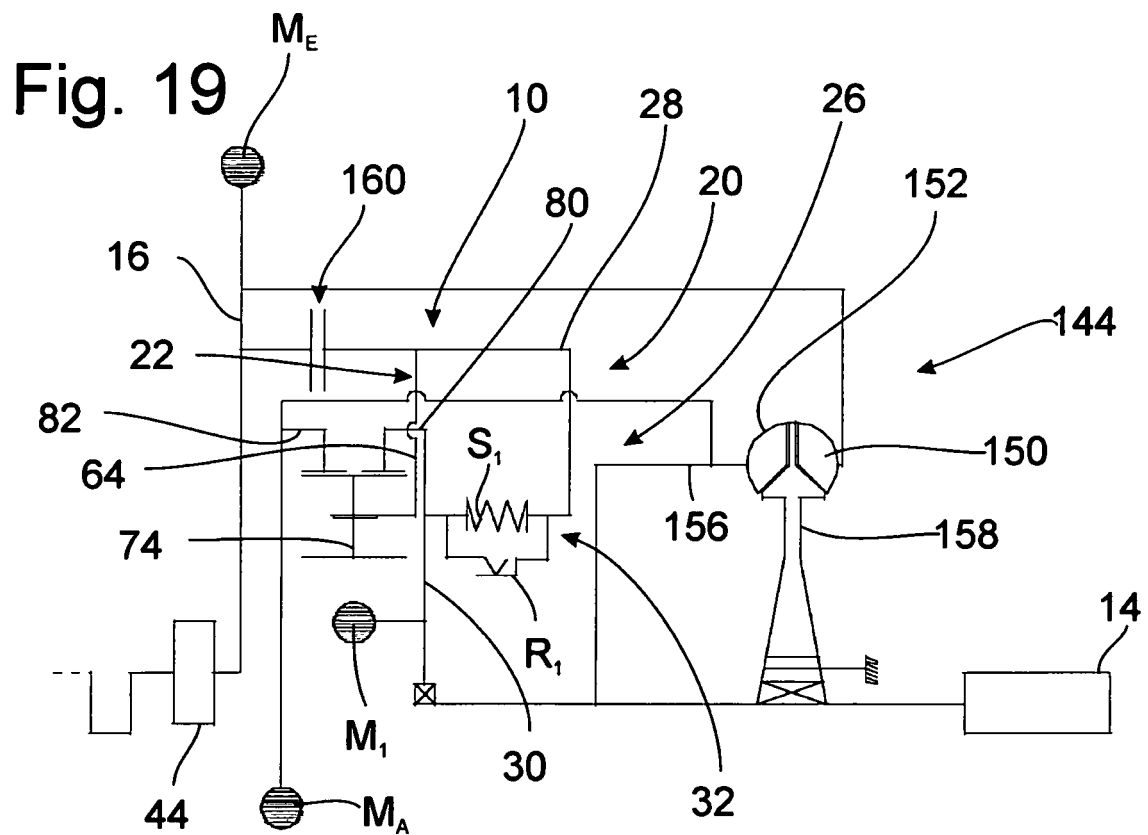


Fig. 18



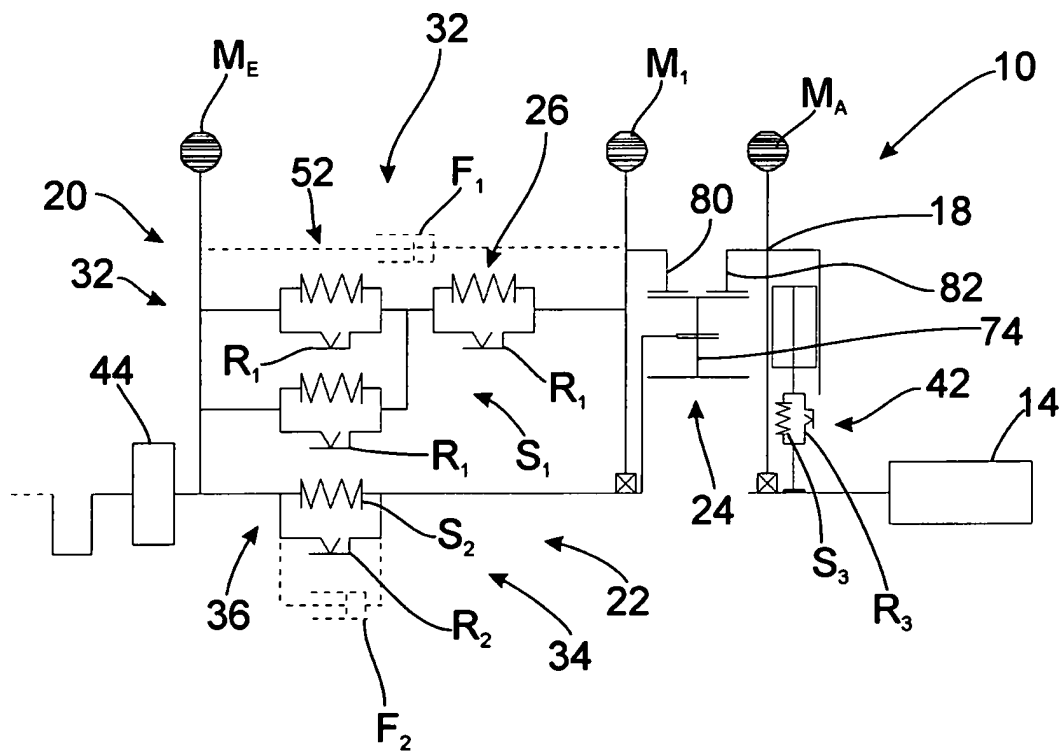


Fig. 21

	Massenträgheiten		
1	M_{E_min}	0,05	kgm^2
2	M_{E_max}	2	kgm^2
3	M_{1_min}	0,01	kgm^2
4	M_{1_max}	1,5	kgm^2
5	M_{2_min}	0,0005	kgm^2
6	M_{2_max}	1	kgm^2
7	M_{A_min}	0,01	kgm^2
8	M_{A_max}	2,5	kgm^2
	$M_{ges} = M_E + M_1 + M_2 + M_A$		
9	M_{ges_min}	0,07	kgm^2
10	M_{ges_max}	7	kgm^2
	günstiges Verhältnis der Massenträgheiten im ersten Drehmomentübertragungsweg		
11	$d = M_E/M_1$		
12	d_{opt}	1 - 10	
	günstiges Verhältnis der Massenträgheiten zwischen den beiden Drehmomentübertragungswegen		
13	$e = M_1/M_2$		
14	e_{opt}	2 - 20	
	Stiffigkeiten		
15	S_{1_min}	1	Nm°
16	S_{1_max}	70	Nm°
17	S_{2_min}	0,01	Nm°
18	S_{2_max}	> 1500	Nm°
	Fluiddämpfung		
19	F_{1_min}	0	Nms/rad
20	F_{1_max}	10	Nms/rad
21	F_{2_min}	0,01	Nms/rad
22	F_{2_max}	1000	Nms/rad
	Reibungsdämpfung		
23	R_{1_opt}	0	Nm
	Koppelanordnung		
24	i_{min}	0,5	
25	i_{max}	2	
26	i_{opt}	1 +/- 30%	

