



(10) **DE 11 2013 001 087 B4** 2018.08.30

(12)

Patentschrift

(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2013 001 087.9**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2013/059016**
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2013/161493**
(86) PCT-Anmeldetag: **27.03.2013**
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **31.10.2013**
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung
in deutscher Übersetzung: **13.11.2014**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **30.08.2018**

(51) Int Cl.: **F16H 45/02 (2006.01)**
F16F 15/134 (2006.01)

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
2012-100767 **26.04.2012** **JP**

(73) Patentinhaber:
AISIN AW CO., LTD., Anjo-shi, Aichi, JP

(74) Vertreter:
**Winter, Brandl, Fürniss, Hübner, Röss, Kaiser,
Polte Partnerschaft mbB, Patentanwälte, 85354
Freising, DE**

(72) Erfinder:
**Takikawa, Yoshihiro, c/o AISIN AW CO., LTD.,
Anjo-shi, Aichi-ken, JP; Maruyama, Kazuto, c/o
AISIN AW CO., LTD., Anjo-shi, Aichi-ken, JP; Itou,
Kazuhiro c/o AISIN AW CO., LTD., Anjo-shi, Aichi-
ken, JP**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	103 58 901	A1
DE	10 2008 057 648	A1
WO	2011/ 138 216	A1

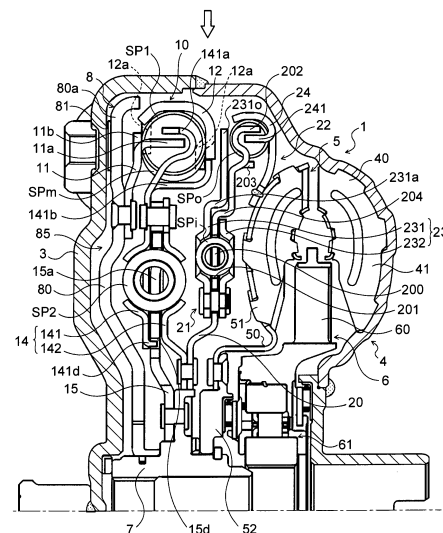
(54) Bezeichnung: **Startvorrichtung**

(57) Hauptanspruch: Startvorrichtung, die ein Pumpenlaufrad (4), ein Turbinenlaufrad (5), das zusammen mit dem Pumpenlaufrad (4) rotieren kann, einen Dämpfermechanismus (10), der ein Eingangelement (11), an welches eine Leistung von einer Brennkraftmaschine eingegeben wird, ein mit einer Drehzahländerungsvorrichtung gekoppeltes Ausgangselement (15) und zumindest ein zwischen dem Eingangelement (11) und dem Ausgangselement (15) angeordnetes Zwischenelement (12, 14) aufweist, und einen dynamischen Dämpfermechanismus (21, 22) aufweist, der von den an die Drehzahländerungsvorrichtung übertragenen Vibrationen die Vibrationen mit einer vorbestimmten Frequenz dämpft, wobei der dynamische Dämpfermechanismus (21, 22) aufweist:

einen ersten dynamischen Dämpfer (21) mit einem ersten elastischen Element (SPi) und einem ersten Massekörper (23), der an ein Ende des ersten elastischen Elements (SPi) gekoppelt ist und wobei das andere Ende des ersten elastischen Elements (SPi) an das Zwischenelement (12, 14) gekoppelt ist; und

einen zweiten dynamischen Dämpfer (22) mit einem zweiten elastischen Element (SPo) und einem zweiten Massekörper (24), der an ein Ende des zweiten elastischen Elements (SPo) gekoppelt ist und wobei das andere Ende des zweiten elastischen Körpers (SPo) an das Zwischenelement (12, 14) gekoppelt ist,

wobei der Dämpfermechanismus (10) ein drittes elastisches Element (SP1), das Drehmoment zwischen dem Eingangelement (11) und dem Zwischenelement (12, 14) überträgt, und ...



Beschreibung

Technisches Feld

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Startvorrichtung bzw. eine Anlassvorrichtung, die einen Dämpfermechanismus mit einer Vielzahl von Rotationselementen aufweist.

Technischer Hintergrund

[0002] Bekannt ist eine Startvorrichtung, welche ein Pumpenlaufrad und ein Turbinenlaufrad, die einen Drehmomentwandler darstellen, einen Dämpfermechanismus, welcher eine Vielzahl von Rotationselementen aufweist, und zwei dynamische Dämpfer aufweist, die jeweils aus einem elastischen Element und einem Massekörper bestehen und mit einem der Vielzahl von Rotationselementen des Dämpfermechanismus gekoppelt sind (siehe Internationale Patentveröffentlichung WO 2011/ 138 216 A1).

Zusammenfassung der Erfindung

[0003] In der Startvorrichtung gemäß des oben beschriebenen Standes der Technik hat hingegen jeder der zwei dynamischen Dämpfer einen zugeordneten Massekörper und folglich gestaltet es sich schwierig, eine Erhöhung der Größe der gesamten Vorrichtung zu vermeiden. Wenn ferner die zwei dynamischen Dämpfer nebeneinander zwischen dem Dämpfermechanismus und dem Turbinenlaufrad wie in der Startvorrichtung gemäß dem oben beschriebenen Stand der Technik angeordnet sind, kann sich die Länge (Axiallänge) des Drehmomentwandlers etc. in der Axialrichtung erhöhen.

[0004] Es ist daher eine Hauptaufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Startvorrichtung bereitzustellen, die zwei dynamische Dämpfer in kompakter Weise aufweist.

[0005] Um die oben genannte Hauptaufgabe zu erreichen, kommt in der Startvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung die folgende Einrichtung zur Anwendung.

[0006] Die vorliegende Erfindung stellt bereit

eine Startvorrichtung, die ein Pumpenlaufrad bzw. Pumpenrad, ein Turbinenlaufrad bzw. ein Turbinenrad, welches zusammen mit dem Pumpenrad rotieren kann, einen Dämpfermechanismus, der ein Eingabe- bzw. Eingangselement, an welches eine Leistung von einer Brennkraftmaschine eingegeben wird, ein mit einer Drehzahländerungsvorrichtung bzw. einer Geschwindigkeitsänderungsvorrichtung gekoppeltes Ausgabe- bzw. Ausgangselement und ein zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement angeordnetes Zwischenelement aufweist,

und einen dynamischen Dämpfer aufweist, der von den an die Drehzahländerungsvorrichtung übertragenen Vibrationen die Vibrationen mit einer vorbestimmten Frequenz dämpft, wobei die Startvorrichtung aufweist:

einen ersten dynamischen Dämpfer mit einem ersten elastischen Element und einem ersten Massekörper, der an ein Ende des ersten elastischen Elements gekoppelt ist und an das Zwischenelement gekoppelt ist; und

einen weiteren dynamischen Dämpfer mit einem zweiten elastischen Element und einem zweiten Massekörper, der mit einem Ende des zweiten elastischen Elements gekoppelt ist und der mit dem Zwischenelement gekoppelt ist, in welchem

der erste Massekörper des ersten dynamischen Dämpfers oder der zweite Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers zumindest das Turbinenrad aufweist.

[0007] Die Startvorrichtung weist den ersten dynamischen Dämpfer und den zweiten dynamischen Dämpfer, die mit dem Zwischenelement des Dämpfermechanismus, welcher Vibrationen der Brennkraftmaschine dämpft, gekoppelt sind, auf, um eine Leistung zur Drehzahländerungsvorrichtung zu übertragen. Der erste Massekörper des ersten dynamischen Dämpfers oder der zweite Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers weist zumindest das Turbinenrad auf. Folglich ermöglicht die Verwendung des Turbinenrades als der erste Massekörper oder der zweite Massekörper des ersten dynamischen Dämpfers oder des zweiten dynamischen Dämpfers, dass die Teileanzahl der Startvorrichtung reduziert wird und eine Zunahme der Größe der Startvorrichtung unterbunden wird. Auf diese Weise kann die Startvorrichtung, welche den ersten dynamischen Dämpfer und den zweiten dynamischen Dämpfer, welche über ein Koppellement mit einem Leistungsübertragungselement gekoppelt sind, aufweist, auf kompakte Weise ausgebildet werden. Wenn ferner der erste dynamische Dämpfer und der zweite dynamische Dämpfer mit dem Zwischenelement, welches wahrscheinlicher als das Eingangselement und das Ausgangselement vibriert, gekoppelt sind, können Vibrationen des Zwischenelements durch den ersten dynamischen Dämpfer oder durch den zweiten dynamischen Dämpfer auf ein geringeres Vibrationsniveau des gesamten Dämpfermechanismus gedämpft werden und eine Resonanz des ersten dynamischen Dämpfers oder des zweiten dynamischen Dämpfers, das heißt Vibrationen, welche beim Dämpfen von Vibrationen durch den ersten dynamischen Dämpfer oder den zweiten dynamischen Dämpfer verursacht werden, können durch den anderen des ersten dynamischen Dämpfers oder des zweiten dynamischen Dämpfers gedämpft werden. Auf diese Weise kann mit solch einer Anordnung eine auf den Dämpfermechanismus übertragene Vibration effektiv durch den

ersten dynamischen Dämpfer und den zweiten dynamischen Dämpfer gedämpft werden.

[0008] Der in dieser Anmeldung verwendete Ausdruck „koppeln“ bedeutet „koppeln“ durch Eingriff zwischen einer Vielzahl von Elementen sowie „koppeln“ durch wirklichen Eingriff zwischen einem elastischen Element (Feder) und einem weiteren Element wie beispielsweise einem Massekörper (Gewicht bzw. Masse), welche so angeordnet sind, um voneinander außer Eingriff bringbar zu sein, beispielsweise durch Aneinanderstoßen des elastischen Elements mit einem anderen Element, was beispielsweise durch Rotation des elastischen Elements einhergeht. Gegebenenfalls kann Spiel zwischen dem elastischen Element und dem anderen Element vorgegeben sein.

