



(10) DE 11 2016 002 912 T5 2018.03.08

(12)

## Veröffentlichung

der internationalen Anmeldung mit der  
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2016/208767**  
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)  
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2016 002 912.8**  
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2016/069024**  
(86) PCT-Anmeldetag: **27.06.2016**  
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **29.12.2016**  
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung  
in deutscher Übersetzung: **08.03.2018**

(51) Int Cl.: **F16F 15/30 (2006.01)**  
**F16F 15/134 (2006.01)**  
**F16H 45/02 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:  
**2015-129111 26.06.2015 JP**

(71) Anmelder:  
**AISIN AW CO., LTD., Anjo-shi, Aichi, JP; AISIN AW INDUSTRIES CO., LTD., Echizen-shi, Fukui, JP**

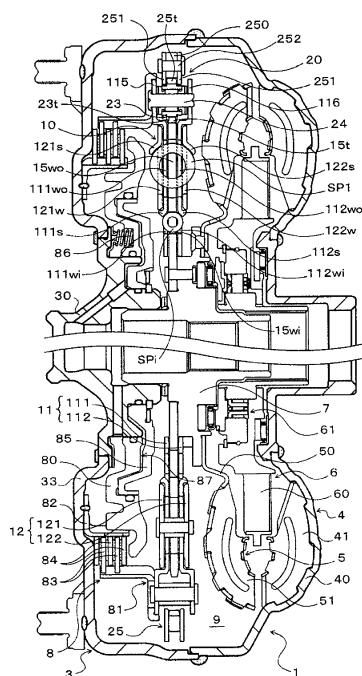
(74) Vertreter:  
**Kramer Barske Schmidtchen Patentanwälte PartG mbB, 80687 München, DE**

(72) Erfinder:  
**Yoshikawa, Takuya, Echizen-shi, Fukui, JP;  
Ogawa, Aki, Echizen-shi, Fukui, JP; Kato,  
Akiyoshi, Echizen-shi, Fukui, JP; Otsuka,  
Ryosuke, Echizen-shi, Fukui, JP; Inoue,  
Yoshihiro, Echizen-shi, Fukui, JP; Takikawa,  
Yoshihiro, Anjo-shi, Aichi, JP; Nagai, Hiroki, Anjo-shi, Aichi, JP; Wajima, Masaki, Anjo-shi, Aichi, JP; Sakamoto, Takao, Anjo-shi, Aichi, JP; Itou, Kazuhiro, Anjo-shi, Aichi, JP**

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(54) Bezeichnung: **Dämpfervorrichtung**

(57) Zusammenfassung: Ein Rotationsträgheitsmasse-dämpfer 20 einer Dämpfervorrichtung 10 ist dazu ausgebildet, ein Planetengetriebe 21 aufzuweisen, das ein angetriebenes Bauteil 15 mit Außenzähnen 15t, ein erstes und zweites Eingangsscheibenbauteil 111, 112 als einen Träger, der eine Mehrzahl von Ritzeln 23 drehbar abstützt, und ein Hohlrad 25, das mit der Mehrzahl von Ritzeln 23 verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist. Die Außenzähne des angetriebenen Bauteils 15 sind so angeordnet, dass sie außerhalb erster und zweiter Federn SP1 und SP2 in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung 10 angeordnet sind. Das angetriebene Bauteil 15, die Mehrzahl von Ritzeln 23 und das Hohlrad 25 sind so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit den ersten und zweiten Federn SP1 und SP2 überlappen. Eine Bewegung des Hohlrads 25 in der axialen Richtung wird durch die Mehrzahl von Ritzeln 23 eingeschränkt.



**Beschreibung**

## Technisches Gebiet

**[0001]** Die vorliegende Offenbarung betrifft eine Dämpfervorrichtung mit einer Mehrzahl von Drehelementen, die ein Eingangselement und ein Ausgangselement aufweist, einem elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement zu übertragen, und einem Rotationsträgheitsmassedämpfer mit einem Massekörper, der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einer Mehrzahl von Drehelementen dreht.

## Hintergrund

**[0002]** Ein herkömmlich bekannter Drehmomentwandler weist eine Überbrückungskupplung, einen Torsionsschwingungsdämpfer und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer (Leistungsübertragungsmechanismus) mit einem Planetengetriebe auf (wie beispielsweise in Patentliteratur 1 gezeigt ist). Der Torsionsschwingungsdämpfer des Drehmomentwandlers weist zwei Deckscheiben (Eingangselement), die jeweils mittels einer Mehrzahl von Lagerzapfen mit einem Überbrückungskolben gekoppelt sind, ein Sonnenrad, das zwischen den zwei Deckscheiben in einer axialen Richtung davon derart angeordnet ist, dass es als ein abtriebsseitiges Getriebeelement (Ausgangselement) dient, und Federn (elastische Körper), die ein Drehmoment zwischen den Deckscheiben und dem Sonnenrad übertragen, auf. Zusätzlich zu dem Sonnenrad weist der Rotationsträgheitsmassedämpfer ferner eine Mehrzahl von Ritzeln (Planetenräder), die durch die Deckscheiben als Träger über die Lagerzapfen derart drehbar abgestützt werden, dass sie mit dem Sonnenrad verzahnt sind, und ein Hohlrad, das mit der Mehrzahl von Ritzeln verzahnt ist, auf. In dem obigen herkömmlichen Drehmomentwandler werden, wenn die Überbrückungskupplung in Eingriff ist und die Deckscheiben des Torsionsschwingungsdämpfers relativ zu dem Sonnenrad gedreht (verdreht) werden, die Federn ausgelenkt, und das Hohlrad als der Massekörper wird entsprechend relativer Drehung der Deckscheiben und des Sonnenrads gedreht. Diese Ausgestaltung bewirkt, dass ein Trägheitsdrehmoment entsprechend einer Differenz an Winkelbeschleunigung zwischen den Deckscheiben und dem Sonnenrad über Ritzel von dem Hohlrad als dem Massekörper auf das Sonnenrad als das Ausgangselement des Torsionsschwingungsdämpfers ausgeübt wird, und verbessert die Schwingungsdämpfungsleistung des Torsionsschwingungsdämpfers.