Fig. 22

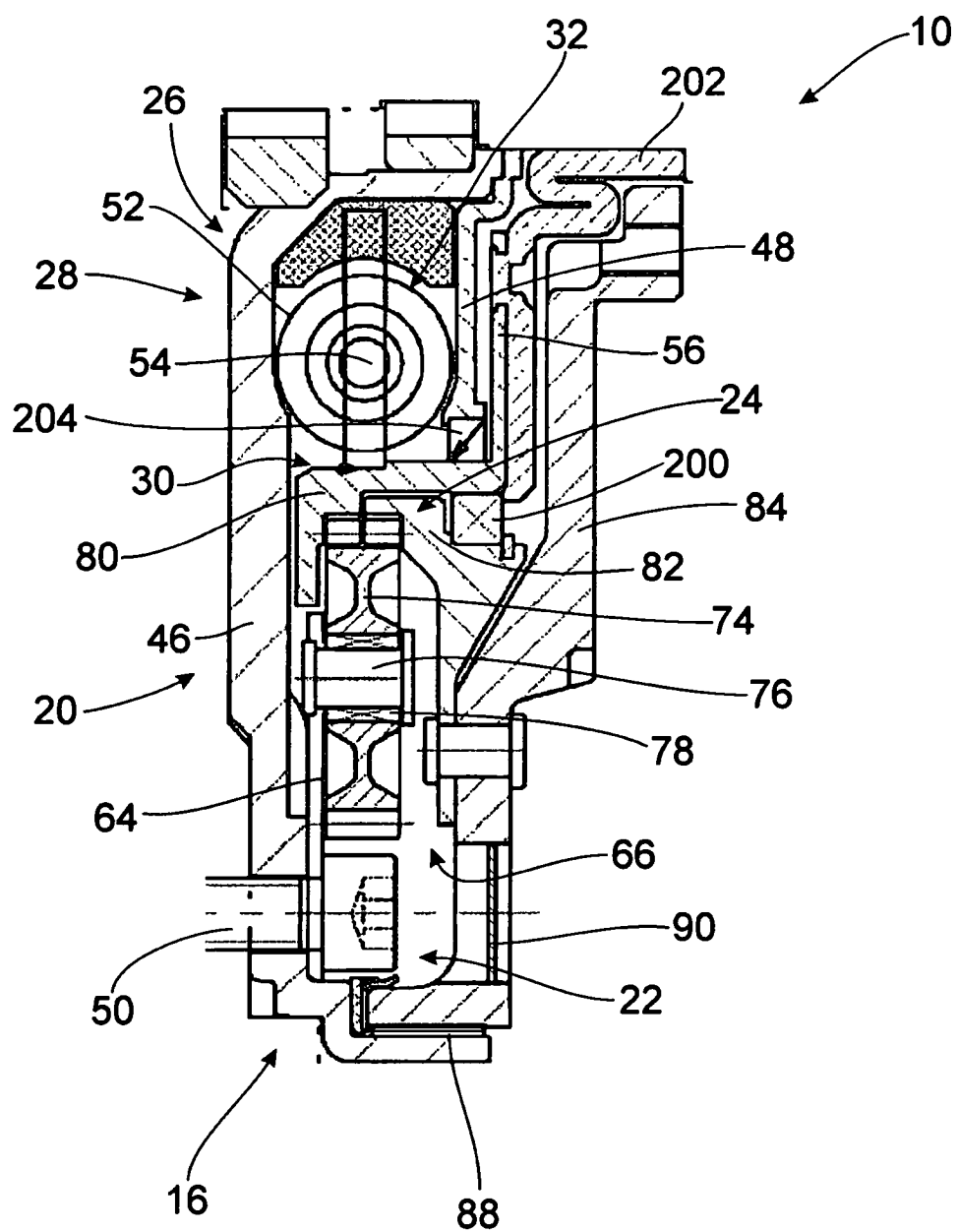


Fig. 23

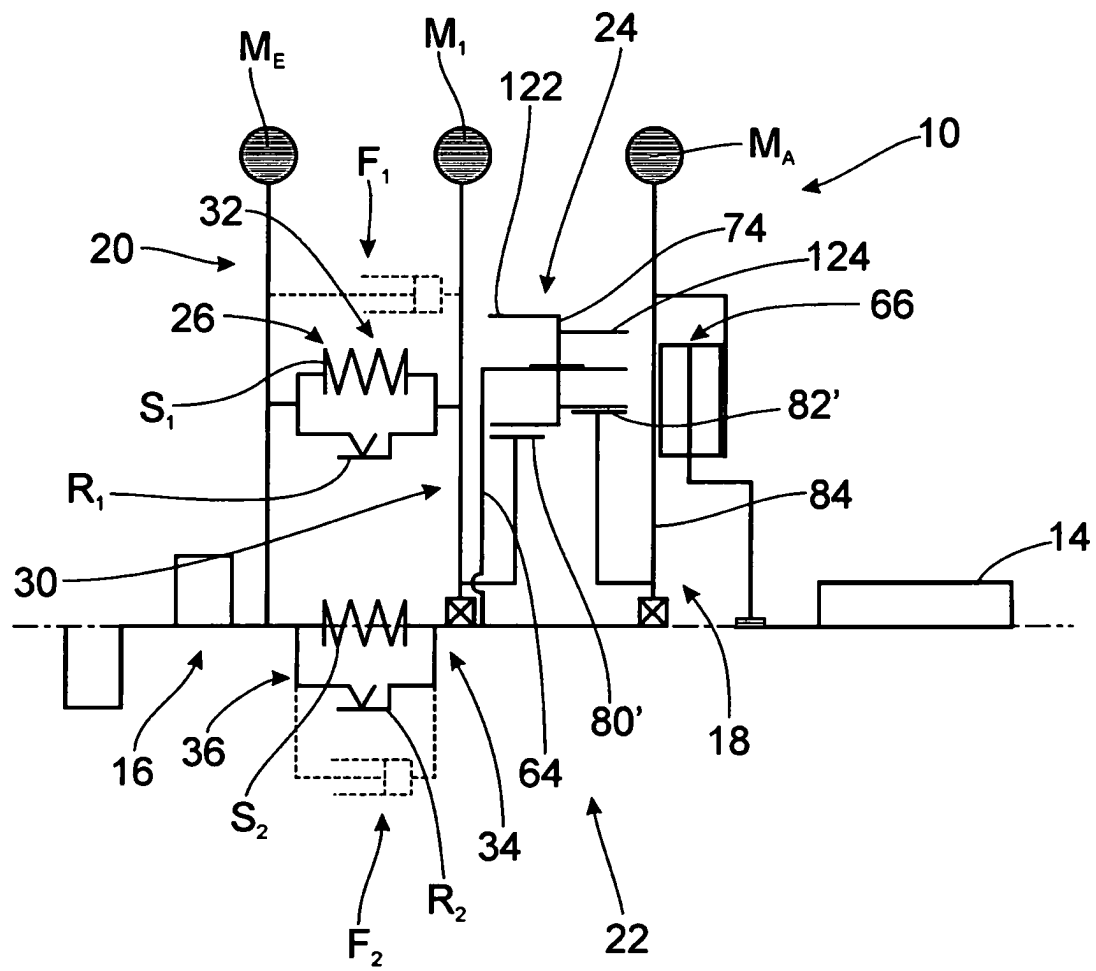