[0009] Die Startvorrichtung kann ferner ein Koppellement, welches das andere Ende des anderen elastischen Elements mit dem Zwischenelement koppelt, aufweisen; und das Koppellement kann radial nach außen bezüglich einer Position, an welcher das Koppellement mit dem ersten elastischen Element gekoppelt ist, vorspringen, um mit dem zweiten elastischen Element gekoppelt zu sein. Folglich ermöglicht eine gemeinsame Verwendung des Koppellements zwischen dem ersten dynamischen Dämpfer und dem zweiten dynamischen Dämpfer eine Reduzierung der Teileanzahl der Startvorrichtung und ein Unterbinden einer Erhöhung der Axiallänge der Startvorrichtung. Auf diese Weise kann die Startvorrichtung, welche den ersten dynamischen Dämpfer und den zweiten dynamischen Dämpfer, welche über das Koppellement mit dem Leistungsübertragungselement gekoppelt sind, noch kompakter gestaltet werden.

[0010] Das Koppellement kann mit dem zweiten elastischen Element an einer Stelle, die sich in Radialrichtung außerhalb des Turbinenrades befindet, gekoppelt sein. Das zweite elastische Element kann zumindest teilweise das Turbinenrad in einer Axialrichtung überlappen. Folglich kann das zweite elastische Element des zweiten dynamischen Dämpfers in einem Bereich in der Nähe des Außenumfangsabschnitts des Turbinenrades, welcher tendenziell ein ungenutzter Raum ist, angeordnet werden und die Raumausnutzung der Startvorrichtung kann weiterhin verbessert werden.

[0011] Der zweite Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers kann das Turbinenrad und ein Turbinenkoppellement, welches das Turbinenrad und das zweite elastische Element miteinander koppelt, aufweisen. Die Verwendung des Turbinenrades als der zweite Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers erlaubt die Sicherstellung einer ausreichenden Masse des zweiten Massekörpers und ein Unterbinden einer Zunahme der Größe in der Axialrichtung der Startvorrichtung.

[0012] Der erste Massekörper des ersten dynamischen Dämpfers kann aus einem ersten Plattenelement und einem zweiten Plattenelement, welche einander in einer Axialrichtung der Startvorrichtung zugewandt sind und die miteinander gekoppelt sind, bestehen und das Koppellement kann zwischen dem ersten Plattenelement und dem zweiten Plattenelement verlaufen, um in Radialrichtung nach außen vorzuspringen. Demnach kann eine ausreichende Masse des ersten Massekörpers sichergestellt und eine Zunahme der Axiallänge der Startvorrichtung durch Reduzierung der Ausmaße des ersten Plattenelements und des zweiten Plattenelements, welche den ersten Massekörper in der Axialrichtung der Startvorrichtung darstellen, unterbunden werden.

[0013] Das erste Plattenelement kann in Radialrichtung nach außen verlaufen bzw. sich in Radialrichtung nach außen erstrecken, um das zweite elastische Element in der Axialrichtung der Startvorrichtung zu stützen bzw. zu lagern. Demnach kann die gesamte Startvorrichtung unter Verwendung des ersten Plattenelements, welches den ersten Massekörper darstellt, ebenso als ein Stützelement für das zweite elastische Element des zweiten dynamischen Dämpfers noch kompakter ausgebildet werden.

[0014] Das Koppellement kann einen axial verlaufenden Abschnitt, der sich an einer Stelle, welche sich in Radialrichtung außerhalb des zweiten Plattenelements befindet, in der Axialrichtung zum Turbinenlaufrad erstreckt, aufweisen. Demnach können das Koppellement und das zweite elastische Element des zweiten dynamischen Dämpfers, der in einem Bereich in der Nähe des Außenumfangsabschnitts des Turbinenrads angeordnet ist, miteinander in Eingriff gebracht werden, das erste elastische Element des ersten dynamischen Dämpfers und das zweite elastische Element des zweiten dynamischen Dämpfers können in der Axialrichtung der Startvorrichtung einander näher gebracht werden und der erste Massekörper und das Turbinenrad und das Turbinenkoppellement, welches als das zweite Masseelement fungiert, können einander näher gebracht werden.

[0015] Das erste Plattenelement kann einen axial verlaufenden Abschnitt, der sich an einer in Radialrichtung äußeren Stelle des axial verlaufenden Abschnitts des Koppellements in der Axialrichtung zum Turbinenrad erstreckt und einen Außenumfangsabschnitt aufweisen, der sich von dem axial verlaufenden Abschnitt radial nach außen erstreckt bzw. in Radialrichtung nach außen verläuft. Demnach kann das erste Plattenelement in Radialrichtung nach außen erweitert werden, um eine ausreichende Masse des ersten Plattenelements sicherzustellen und eine Erhöhung der Axiallänge der Startvorrichtung kann unterbunden werden.

[0016] Das Zwischenelement kann über ein drittes elastisches Element mit dem Eingangselement in Eingriff stehen und über ein viertes elastisches Element mit dem Ausgangselement in Eingriff stehen; und das dritte elastische Element kann den axial verlaufenden Abschnitt des ersten Plattenelements in einer Axialrichtung zumindest teilweise überlappen. Demnach kann die Axiallänge der Startvorrichtung weiter verkürzt werden.

[0017] Die Startvorrichtung kann ferner eine Lock-up-Kupplung bzw. eine Überbrückungskupplung, die selektiv bzw. wahlweise die Brennkraftmaschine und den Dämpfermechanismus miteinander koppelt und einen radialen Außenabschnitt der Überbrückungskupplung aufweisen, wobei ein radialer Außenabschnitt der Überbrückungskupplung, das dritte elastische Element des Dämpfermechanismus, ein radialer Außenabschnitt des ersten Massekörpers und das zweite elastische Element in Radialrichtung auf derselben Höhe angeordnet sein können.

[0018] Eine Steifigkeit des ersten elastischen Elements kann höher als eine Steifigkeit des zweiten elastischen Elements sein. Demnach können Vibrationen des Leistungsübertragungselements durch den ersten dynamischen Dämpfer gedämpft werden, um das Vibrationslevel bzw. das Vibrationsniveau zu senken und Resonanzen des ersten dynamischen Dämpfers, das heißt Vibrationen, welche beim Dämpfen von Vibrationen durch den ersten dynamischen Dämpfer verursacht werden, können durch den zweiten dynamischen Dämpfer gedämpft bzw. unterdrückt werden.

Figurenliste

Fig. 1 ist eine Teilschnittansicht, welche eine Strömungsübertragungseinrichtung bzw. Fluidübertragungseinrichtung 1 einer Startvorrichtung gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt.

Fig. 2 stellt eine schematische Anordnung der Fluidübertragungseinrichtung 1 dar.

Fig. 3 stellt ein Beispiel einer Beziehung zwischen der Rotationsgeschwindigkeit eines Verbrennungsmotors, welcher als ein Motor fungiert, und dem Vibrationsniveau eines Dämpfermechanismus 10 dar.

Ausführungsarten der Erfindung

[0019] Nachfolgend wird ein Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben.

[0020] **Fig. 1** stellt die Anordnung eines Strömungstriebes bzw. einer Fluidübertragungseinrichtung 1 einer Startvorrichtung gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dar. Die in der Fi-

gur dargestellte Fluidübertragungseinrichtung 1 ist ein an ein Fahrzeug mit einem Verbrennungsmotor (Brennkraftmaschine), welcher als ein Motor fungiert, montierter Drehmomentwandler und weist einen Frontdeckel 3 (Eingangselement), der mit einer Kurbelwelle (nicht dargestellt) des Verbrennungsmotors gekoppelt ist, ein Pumpenrad 4 (eingabeseitiges Fluidübertragungselement), das an die Frontabdeckung 3 befestigt ist, ein Turbinenrad 5 (ausgabeseitiges Fluidübertragungselement), das koaxial zum Pumpenrad 4 angeordnet ist, um drehbar zu sein, einen Stator bzw. ein Leitrad 6, das eine Strömung eines Arbeitsöls (ein Arbeitsfluid) von dem Turbinenrad 5 zum Pumpenrad 4 einstellt, eine Dämpfernabe 7 (Ausgangselement), die an eine Eingangswelle oder eine Drehzahländerungsvorrichtung (nicht dargestellt), welche ein Automatikgetriebe (AT) oder ein stufenloses Getriebe (CVT) ist, befestigt ist, einen Einscheiben-Reibüberbrückungskupplungsmechanismus 8 mit einem Überbrückungskolben 80 und einem Dämpfermechanismus 10 auf, welcher mit der Dämpfernabe 7 verbunden ist und welcher mit dem Überbrückungskolben 80 verbunden ist.

[0021] Das Pumpenrad 4 hat eine Pumpenradschale 40, die fest an die Frontabdeckung 3 befestigt ist, und eine Vielzahl von Pumpenschaukeln 41, die an der Innenfläche der Pumpenschale 40 angeordnet ist. Das Turbinenrad 5 hat eine Turbinenschale 50 und eine Vielzahl von Turbinenschaukeln 51, die an der Innenfläche der Turbinenschale 50 angeordnet ist. Die Turbinenschale 50 ist über einen Niet an eine Turbinennabe 52 befestigt. Die Turbinennabe 52 wird derart gestützt, dass eine Bewegung der Turbinennabe 52 in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung 1 durch einen Sicherungsring bzw. Federring oder ähnliches, welches an die Dämpfernabe 7 befestigt ist, verhindert wird und derart, um mit der Dämpfernabe 7 drehbar zu sein. Das Leitrad 6 hat eine Vielzahl von Leitradschaukeln 60. Die Rotationsrichtung des Leitrades 6 ist mittels eines Freilaufs 61 auf nur eine Richtung eingestellt. Das Pumpenrad 4 und das Turbinenrad 5 sind so vorgesehen, um einander zugewandt zu sein. Das Pumpenrad 4, das Turbinenrad 5 sowie das Leitrad 6 bilden einen Torus (ringförmiger Strömungsdurchgang) aus, welcher eine Zirkulation des Arbeitsöls erlaubt.

[0022] Der Überbrückungskupplungsmechanismus 8 kann eine Wandler Sperre bzw. eine Wandlerüberbrückung, in welcher die Frontabdeckung 3 und die Dämpfernabe 7 über den Dämpfermechanismus 10 miteinander gekoppelt sind, herstellen und lösen. In dem in **Fig. 1** gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Überbrückungskolben 80 des Überbrückungskupplungsmechanismus 8 innerhalb der Frontabdeckung 3 und in der Nähe der motorseitigen Innenwandfläche (rechte Seite in der Figur) der Frontabdeckung 3 angeordnet und an der Dämpfernabe 7 so angeordnet, um verschiebbar in der Axialrichtung und dreh-

bar zu sein. Ein Reibungselement **81** ist an eine Fläche des Überbrückungskolbens **80** an der Außenumfangsseite und an der Frontabdeckungsseite befestigt. Eine Überbrückungskammer **85** ist zwischen der Rückseite (eine Fläche an der linken Seite in der Fig.) des Überbrückungskolbens **80** und der Frontabdeckung **3** definiert. Die Überbrückungskammer **85** ist mit einer Hydrauliksteuerungsvorrichtung (nicht dargestellt) über eine Arbeitsölauführungsausnehmung (nicht dargestellt) und einen in der Eingangswelle ausgebildeten Öldurchgang verbunden.