Fig. 24

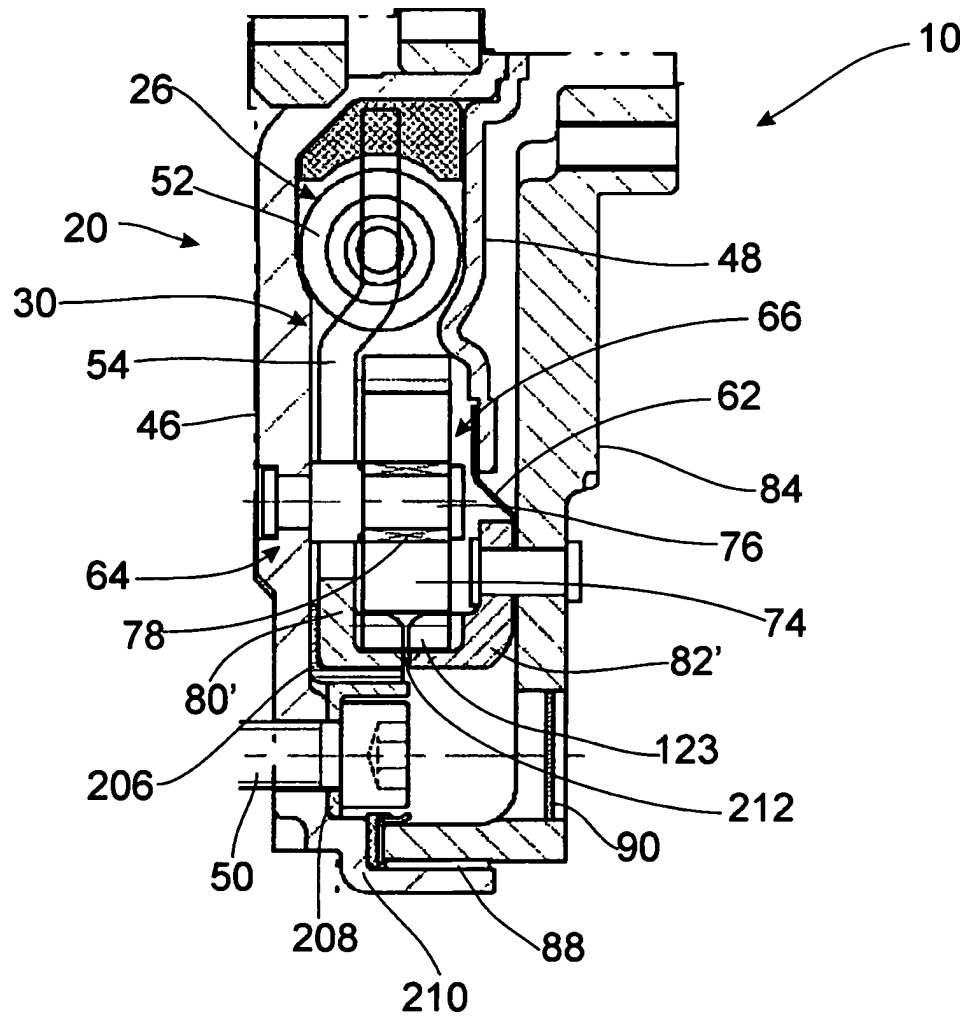


Fig. 25

Fig. 26

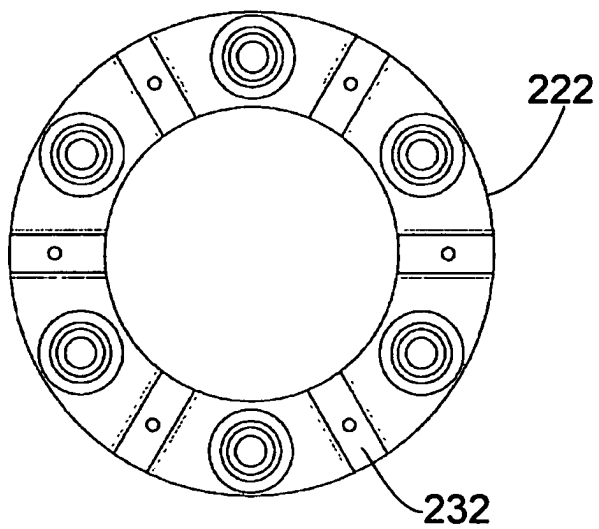
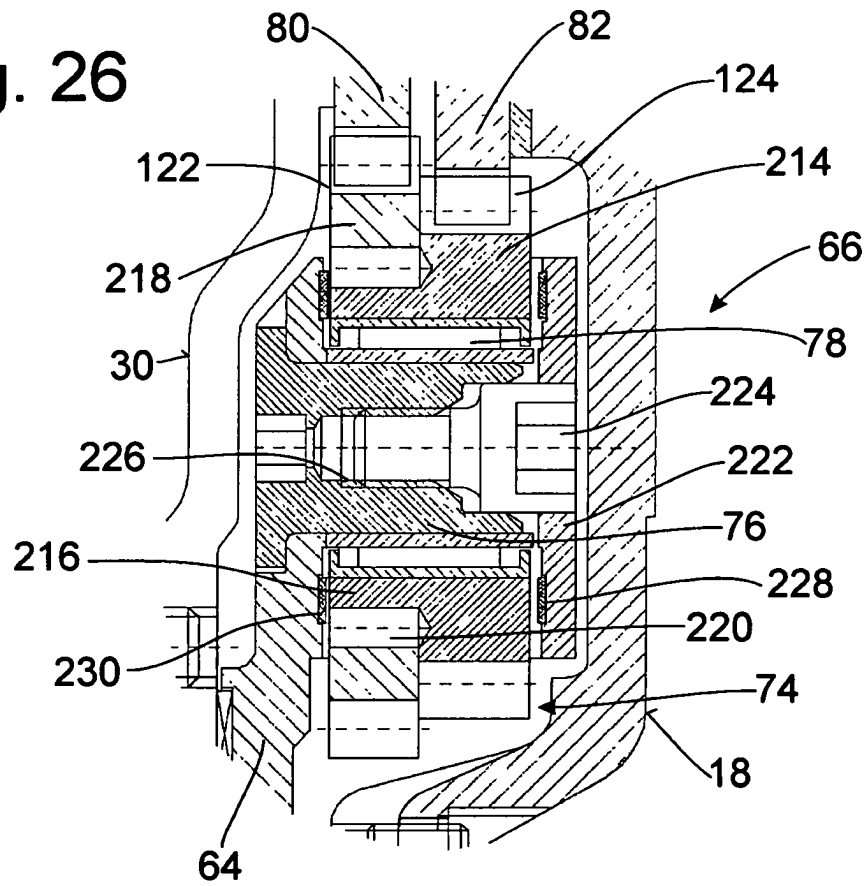