[0023] Ein Arbeitsöl, welches von der Hydrauliksteuerungsvorrichtung zum Pumpenrad **4** und zum Turbinenrad **5** (Torus) zuzuführen ist, kann in die Überbrückungskammer **85** strömen. Auf diese Weise, wenn der Druck in einer Fluidübertragungskammer, in welcher das Pumpenrad **4** sowie das Turbinenrad **5** aufgenommen sind, und der Druck in der Überbrückungskammer **85** gleich gehalten werden, dann wird der Überbrückungskolben **80** nicht in Richtung der Frontseitenabdeckungsseite bewegt und der Überbrückungskolben **80** ist nicht in Reibeingriff mit der Frontabdeckung **3**. Wenn dagegen der Druck in der Überbrückungskammer **85** durch die Hydrauliksteuerungsvorrichtung (nicht dargestellt) reduziert wird, dann wird der Überbrückungskolben **80** durch eine Druckdifferenz in Richtung der Frontabdeckung **3** bewegt, um in Reibeingriff mit der Frontabdeckung **3** zu gelangen. Demnach ist die Frontabdeckung **3** mit der Dämpfernabe **7** über den Dämpfermechanismus **10** gekoppelt.

[0024] Wie es in den **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt ist, weist der Dämpfermechanismus **10** als Leistungsübertragungselemente, welche eine Leistung von dem Verbrennungsmotor an die Drehzahländerungsvorrichtung übertragen, ein Antriebselement **11** (Eingangselement), ein erstes Zwischenelement **12** (erstes Zwischenelement), welches mit dem Antriebselement **11** über eine Vielzahl von ersten Federn SP1 (drittes elastisches Element) in Eingriff ist, ein zweites Zwischenelement **14** (zweites Zwischenelement), welches mit dem ersten Zwischenelement **12** über eine Vielzahl von Zwischenfedern SPm (elastisches Zwischenelement) in Eingriff ist und ein Abtriebselement **15** (Ausgangselement) auf, welches über eine Vielzahl von zweiten Federn SE2 (viertes elastisches Element) mit dem zweiten Zwischenelement **14** in Eingriff steht. In dem Ausführungsbeispiel sind die ersten Federn SP1 und die Zwischenfedern SPm aus einem Metallmaterial bestehende Schraubenfedern, welche spiralförmig gewickelt sind, um eine Achse aufzuweisen, die gerade verläuft, wenn keine Last aufgebracht wird. Die zweiten Federn SP2 sind Bogenfedern aus einem Metallmaterial, die so gewickelt bzw. gewunden sind, um eine Achse zu haben, die sich bogenförmig erstreckt, wenn keine Last aufgebracht ist. Die ersten Federn SP1, die Zwischenfedern SPm und die zweiten Federn SP2 sind in Reihe

zueinander angeordnet. Das Anwenden von Bogenfedern als die zweiten Federn SP2 unter den ersten Federn SP1, den Zwischenfedern SPm und den zweiten Federn SP2 vergrößert weiter den Hub (vermindert die Steifigkeit) des Dämpfermechanismus **10**.

[0025] Das Antriebselement **11** hat eine Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten **11a**, welche gegen die jeweiligen ersten Enden der ersten Federn SP1 angrenzen, und eine Vielzahl von Federstützabschnitten **11b**. Das Antriebselement **11** ist über einen Niet an dem Überbrückungskolben **80** des Überbrückungskupplungsmechanismus **8** befestigt und in einem Außenumfangsbereich innerhalb eines Gehäuses, welches durch die Frontabdeckung **3** und die Pumpenschale **40** des Pumpenrads **4** definiert ist, angeordnet. Das erste Zwischenelement **12** besteht aus einem ringförmigen Element, welches die ersten Federn SP1 und die Zwischenfedern SPm so stützen kann, um mit der Vielzahl von Federstützabschnitten **11b** des Antriebselements **11** auf demselben Umfang verschiebbar zu sein. In dem Ausführungsbeispiel ist das erste Zwischenelement **12** durch das zweite Zwischenelement **14** so gestützt, um drehbar um die Achse der Fluidübertragungseinrichtung **1** zu sein, und ist in einem Außenumfangsbereich innerhalb des Gehäuses angeordnet. Ferner, wie es in **Fig. 1** gezeigt ist, hat das erste Zwischenelement **12** eine Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten **12a**, welche zwischen den jeweiligen zweiten Enden der ersten Federn SP1 und den jeweiligen ersten Enden der Zwischenfedern SPm, welche benachbart zu den ersten Federn SP1 sind, angeordnet und die an die zweiten Enden der ersten Federn SP1 und die ersten Enden der Zwischenfedern SPm angrenzen.

[0026] Das zweite Zwischenelement **14**, welches zwischen dem Antriebselement **11** und dem Abtriebselement **15** angeordnet ist, besteht aus einer ringförmigen ersten Platte **141** und einer ringförmigen zweiten Platte **143**, welche über einen Niet mit der ersten Platte **141** gekoppelt (befestigt) sind. In dem Ausführungsbeispiel ist das zweite Zwischenelement **14** durch das Abtriebselement **15** so gestützt, um drehbar um die Achse der Fluidübertragungseinrichtung **1** zu sein. Die erste Platte **141** des zweiten Zwischenelements **14** weist eine Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten **141a**, welche an die jeweiligen zweiten Enden der Zwischenfedern SPm angrenzen, eine Vielzahl von Stützabschnitten **141b**, die den Innenumfangsabschnitt des ersten Zwischenelements **12** drehbar stützen, und eine Vielzahl von Federstützabschnitten auf, welche die zweiten Federn SP2 stützen. Die Federangrenzungsabschnitte **141a** und die Stützabschnitte **141b** sind an der Außenumfangsseite vorgesehen. Die Federstützabschnitte sind an der Innenumfangsseite vorgesehen. Ferner hat die zweite Platte **142** des zweiten Zwischenelements **14** eine Vielzahl von Federstützabschnitten, welche den jeweiligen Federstützabschnitten der ersten Platte **141**

zugewandt sind, um die zweiten Federn SP2 zu stützen. Ferner sind die erste Platte **141** sowie die zweite Platte **142** mit einer Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten (nicht dargestellt), die an jeweilige erste Enden der zweiten Feder SP2 angrenzen, ausgebildet.

[0027] Folglich sind die Federn der Vielzahl von ersten Federn SP1 jeweils in dem Außenumfangsabschnitt des Dämpfermechanismus **10** (bezüglich der zweiten Federn SP2 radial außen) so angeordnet, um zwischen dem korrespondierenden Federangrenzungsabschnitt **11a** des Antriebselements **11** und dem korrespondierenden Federangrenzungsabschnitt **12a** des ersten Zwischenelements **12** positioniert zu sein. Die Federn der Vielzahl von Zwischenfedern SPm sind jeweils in dem Außenumfangsabschnitt des Dämpfermechanismus **10** so angeordnet, um zwischen dem korrespondierenden Federangrenzungsabschnitt **12a** des ersten Zwischenelements **12** und dem zweiten Zwischenelement **14**, das heißt dem entsprechenden Federangrenzungsabschnitt **141a** der ersten Platte **141**, positioniert zu sein. Ferner ist die Vielzahl von zweiten Federn SP2 von den ersten Federn SP1 und den Zwischenfedern SPm in der Radialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** entfernt bzw. beabstandet und bezüglich der ersten Federn SP1 und den Zwischenfedern SPm (in den Innenumfangsbereich des Dämpfermechanismus **10**) radial innen positioniert.

[0028] Das heißt, die als zweite Federn SP2 verwendeten Bogenfedern haben eine Hysterese, welche höher als die der Schraubenfedern ist. Damit folglich in dem Dämpfermechanismus gemäß dem Ausführungsbeispiel der Vibrationsdämpfungseffekt der zweiten Federn SP2 nicht durch die Hysterese beeinträchtigt wird, werden die zweiten Federn SP2, welche Bogenfedern sind, bezüglich den ersten Federn SP1 und den Zwischenfedern SPm radial innen angeordnet. Folglich wird eine Zentrifugalkraft, welche auf die zweiten Federn SP2 wirkt, reduziert, um die Hysterese der zweiten Federn SP2 zu reduzieren, das heißt eine Reibkraft, welche auf die zweiten Federn SP2 wirkt, wenn eine Last reduziert wird, dass eine gute Vibrationsdämpfungseigenschaft der zweiten Federn SP2 aufrechterhält.

[0029] Das Abtriebselement **15** ist zwischen der ersten Platte **141** und der zweiten Platte **142** des zweiten Zwischenelements **14** angeordnet und an die Dämpfernabe **7** über einen Niet befestigt. Ferner hat das Abtriebselement **15** eine Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten **15a**, welche an die jeweiligen zweiten Enden der zweiten Feder SP2 angrenzen. Ferner hat das Abtriebselement **15** eine Vielzahl von bogenförmigen Schlitzen **15b**, welche mit Vorsprungsabschnitten **141d**, welche in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** vom Innenumfangsabschnitt der ersten Platte **141** des zweiten Zwi-

schenelements **114** vorspringt, in Eingriff gebracht zu werden. Mit den Vorsprungsabschnitten **141d** der ersten Platte **141**, die mit den jeweiligen Schlitzen **15d** des Abtriebselements **15** verbunden (frei bzw. beweglich montiert bzw. angebracht) sind, wird das zweite Zwischenelement **14** durch das Abtriebselement **15** so gestützt, um bezüglich des Abtriebselements **15** in einem Bereich, welcher der Umfangslänge der Schlitze **15d** entspricht, drehbar zu sein, und ist um die Achse der Fluidübertragungseinrichtung **1** drehbar.

[0030] Ein erster dynamischer Dämpfer **21** und ein zweiter dynamischer Dämpfer **22** sind über ein Koppellement **20** an ein Zwischenelement des Dämpfermechanismus **10**, welcher aus dem ersten Zwischenelement **12**, den Zwischenfedern SPm und dem zweiten Zwischenelement **14** gemäß obiger Beschreibung besteht, gekoppelt. Der erste dynamische Dämpfer **21** weist eine Vielzahl von innenumfangseitigen Federn (erstes elastisches Element) SPi und einen ersten Massekörper **23** auf, welcher unabhängig vom Dämpfermechanismus **10** (stellt den Dämpfermechanismus **10** nicht dar) ist und welcher mit ersten Enden der innenumfangseitigen Federn SPi gekoppelt ist. Der zweite dynamische Dämpfer weist eine Vielzahl von außenumfangsseitigen Federn SPO (zweites elastisches Element) und ein Turbinenkoppellement **24**, welches unabhängig vom Dämpfermechanismus **10** ist (stellt nicht den Dämpfermechanismus **10** dar), mit ersten Enden der außenumfangsseitigen Federn SPO gekoppelt ist und welches einen zweiten Massekörper zusammen mit dem Turbinenrad **5**, wie oben beschrieben, darstellt, auf. In dem Ausführungsbeispiel ist die Steifigkeit (= Federkonstante) der innenumfangseitigen Federn SPi des ersten dynamischen Dämpfers bestimmt, um größer als die Steifigkeit der außenumfangsseitigen Federn SPO des zweiten dynamischen Dämpfers **22** sein. Der „dynamische Dämpfer“ ist ein Mechanismus, welcher Vibrationen eines Vibrationselements durch Aufbringen der gegenphasigen Vibration auf das Vibrationselement mit einer Frequenz (Motordrehzahl), welche mit der Resonanzfrequenz des Vibrationselements übereinstimmt, dämpft und durch Koppeln einer Feder und eines Massekörpers an das Vibrationselement in solch einer Weise, dass die Feder und der Massekörper nicht im Drehmomentübertragungspfad enthalten sind, ausgebildet. Der dynamische Dämpfer kann dazu veranlasst werden, durch Einstellen der Steifigkeit der Feder und des Gewichts des Massekörpers bei einer gewünschten Frequenz zu arbeiten.

[0031] In dem Ausführungsbeispiel ist das Koppellement **20** an die zweite Platte **142** des zweiten Zwischenelements **14** über einen Niet befestigt und drehbar durch die Dämpfernabe **7** zusammen mit der zweiten Platte **142** gestützt. Ferner ist das Koppellement **20** ein in einer im Allgemeinen ringförmigen Form ausgebildetes Plattenelement. Der Innen-

umfangsabschnitt des Koppellements **20** ist aus einer Vielzahl von ausgesparten bzw. gekerbten Abschnitten **200**, in welche die entsprechenden innenumfangseitigen Federn SP_i des ersten dynamischen Dämpfers **21** angeordnet sind, und einer Vielzahl von innenumfangseitigen Federangrenzungs-elementen **201** ausgebildet, welche an entsprechende zweite Enden der innenumfangseitigen Federn SP_i angrenzen (in Eingriff stehen). Ferner ist der radiale Außenabschnitt des Koppellements **20** mit einer Vielzahl von außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **202**, welche an entsprechende zweite Enden der außenumfangsseitigen Federn SP_o des zweiten dynamischen Dämpfers angrenzen (in Eingriff stehen) und mit einer Vielzahl von Federstützabschnitten **203** ausgebildet. Ein axial verlaufender Abschnitt **204** mit einer kurzen Rohrform ist zwischen dem Innenumfangsabschnitt und dem radial äußeren Abschnitt des Koppellements **20** vorgesehen und verläuft in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** von dem Innenumfangsabschnitt in Richtung des Turbinenrads **5**.

[0032] Wie es in **Fig. 1** gezeigt ist, besteht der zweite Massekörper **23** des ersten dynamischen Dämpfers **21** aus einem ersten Plattenelement **231** und einem zweiten Plattenelement **132**, welche einander in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** zugewandt sind und über das Koppellement **20** miteinander gekoppelt sind. Das erste Plattenelement **231** ist in einer im Allgemeinen ringförmigen Form ausgebildet. Der Innenumfangsabschnitt des ersten Plattenelements **231** ist mit einer Vielzahl von Federstützabschnitten, welche die innenumfangseitigen Federn SP_i stützen, ausgebildet. Ferner erstreckt sich ein axial verlaufender Abschnitt **231a** mit einer kurzen Rohrform in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** von dem Innenumfangsabschnitt des ersten Plattenelements **231** in Richtung des Turbinenrads **5** und ein Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** erstreckt sich radial auswärts von einem Endabschnitt des axial verlaufenden Abschnitts **231a** auf der Turbinenradseite. Das zweite Plattenelement **232** ist ebenso in einer im Allgemeinen ringförmigen Form ausgebildet und hat einen Innendurchmesser, der im Allgemeinen dem Innendurchmesser des ersten Plattenelements **231** entspricht und einen Außendurchmesser, welcher kleiner als der Außendurchmesser des ersten Plattenelements **132** ist. Das zweite Plattenelement **232** hat eine Vielzahl von Federstützabschnitten, welche den jeweiligen Federstützabschnitten des ersten Plattenelements **231** zugewandt sind, um die innenumfangseitigen Federn SP_i zu stützen. Das erste Plattenelement **231** sowie das zweite Plattenelement **232** sind mit einer Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten (nicht dargestellt), welche an die entsprechenden ersten Enden der innenumfangseitigen Federn SP_i angrenzen (in Eingriff stehen), ausgebildet.

[0033] Wie es in **Fig. 1** gezeigt ist, sind der Innenumfangsabschnitt des zweiten Plattenelements **231**, welches aus dem ersten Massekörper **23** besteht, und der Innenumfangsabschnitt des zweiten Plattenelements **232** über einen Niet miteinander gekoppelt, welcher eine in den Innenumfangsabschnitt des Koppellements **20** ausgebildete Ausnehmung derart durchdringt, dass das erste Plattenelement **231** auf der Seite des Dämpfermechanismus **10** positioniert ist, und das zweite Plattenelement **232** auf der Seite des Turbinenrads **5** positioniert ist, und der Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** sich zu einer Stelle nahe der Rückseite des ersten Zwischenelements **12** erstreckt. Ferner verläuft der axial verlaufende Abschnitt **204** des Koppellements **20** in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** in Richtung des Turbinenrads **5** an einer Stelle, die radial innerhalb zum bzw. innenseitig zum axial verlaufenden Abschnitt **231a** des ersten Plattenelements **231** sowie radial außerhalb bzw. an einer Außenseite des zweiten Plattenelements **232** ist. Der radiale Außenabschnitt des Koppellements **20** ist bezüglich des Außenumfangsabschnitts **231o** des ersten Plattenelements **231**, welches das erste Masseelement **23** darstellt, an der Seite des Turbinenrads **5** angeordnet und erstreckt sich bezüglich des weiteren Plattenelements **232** radial nach außen.

[0034] Das heißt, der axial verlaufende Abschnitt **231a** des ersten Plattenelements **231** überlappt den axial verlaufenden Abschnitt **204** des Koppellements **20** in Blickrichtung in der Radialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** (in der Richtung des weißen Pfeiles in **Fig. 1**), der axial verlaufende Abschnitt des Koppellements **20** überlappt das zweite Plattenelement **232** in Blickrichtung in der Radialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1**, und ferner überlappt der Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** den axial verlaufenden Abschnitt **231a** des Plattenelements **231** und des zweiten Plattenelement **232** in Blickrichtung in der Radialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1**. Die außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitte **202** des Koppellements **20** sind auf der Seite der Rückseite des ersten Zwischenelements **12** und in der Nähe des Außenumfangsabschnitts des Turbinenrads **5** positioniert. Auf diese Weise erstreckt sich das Koppellement **20** zwischen dem ersten Plattenelement **231** und dem zweiten Plattenelement **232**, um radial nach außen vorzuspringen.

[0035] Das Turbinenkoppellement **24**, welches den zweiten Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers **22** darstellt, stellt ein ringförmiges Element, welches die Vielzahl von außenumfangsseitigen Federn SP_o stützen kann, dar, um auf demselben Umfang zusammen mit der Vielzahl von Federstützabschnitten **203** des Koppellements **20** und dem Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** des ersten Massekörpers **23** verschiebbar

zu sein. Ferner hat das Turbinenkoppelement **24** eine Vielzahl von Federangrenzungsabschnitten **241**, welche an entsprechende erste Enden der außenumfangsseitigen Federn SPo angrenzen (in Eingriff stehen) auf. Der Innenumfangsabschnitt des Turbinenkoppelements **24** ist an die Außenumfangsseite der Rückseite der Turbinenschale **50**, welche das Turbinenrad **5** darstellt, befestigt.

[0036] In der wie oben beschrieben ausgebildeten Fluidübertragungseinrichtung **1**, wie es in **Fig. 1** dargestellt ist, ist das Koppelement **20**, welches die zweiten Enden der innenumfangsseitigen Enden SPi des ersten dynamischen Dämpfers **21** und die zweiten Enden der außenumfangsseitigen Federn SPo des zweiten dynamischen Dämpfers **22** an das Zwischenelement des Dämpfermechanismus **10** koppelt, an die außenumfangsseitigen Federn SPo an einer Stelle gekoppelt, welche sich bezüglich der Position, an welcher das Koppelement **20** mit den innenumfangsseitigen Federn SPi gekoppelt ist, radial außen befindet, das heißt, an einer in Radialrichtung außerhalb des Turbinenrads **5** befindlichen Stelle. Ferner überlappen die außenumfangsseitigen Federn SPo des zweiten dynamischen Dämpfers **22** zumindest teilweise das Turbinenrad **5** in der Axialrichtung (überlappen zumindest teilweise das Turbinenrad **5** in Blickrichtung in der Radialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1**). Ferner überlappen ein Außenumfangsabschnitt **80a** (radialer Außenabschnitt des Überbrückungskupplungsmechanismus **8**) des Überbrückungskolbens **80**, welcher den Überbrückungskupplungsmechanismus **8**, die ersten Federn SP1 und die Zwischenfedern SPm des Dämpfermechanismus **10** darstellen, der Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** und die außenumfangsseitigen Federn SPo des zweiten dynamischen Dämpfers **22** einander zumindest teilweise in Blickrichtung in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1**.