Fig. 27

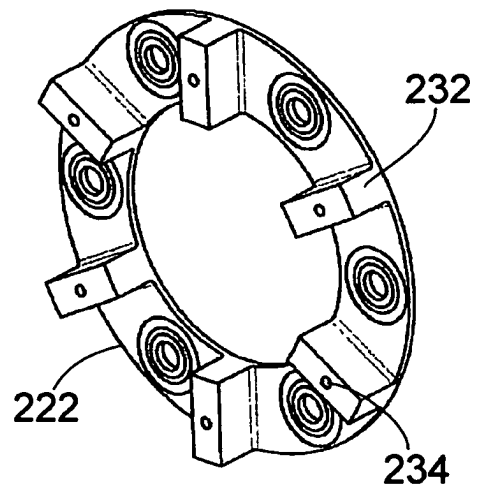


Fig. 28

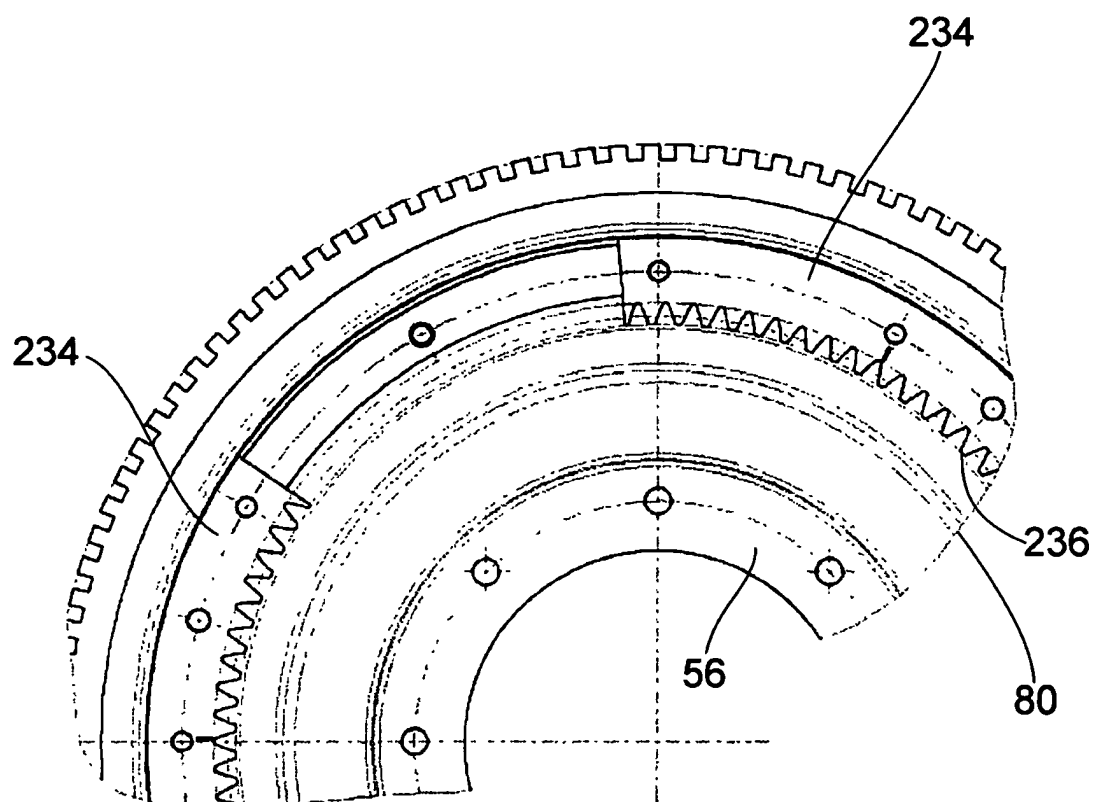