[0037] Als nächstes wird ein Betrieb der oben diskutierten Fluidübertragungseinrichtung **1** beschrieben.

[0038] Wie aus **Fig. 2** ersichtlich wird, wenn eine Überbrückung durch den Überbrückungskupplungsmechanismus **8** gelöst ist und die Frontabdeckung **3** und die Dämpfernabe **7** nicht über den Dämpfermechanismus **10** miteinander gekoppelt sind, wird eine Leistung des Verbrennungsmotors, welcher als der Motor fungiert, an die Eingangswelle der Drehzahländerungsvorrichtung über einen Pfad, welcher die Frontabdeckung **3**, das Pumpenrad **4**, das Turbinenrad **5**, das Turbinenkoppelement **24**, die innenumfangsseitigen Federn SPo, das Koppelement **20**, das zweite Zwischenelement **14**, die zweiten Federn SP2, das Abtriebselement **15** und die Dämpfernabe **7** aufweist, übertragen. In diesem Fall ist jede der innenumfangsseitigen Federn SPo und der zweiten Federn SP2 grundsätzlich vollständig zusammengezogen.

[0039] Wie es aus **Fig. 2** ersichtlich ist, wenn eine Verriegelung bzw. Überbrückung durch den Überbrückungskupplungsmechanismus **8** realisiert bzw. hergestellt ist und die Frontabdeckung **3** und die Dämpfernabe **7** über den Dämpfermechanismus **10** miteinander gekoppelt sind, wird Leistung des als Motor fungierenden Verbrennungsmotors an die Eingangswelle der Drehzahländerungsvorrichtung über einen Pfad, welcher die Frontabdeckung **3**, den Überbrückungskupplungsmechanismus **8**, das Antriebselement **11**, die ersten Federn SP1, das erste Zwischenelement **12**, die Zwischenfedern SPm, das zweite Zwischenelement **14**, die zweiten Federn SP2, das Abtriebselement **15** und die Dämpfernabe **7** aufweist, übertragen. In diesem Fall werden Variationen im Drehmoment bzw. Drehmomentschwankungen (Vibrationen), welche der Frontabdeckung **3** eingegeben werden, im Wesentlichen durch die ersten Federn SP1, die Zwischenfedern SPm und die zweiten Federn SP2 des Dämpfermechanismus **10** absorbiert.

[0040] Während der Überbrückung stellen zusätzlich zum Dämpfermechanismus **10** die innenumfangsseitigen Federn SPi, welche mit den innenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **201** des Koppelabschnitts **20**, welcher mit dem zweiten Zwischenelement **14** des Dämpfermechanismus **10** gekoppelt ist, in Eingriff steht und der erste Massekörper **23**, welcher mit den innenumfangsseitigen Federn SPi in Eingriff steht, den ersten dynamischen Dämpfer **21** dar. Folglich kann während der Überbrückung eine Vibration, welche von der Seite des Verbrennungsmotors zur Frontabdeckung **3** übertragen wird, effektiv absorbiert (gedämpft) werden, um von dem zweiten Zwischenelement des Dämpfermechanismus **10** durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** entfernt bzw. beseitigt zu werden. In der Fluidübertragungseinrichtung **1** stellen ferner die außenumfangsseitigen Federn SPo, welche mit den außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **202** des Koppellements **20**, welches mit dem zweiten Zwischenelement **14** des Dämpfermechanismus **10** gekoppelt ist, in Eingriff steht, das Turbinenkoppelement **24**, welches mit den außenumfangsseitigen Federn SPo in Eingriff steht und das Turbinenrad **5**, welches an das Turbinenkoppelement **24** befestigt ist und als eine Masse, welche zum Drehmomenttransfer zwischen der Frontabdeckung **3** und der Dämpfernabe **7** nicht beiträgt, fungiert, den zweiten dynamischen Dämpfer **22** dar. Folglich können während der Überbrückung von der Seite des Motors an die Frontabdeckung **3** übertragene Vibrationen effektiv absorbiert (gedämpft) werden, um vom zweiten Zwischenelement des Dämpfermechanismus **10** ebenso durch den zweiten dynamischen Dämpfer **22** entfernt zu werden.

[0041] In der Fluidübertragungseinrichtung **1** gemäß dem Ausführungsbeispiel werden die Steifigkeit

der Innenumfangsfedern SP_i , welche die Vibrationsdämpfungseigenschaften (Resonanzfrequenz) des ersten dynamischen Dämpfers **21** bestimmen, das Gewicht (Trägheit) des ersten Massekörpers **23**, die Steifigkeit der außenumfangsseitigen Federn SP_o , welche die Vibrationsdämpfungseigenschaften (Resonanzfrequenz) des zweiten dynamischen Dämpfers **22** bestimmt, und das Gewicht (Trägheit) des Turbinenkoppelements **24** und des Turbinenrads **5** basierend auf der Anzahl der Zylinder des als Motor fungierenden Verbrennungsmotors und einer Überbrückungsdrehzahl N_{lup} , mit welcher die Überbrückung realisiert wird, eingestellt. Folglich, selbst wenn eine Überbrückung realisiert wird, wenn die Vibrationsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors sehr gering bei beispielsweise 1000 Umdrehungen pro Minute ist, kann eine Vibration, welche von dem als Motor dienenden Verbrennungsmotor an die Fluidübertragungseinrichtung **1**, das heißt die Frontabdeckung **3** übertragen wird, effektiv durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** und den zweiten dynamischen Dämpfer **22** absorbiert (gedämpft) werden, um eine Übertragung einer solchen Vibration an die Dämpfernabe **7** ordentlich zu unterdrücken. Folglich kann die Fluidübertragungseinrichtung **1** die Leistungsübertragungseffizienz verbessern, infolgedessen die Kraftstoffeffizienz des Verbrennungsmotors durch Herstellung der Überbrückung, wenn die Rotationsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors die Überbrückungsdrehzahl N_{lup} , welche vergleichsweise gering bei beispielsweise 1000 Umdrehungen pro Minute ist, ebenso verbessert werden kann.

[0042] Fig. 3 zeigt ein Beispiel einer Beziehung zwischen der Rotationsgeschwindigkeit bzw. Drehzahl des Verbrennungsmotors (welche der oben diskutierten Frequenz entspricht (proportional ist)) mit hergestellter bzw. realisierter Überbrückung und dem Vibrationslevel des Dämpfermechanismus **10**, welcher den ersten dynamischen Dämpfer **21** und den zweiten dynamischen Dämpfer **22**, wie oben diskutiert, aufweist. Die Zeichnung zeigt die Resultate einer Simulation für ein Torsionsvibrationssystem, das ausgeführt wurde, um die Brauchbarkeit bzw. den Nutzen einer Koppelung des ersten dynamischen Dämpfers **21** und des zweiten dynamischen Dämpfers **22** an eines (hier das zweite Zwischenelement **14**) der Vielzahl der Rotationselemente des Dämpfermechanismus **10** zu verifizieren. Die Zeichnung stellt ein Beispiel der Beziehung zwischen der Rotationsgeschwindigkeit des Motors (Frontabdeckung **3**) in einer Vielzahl von Dämpfermechanismen inklusive dem Dämpfermechanismus **10** gemäß dem Ausführungsbeispiel sowie das Vibrationslevel am Abtriebsselement **15** (Dämpfernabe **7**), welche das Ausgangselement des Dämpfermechanismus ist, dar, welche durch Simulation erhalten wurde. Die durchgezogene Linie in Fig. 3 stellt das Vibrationslevel für den Dämpfermechanismus **10** gemäß dem Ausführungsbeispiel wie oben beschrieben dar. Die strichpunktier-

te Linie in Fig. 3 stellt das Vibrationslevel für einen Dämpfermechanismus gemäß einem Vergleichsbeispiel 1, das durch Entfernen des Turbinenkoppelements **24** und der außenumfangsseitigen Federn SP_o , das heißt des zweiten dynamischen Dämpfers **22** von dem Dämpfermechanismus **10** gemäß dem Ausführungsbeispiel erhalten wurde, dar. Ferner stellt die doppelt punktierte Linie in Fig. 3 das Vibrationslevel für einen Dämpfermechanismus gemäß einem zweiten Vergleichsbeispiel, welches durch Entfernen des ersten dynamischen Dämpfers und des zweiten dynamischen Dämpfers von dem Dämpfermechanismus **10** gemäß dem Ausführungsbeispiel erhalten wurde, dar.

[0043] In dem Dämpfermechanismus **10** gemäß dem Ausführungsbeispiel sind der erste dynamische Dämpfer **21** und der zweite dynamische Dämpfer **22** mit dem zweiten Zwischenelement **14**, welches die Masse des Dämpfermechanismus **10** im Ganzen erhöht, gekoppelt. Dies reduziert die Resonanzfrequenz und verschiebt den Resonanzpunkt verglichen mit den Dämpfermechanismen gemäß dem ersten und zweiten Vergleichsbeispiel in Richtung niedriger Rotationsgeschwindigkeit. Folglich wird in dem Dämpfermechanismus **10**, wie es in Fig. 3 dargestellt ist, eine Resonanz des Gesamtdämpfers in einen Drehzahlbereich, der niedriger als die Überbrückungsdrehzahl N_{lup} , welche beispielsweise 1000 Umdrehungen pro Minute beträgt, verursacht, und das Vibrationslevel mit der Drehzahl des Verbrennungsmotors im Bereich der Überbrückungsdrehzahl N_{lup} wird verglichen mit den Dämpfermechanismen gemäß dem ersten sowie dem zweiten Vergleichsbeispiel gesenkt. Ferner wird das zweite Zwischenelement **14** des Dämpfermechanismus **10** zwischen den ersten Federn SP_1 und den Zwischenfedern SP_m und den zweiten Federn SP_2 eingeschoben bzw. zwischengeschaltet und tendiert daher eher als das Antriebselement **11** und das Abtriebsselement **15** unter den anderen Rotationselementen des Dämpfermechanismus **10** dazu, zu vibrieren. Auf diese Weise, wenn der erste dynamische Dämpfer **21** und der zweite dynamische Dämpfer **22** mit dem zweiten Zwischenelement **14** gekoppelt sind, kann eine Vibration des zweiten Zwischenelements **14** durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** oder den zweiten dynamischen Dämpfer **22** (den ersten dynamischen Dämpfer **21** in diesem Ausführungsbeispiel) unterdrückt werden, um das Vibrationslevel des gesamten Dämpfermechanismus in den Bereich der Überbrückungsdrehzahl N_{lup} weiter zu senken, und eine Resonanz des ersten dynamischen Dämpfers bzw. des zweiten dynamischen Dämpfers, das heißt eine Vibration (siehe den eingekreisten Abschnitt des Vergleichsbeispiels **2**), die durch Dämpfen einer Vibration durch den ersten dynamischen Dämpfer bzw. den zweiten dynamischen Dämpfer verursacht wird, kann durch den anderen des ersten dynamischen Dämpfers **21** und des zweiten dynamischen Dämp-

fers **22** unterdrückt werden (in dem Ausführungsbeispiel der erste dynamische Dämpfer **22**). Auf diese Weise kann in der Fluidübertragungseinrichtung **1** mit dem Dämpfermechanismus **10** eine von dem Verbrennungsmotor an die Frontabdeckung **3** über den Überbrückungskupplungsmechanismus **8** übertragene Vibration effektiv gedämpft werden, wenn die Drehzahl des Verbrennungsmotors (Frontabdeckung) in einem niedrigen Bereich, das heißt um die Überbrückungsdrehzahl n_{lup} , welche so eingestellt ist, um unter Berücksichtigung einer Effizienz niedrig zu sein, ist.

[0044] Wie oben beschrieben wurde, weist die als Startvorrichtung fungierende Fluidübertragungseinrichtung **1** den ersten dynamischen Dämpfer **21** und den zweiten dynamischen Dämpfer **22** auf, welche über das Koppellement **20** mit dem zweiten Zwischenelement **14** des Dämpfermechanismus **10**, der Vibrationen des Verbrennungsmotors dämpft, gekoppelt sind, um Leistung an die Drehzahländerungsvorrichtung zu übertragen. Der zweite dynamische Dämpfer **22** weist zumindest das Turbinenrad **5** als den Massekörper (zweiter Massekörper) auf. Demnach kann durch Verwendung des Turbinenrads **5** als Massekörper des ersten dynamischen Dämpfers **21** oder des zweiten dynamischen Dämpfers **22** die Teileanzahl der Fluidübertragungseinrichtung **1** reduziert werden und die Fluidübertragungseinrichtung **1** kann kompakt ausgestaltet werden.

[0045] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel sind zusätzlich die zweiten Enden der innenumfangseitigen Federn SP_i , welche den ersten dynamischen Dämpfer zusammen mit dem ersten Massekörper **23**, der unabhängig vom Dämpfermechanismus **10** ist, darstellen, mit den innenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **201**, die am Innenumfangsabschnitt des Koppellements **20** ausgebildet sind, in Eingriff und die zweiten Enden der außenumfangsseitigen Federn SP_o , welche den zweiten dynamischen Dämpfer **22** zusammen mit dem Turbinenkoppellement **24** und dem Turbinenrad **5**, welches als der zweite Massekörper, der unabhängig vom Dämpfermechanismus **10** ist, fungiert, darstellen, stehen mit den außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **202**, die an dem Außenumfangsabschnitt des Koppellements **20** ausgebildet sind, in Eingriff. Das heißt, das Koppellement **20** springt bezüglich der Position, an welcher das Koppellement **20** mit den innenumfangsseitigen Federn SP_i gekoppelt ist, um mit den außenumfangsseitigen Federn SP_o gekoppelt zu sein, radial nach außen.

[0046] Folglich, mit den innenumfangsseitigen Federn SP_i , welche den ersten dynamischen Dämpfer **21** darstellen, die mit den innenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **201** des Koppellements **20** in Eingriff stehen und mit den außenumfangsseitigen Federn SP_o , welche den zweiten dyna-

mischen Dämpfer **22** darstellen, die mit den außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **202** des Koppellements in Eingriff stehen, können die innenumfangsseitigen Federn SP_i des ersten dynamischen Dämpfers **21** und die außenumfangsseitigen Federn SP_o des zweiten dynamischen Dämpfers **22** in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** einander näher gebracht werden, und der erste Massekörper **23** und das Turbinenkoppellement **24** und das Turbinenrad **5**, welcher als zweiter Massekörper fungiert, können einander näher gebracht werden. Ferner ermöglicht die gemeinsame Verwendung des Koppellements **20** zwischen dem ersten dynamischen Dämpfer **21** und dem zweiten dynamischen Dämpfer **22**, dass die Teileanzahl der Fluidübertragungseinrichtung **1** reduziert wird, und dass eine Zunahme der Fluidübertragungseinrichtung **1** in der axialen Länge unterdrückt wird. Folglich kann die axiale Länge der Fluidübertragungseinrichtung **1**, welche den ersten dynamischen Dämpfer **21** und den zweiten dynamischen Dämpfer **22**, welche über das Koppellement **20** mit dem zweiten Zwischenelement **14** des Dämpfermechanismus **10** gekoppelt sind, zu verkürzen.

[0047] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel ist das Koppellement **20** ferner auf der Seite des Turbinenrads **5** bezüglich des ersten Plattenelements **231**, welches den ersten Massekörper **23** darstellt, angeordnet und verläuft radial nach außen bezüglich des zweiten Plattenelements **232**, welches den zweiten Massekörper **23** darstellt, um mit den außenumfangsseitigen Federn SP_o an einer Stelle, die sich radial außerhalb des Turbinenrads **5** befindet, gekoppelt zu sein. Die außenumfangsseitigen Federn SP_o überlappen zumindest teilweise das Turbinenrad **5** in der Axialrichtung. Folglich können die außenumfangsseitigen Federn SP_o des zweiten dynamischen Dämpfers **22** in einem Bereich in der Nähe des Außenumfangsabschnitts des Turbinenrads **5**, welches tendenziell ein ungenutzter Raum ist, angeordnet werden, um mit den außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitten **202** des Koppellements **20** in Eingriff zu stehen, und die Raumausnutzung der Fluidübertragungseinrichtung **1** kann weiter verbessert werden.

[0048] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel besteht der zweite Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers **22** ferner aus dem Turbinenrad **5** der Fluidübertragungseinrichtung **1** und dem Turbinenkoppellement **24**, welches an das Turbinenrad **5** befestigt ist, und welches die Federangrenzungsabschnitte **241**, welche an die außenumfangsseitigen Federn SP_o angrenzen (in Eingriff stehen), aufweist. Folglich erlaubt die Verwendung des Turbinenrads **5** als zweiter Massekörper des zweiten dynamischen Dämpfers **22**, dass eine ausreichende Masse des zweiten Massekörpers des zweiten dynamischen Dämpfers **22** sichergestellt sowie eine Zunah-

me der axialen Länge der Fluidübertragungseinrichtung **1** unterdrückt wird.

[0049] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel besteht ferner der erste Massekörper **23** aus dem ersten Plattenelement **231** und dem zweiten Plattenelement **232**, welche einander in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** zugewandt sind und welche miteinander gekoppelt sind, und das Koppellement **20** erstreckt sich zwischen dem ersten Plattenelement **231** und dem zweiten Plattenelement **232**, um radial nach außen vorzuspringen. Demnach kann eine ausreichende Masse des ersten Massekörpers **23** sichergestellt werden und eine Zunahme der axialen Länge der Fluidübertragungseinrichtung **1** kann durch Reduzierung der Dimensionen des ersten Plattenelements **231** und des zweiten Plattenelements **232**, welche den ersten Massekörper **23** darstellen, in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** unterdrückt werden.

[0050] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel verläuft ferner das erste Plattenelement **231**, welches den ersten Massekörper **23** darstellt, radial nach außen, um die außenumfangsseitigen Federn SPo in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** zu stützen. Folglich kann die gesamte Fluidübertragungseinrichtung **1** dadurch, dass das erste Plattenelement **231**, welches den ersten Massekörper **23** darstellt, ebenso als ein Stützelement für die außenumfangsseitigen Federn SPo des zweiten dynamischen Dämpfers **22** verwendet wird, noch kompakter gestaltet werden.

[0051] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel weist ferner das Koppellement **20** den axial verlaufenden Abschnitt **204**, welcher sich an einer in Radialrichtung äußeren Stelle des Plattenelements **232** in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** in Richtung des Turbinenrads **5** erstreckt, auf. Ferner können die außenumfangsseitigen Federangrenzungsabschnitte **202**, welche an dem Außenumfangsabschnitt des Koppellements **20** ausgebildet sind, und die außenumfangsseitigen Federn STo des zweiten Schwingungsdämpfers **22**, welcher in einem Bereich in der Nähe des Außenumfangsabschnitts des Turbinenrads **5** angeordnet ist, miteinander in Eingriff gebracht werden, die innenumfangsseitigen Federn SPi des ersten dynamischen Dämpfers **21** und die außenumfangsseitigen Federn SPo des zweiten dynamischen Dämpfers **22** können in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** einander näher gebracht werden und der erste Massekörper **23** sowie das Turbinenrad **5** sowie das Turbinenkoppellement **24**, welche als das zweite Massekörper fungieren, können einander näher gebracht werden.

[0052] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel weist ferner das erste Plattenelement **231** den

axial verlaufenden Abschnitt **231a**, welcher von einer in Radialrichtung äußeren Stelle des axial verlaufenden Abschnitts **204** des Koppellements **20** in der Axialrichtung der Fluidübertragungseinrichtung **1** in Richtung des Turbinenrads **5** verläuft, und den Außenumfangsabschnitt **231o** auf, welcher von einem Endabschnitt des axial verlaufenden Abschnitts **231a** auf der Seite des Turbinenrads **5** radial nach außen verläuft. Folglich kann das erste Plattenelement **231** radial nach außen erweitert werden, um eine ausreichende Masse des ersten Plattenelements **231** sicherzustellen und eine Zunahme der axialen Länge der Fluidübertragungseinrichtung **1** kann durch Reduzierung des Spalts zwischen dem Dämpfermechanismus **10** (erstes Zwischenelement **12**) und den außenumfangsseitigen Federn SPo und dem Turbinenkoppellement **24** des zweiten dynamischen Dämpfers **22**, das heißt der Raum zum Anordnen des Außenumfangsabschnitts **231o** des ersten Plattenelements **231**, unterdrückt werden, und zwar so weit wie möglich.