Fig. 29

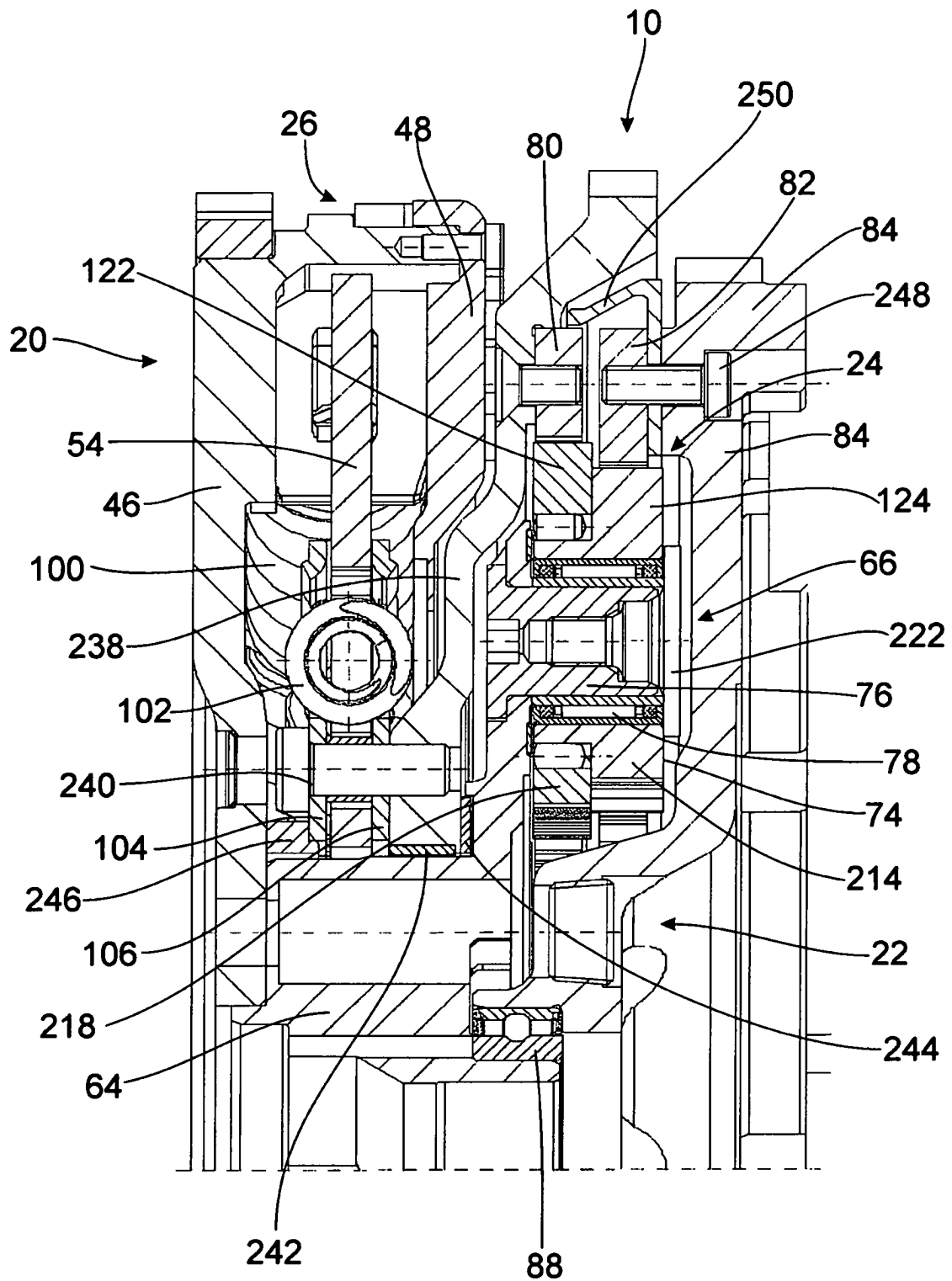


Fig. 30