[0053] Ferner, gemäß dem obigen Ausführungsbeispiel, wenn der erste dynamische Dämpfer **21** bzw. der zweite dynamische Dämpfer **22** mit dem zweiten Zwischenelement **14**, welches das Zwischenelement des Dämpfermechanismus **10** darstellt, gekoppelt sind, kann eine Vibration des zweiten Zwischenelements **17** durch den ersten dynamischen Dämpfer **22** oder durch den zweiten dynamischen Dämpfer **22** gedämpft bzw. unterdrückt werden, um das Vibrationslevel des gesamten Dämpfermechanismus **10** auf den Bereich der Überbrückungsdrehzahl Nlup zu senken, und eine Resonanz des ersten dynamischen Dämpfers bzw. des zweiten dynamischen Dämpfers, das heißt eine Vibration, die durch Dämpfen einer Vibration durch den ersten dynamischen Dämpfer oder den zweiten dynamischen Dämpfer verursacht wird, kann durch den anderen des ersten dynamischen Dämpfers **21** oder des zweiten dynamischen Dämpfers **22** unterdrückt werden.

[0054] In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel wird ferner die Steifigkeit der innenumfangsseitigen Federn SPi, welche den ersten dynamischen Dämpfer **21** darstellen, bestimmt, um größer als die Steifigkeit der außenumfangsseitigen Federn SPo, welche den zweiten dynamischen Dämpfer darstellen, zu sein. Folglich kann eine Vibration des zweiten Zwischenelements **14** des Dämpfermechanismus **10** durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** unterdrückt werden, so dass das Vibrationslevel des gesamten Dämpfermechanismus **10** gesenkt wird, und eine Resonanz des ersten dynamischen Dämpfers **21**, das heißt eine Vibration, welche durch Dämpfen einer Vibration durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** verursacht wird, kann durch den zweiten dynamischen Dämpfer **22** unterdrückt werden.

[0055] Auf diese Weise kann in der Fluidübertragungseinrichtung **1** eine Vibration, welche von dem Verbrennungsmotor an die Frontabdeckung **3** über den Überbrückungskupplungsmechanismus **8** übertragen wird, effektiv durch den ersten dynamischen Dämpfer **21** und den zweiten dynamischen Dämpfer **22** gedämpft werden. Es ist jedoch zu beachten, dass das oben beschriebene Koppellement **20** beliebig mit dem Antriebselement **11**, welches als das Eingabeelement des Dämpfermechanismus **10** fungiert, dem ersten Zwischenelement **12**, welches das Zwischenelement darstellt, und dem Abtriebsselement **15**, welches als das Ausgangselement fungiert, anstatt mit dem zweiten Zwischenelement **14** gekoppelt werden kann.

[0056] In der oben beschriebenen Fluidübertragungseinrichtung **1**, wenn die ersten Federn SP1 und die Zwischenfedern SPM des Dämpfermechanismus **10** so angeordnet sind, um zumindest teilweise den axial verlaufenden Abschnitt **231a** des ersten Plattenelements **231** in der Axialrichtung zu überlappen (um zumindest teilweise den axial verlaufenden Abschnitt **231a** in Blickrichtung in der Radialrichtung zu überlappen), kann die Axiallänge der Fluidübertragungseinrichtung **1** weiter verkürzt werden. Ferner, wenn der Außenumfangsabschnitt **18a** des Überbrückungskolbens **80** (radialer Außenabschnitt des Überbrückungskupplungsmechanismus **8**), die ersten Federn SP1 und deren Zwischenfedern SPM des Dämpfermechanismus **10**, der Außenumfangsabschnitt **231o** des ersten Plattenelements **231** (der radiale Außenumfangsabschnitt des ersten Massekörpers) und die außenumfangsseitigen Federn SPO in der Radialrichtung auf derselben Höhe angeordnet sind, dann kann die Axiallänge der Fluidübertragungseinrichtung **1** weiter verkürzt werden. Ferner, während die oben diskutierte Fluidübertragungseinrichtung **1** einen Drehmomentwandler mit dem Pumpenrad **4**, dem Turbinenrad **5** und dem Leitrad **6** darstellt, kann die Fluidübertragungseinrichtung **1** mit dem Dämpfermechanismus gemäß der vorliegenden Erfindung ebenso als eine Fluidkupplung ohne Leitrad dargestellt sein. Ferner kann die oben diskutierte Fluidübertragungseinrichtung **1** einen Mehrplatten-Reibungsüberbrückungskupplungsmechanismus anstelle des Einscheiben-Reibungsüberbrückungskupplungsmechanismus **8** aufweisen.

[0057] Nachfolgend wird die Übereinstimmung zwischen den Hauptelementen des oben beschriebenen Ausführungsbeispiels und den Hauptelementen der unter dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschriebenen Erfindung beschrieben. Das heißt, in dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel entspricht die Fluidübertragungseinrichtung **1** mit dem Dämpfermechanismus **10**, welcher das Antriebselement **11**, das erste Zwischenelement **12**, das zweite Zwischenelement **17** und das Abtriebsselement **15** aufweist und als Leistungsübertragungselemen-

te, welche eine Leistung vom Verbrennungsmotor an die Drehzahländerungsvorrichtung übertragen, fungieren, der „Startvorrichtung“ entspricht. Der erste dynamische Dämpfer **21** mit den Inneumfangsfedern SPi und dem ersten Massekörper **23**, welcher mit den ersten Enden der innenumfangseitigen Federn SPi gekoppelt ist, entspricht dem „ersten dynamische Dämpfer“. Der zweite dynamische Dämpfer mit den außenumfangsseitigen Federn SPO und dem Turbinenkoppellement **24** und dem Turbinenrad **5**, welche als der zweite Massekörper, der mit den ersten Enden der außenumfangsseitigen Federn SPO gekoppelt ist, fungiert, entspricht dem „zweiten dynamischen Dämpfer“. Das Koppellement **20**, welches die zweiten Enden der innenumfangseitigen Federn SPi und die zweiten Enden der außenumfangsseitigen Federn SPO mit dem zweiten Zwischenelement **14**, welches als ein Leistungsübertragungselement fungiert, koppelt, entspricht dem „Koppellement“. Die Beziehung zwischen den Hauptelementen des Ausführungsbeispiels und den in dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschriebenen Hauptelementen der Erfindung stellt keine Beschränkung der Elemente der in dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschriebenen Elemente dar, weil solche eine Beziehung ein Beispiel darstellt, um im Speziellen die in dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschriebene Erfindung zu beschreiben. Das heißt, das Ausführungsbeispiel ist lediglich ein spezifisches Beispiel der Erfindung, welches in dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschrieben wurde, und die in dem Abschnitt „Zusammenfassung der Erfindung“ beschriebene Erfindung sollte auf der Basis der Beschreibung in diesem Abschnitt ausgelegt werden.

Industrielle Anwendbarkeit

[0058] Die vorliegende Erfindung kann in der Startvorrichtung-Herstellungindustrie verwendet werden.

Patentansprüche

1. Startvorrichtung, die ein Pumpenlaufrad (4), ein Turbinenlaufrad (5), das zusammen mit dem Pumpenlaufrad (4) rotieren kann, einen Dämpfermechanismus (10), der ein Eingangselement (11), an welches eine Leistung von einer Brennkraftmaschine eingegeben wird, ein mit einer Drehzahländerungsvorrichtung gekoppeltes Ausgangselement (15) und zumindest ein zwischen dem Eingangselement (11) und dem Ausgangselement (15) angeordnetes Zwischenelement (12, 14) aufweist, und einen dynamischen Dämpfermechanismus (21, 22) aufweist, der von den an die Drehzahländerungsvorrichtung übertragenen Vibrationen die Vibrationen mit einer vorbestimmten Frequenz dämpft, wobei der dynamische Dämpfermechanismus (21, 22) aufweist: einen ersten dynamischen Dämpfer (21) mit einem ersten elastischen Element (SPi) und einem ersten

Massekörper (23), der an ein Ende des ersten elastischen Elements (SPi) gekoppelt ist und wobei das andere Ende des ersten elastischen Elements (SPi) an das Zwischenelement (12, 14) gekoppelt ist; und einen zweiten dynamischen Dämpfer (22) mit einem zweiten elastischen Element (SPo) und einem zweiten Massekörper (24), der an ein Ende des zweiten elastischen Elements (SPo) gekoppelt ist und wobei das andere Ende des zweiten elastischen Körpers (SPo) an das Zwischenelement (12, 14) gekoppelt ist, wobei der Dämpfermechanismus (10) ein drittes elastisches Element (SP1), das Drehmoment zwischen dem Eingangselement (11) und dem Zwischenelement (12, 14) überträgt, und ein viertes elastisches Element (SP2), das Drehmoment zwischen dem Zwischenelement (12, 14) und dem Ausgangselement (15) überträgt, aufweist,

dadurch gekennzeichnet, dass

der erste Massekörper (23) des ersten dynamischen Dämpfers (21) oder der zweite Massekörper (24) des zweiten dynamischen Dämpfers (22) zumindest das Turbinenlaufrad (5) aufweist.

2. Startvorrichtung nach Anspruch 1, die ferner aufweist:

ein Koppellement (20), welches das andere Ende des ersten elastischen Elements (SPi) und das andere Ende des zweiten elastischen Elements (SPo) an das Zwischenelement (14) koppelt, wobei das Koppellement (20) bezüglich einer Position, an welcher das Koppellement (20) an das erste elastische Element (SPi) gekoppelt ist, radial nach außen vorspringt, um mit dem zweiten elastischen Element (SPo) gekoppelt zu werden.

3. Startvorrichtung nach Anspruch 2, wobei das Koppellement (20) mit dem zweiten elastischen Element (SPo) an einer Stelle, die sich in Radialrichtung außerhalb des Turbinenlaufrads (5) befindet, gekoppelt ist.

4. Startvorrichtung nach Anspruch 3, wobei das zweite elastische Element (SPo) das Turbinenlaufrad (5) in einer Axialrichtung zumindest teilweise überlappt.

5. Startvorrichtung nach Anspruch 3 oder 4, wobei der zweite Massekörper (24) des zweiten dynamischen Dämpfers (22) das Turbinenlaufrad (5) und ein Turbinenkoppellement, welches das Turbinenlaufrad (5) und das zweite elastische Element (SPo) miteinander koppelt, aufweist.

6. Startvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, wobei der erste Massekörper (23) des ersten dynamischen Dämpfers (21) aus einem ersten Plattenelement (231) und einem zweiten Plattenelement (232), welche in einer Axialrichtung der Startvorrichtung einan-

der zugewandt und miteinander gekoppelt sind, aufweist; und

das Koppellement (20) zwischen dem ersten Plattenelement (231) und dem zweiten Plattenelement (232) sich erstreckt, um radial nach außen vorzuspringen.

7. Startvorrichtung nach Anspruch 6, wobei das erste Plattenelement (231) radial nach außen vorspringt, um das zweite elastische Element (SPo) in der Axialrichtung der Startvorrichtung (1) zu stützen.

8. Startvorrichtung nach Anspruch 7, wobei das Koppellement (20) einen axial verlaufenden Abschnitt (204), der sich an einer in Radialrichtung äußeren Stelle des zweiten Plattenelements (232) in der Axialrichtung zum Turbinenlaufrad (5) erstreckt, aufweist.

9. Startvorrichtung nach Anspruch 8, wobei das erste Plattenelement (231) einen axial verlaufenden Abschnitt (231a), der sich an einer in Radialrichtung äußeren Stelle des axial verlaufenden Abschnitts (204) des Koppellements (20) in der Axialrichtung zum Turbinenlaufrad (5) erstreckt, und einen Außenumfangsabschnitt (231o) aufweist, der sich von dem axial verlaufenden Abschnitt (231a) radial nach außen erstreckt.

10. Startvorrichtung nach Anspruch 9, wobei das Zwischenelement (12, 14) über das dritte elastische Element (SP1) mit dem Eingangselement (11) in Eingriff steht und mit dem Ausgangselement (15) über das vierte elastische Element (SP2) in Eingriff steht; und

das dritte elastische Element (SP1) den axial verlaufenden Abschnitt (231a) des ersten Plattenelements (231) in einer Axialrichtung zumindest teilweise überlappt.

11. Startvorrichtung nach Anspruch 10, die ferner aufweist:

eine Überbrückungskupplung (8), die selektiv die Brennkraftmaschine und den Dämpfermechanismus (10) miteinander koppelt, wobei ein radialer Außenabschnitt der Überbrückungskupplung (8), das dritte elastische Element (SP1) des Dämpfermechanismus (10), ein radialer Außenabschnitt des ersten Massekörpers (23) und das zweite elastische Element (SPo) in einer Radialrichtung auf derselben Höhe angeordnet sind.

12. Startvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei eine Steifigkeit des ersten elastischen Elements (SPi) höher als eine Steifigkeit des zweiten elastischen Elements (SPo) ist.

Es folgen 3 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

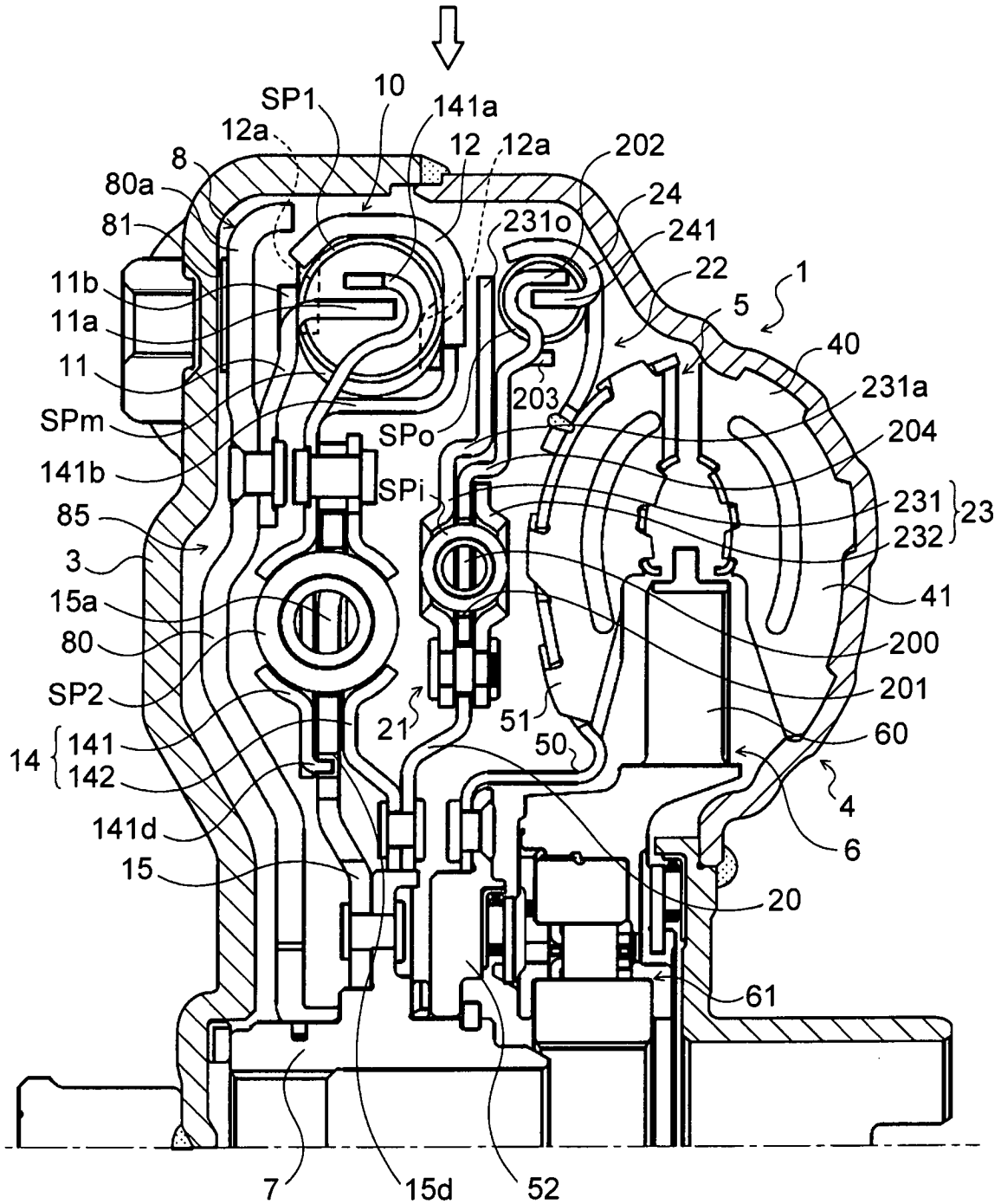


FIG. 2

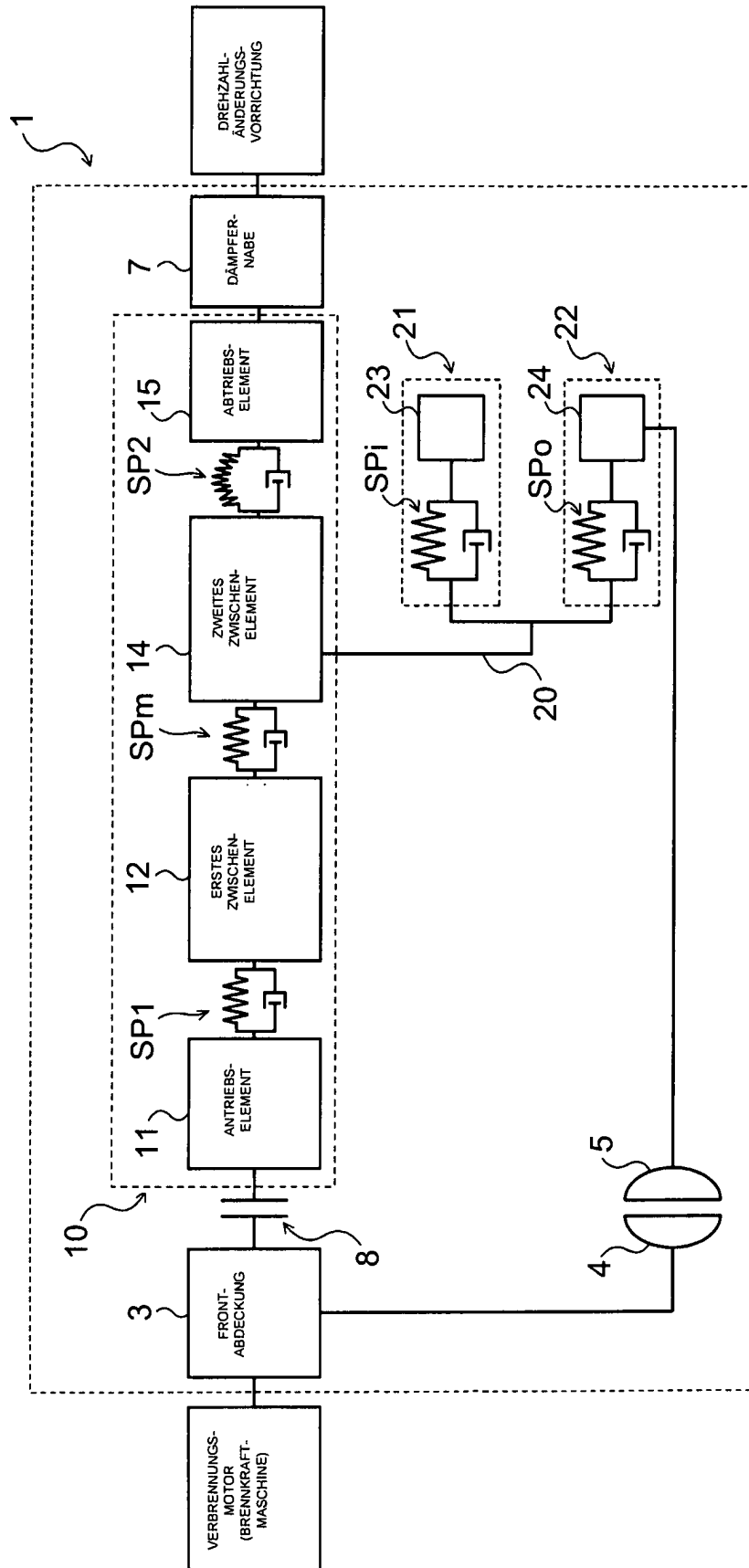


FIG. 3