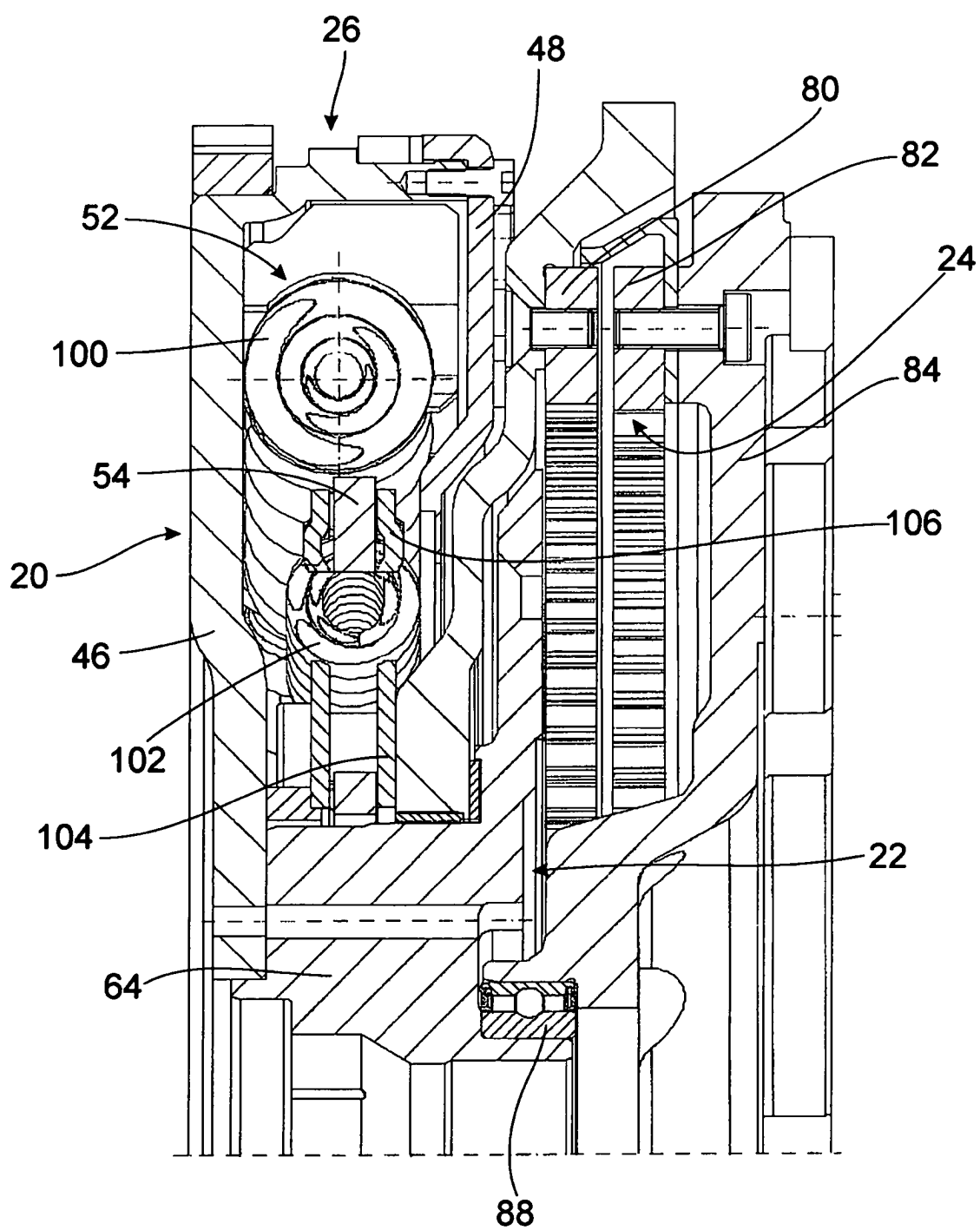


Fig. 31

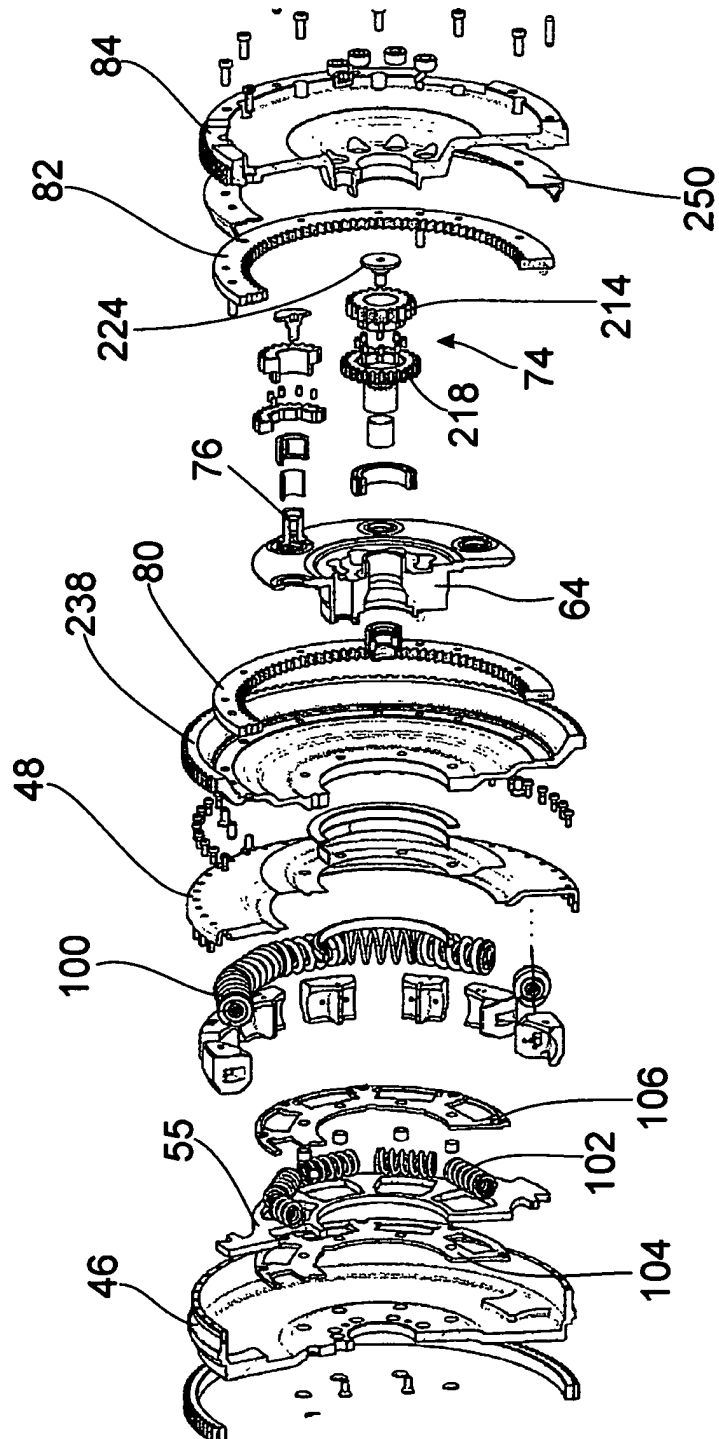


Fig. 32