## Zitierungsliste

## Patentliteratur

**[0003]**

PTL1: japanisches Patent Nr. 3299510

## Zusammenfassung

**[0004]** In dem herkömmlichen Torsionsschwingungsdämpfer werden die Federn, die das Drehmoment übertragen, durch eine Zentrifugalkraft gegen die Deckscheiben gedrückt, so dass eine Reibungskraft zwischen den Federn und den Deckscheiben auftritt. Daher tritt eine Differenz oder eine Hysterese zwischen einem Drehmoment, das auf das Sonnenrad (Ausgangselement) von den Federn übertragen wird, wenn ein Eingangsrehmoment auf die Deckscheiben (Eingangselement) zunimmt, und einem Drehmoment, das auf das Sonnenrad von den Federn übertragen wird, wenn das Eingangsrehmoment auf die Deckscheiben abnimmt, auf. Die Hysterese des Torsionsschwingungsdämpfers bewirkt eine Phasenverschiebung einer Schwingung, die auf das Sonnenrad von den Federn übertragen wird. Ferner wird in dem Rotationsträgheitsmassedämpfer des obigen Drehmomentwandlers das Hohlrad des Massekörpers durch die zwei Deckscheiben oder den Träger von beiden Seiten davon abgestützt, so dass eine Differenz in einer Drehzahl (Relativgeschwindigkeit) zwischen dem Hohlrad und den Deckscheiben auftritt. Die Differenz in der Drehzahl zwischen dem Massekörper und einem Stützbauteil des Massekörpers bewirkt, dass die Differenz oder eine Hysterese zwischen einem Drehmoment, das auf das Sonnenrad (Ausgangselement) von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer übertragen wird, wenn eine relative Verschiebung zwischen den Deckscheiben (Eingangselement) und dem Sonnenrad (Ausgangselement) zunimmt, und einem Drehmoment, das auf das Sonnenrad von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer übertragen wird, wenn die relative Verschiebung zwischen den Deckscheiben und dem Sonnenrad abnimmt, auftritt. Die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers bewirkt auch die Phasenverschiebung einer Schwingung, die auf das Sonnenrad von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer übertragen wird. Dementsprechend ist es notwendig, die Hysterese sowohl des Torsionsschwingungsdämpfers als auch des Rotationsträgheitsmassedämpfers zu berücksichtigen, so dass die Schwingungsdämpfungsleistung

in dem obigen herkömmlichen Drehmomentwandler verbessert wird. Jedoch berücksichtigt die Patentliteratur 1 nicht nur die Hysterese des Torsionsschwingungsdämpfers, sondern auch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers nicht. Daher ist es nicht leicht, die Schwingungsdämpfungsleistung in dem Drehmomentwandler der Patentliteratur 1 zu verbessern.

**[0005]** Ein Gegenstand der Offenbarung ist, eine Vibrationsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung mit einem Rotationsträgheitsmassedämpfer zu verbessern.

**[0006]** Die Offenbarung ist auf eine Dämpfervorrichtung gerichtet. Die Dämpfervorrichtung ist dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von Drehelementen mit einem Eingangselement, auf das ein Drehmoment von einem Motor übertragen wird, und einem Ausgangselement, einen elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement zu übertragen, und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer mit einem Massekörper, der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einem ersten Drehelement, das einer der Mehrzahl von Drehelementen ist, und einem zweiten, von dem ersten Drehelementen verschiedenen Drehelementen dreht, aufzuweisen. Der Rotationsträgheitsmassedämpfer ist dazu ausgebildet, ein Planetengetriebe aufzuweisen, das ein Sonnenrad, das so angeordnet ist, dass es sich integral mit dem ersten Element dreht, einen Träger, der eine Mehrzahl von Ritzeln drehbar abstützt und so angeordnet ist, dass er sich integral mit dem zweiten Element dreht, und ein Hohlrad, das mit der Mehrzahl von Ritzeln verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist. Außenzähne des Sonnenrads sind so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung angeordnet sind. Das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln und das Hohlrad sind so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper in einer axialen Richtung der Dämpfervorrichtung überlappen. Eine Bewegung des Hohlrads in der axialen Richtung wird durch die Mehrzahl von Ritzeln eingeschränkt/begrenzt.

**[0007]** Die Dämpfervorrichtung dieses Aspekts ermöglicht, dass ein Antiresonanzpunkt, wo eine Schwingungsamplitude des Ausgangselements theoretisch gleich null wird, darin festgelegt wird. Ferner sind die Außenzähne des Sonnenrads des Rotationsträgheitsmassedämpfers so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung gelegen sind, welcher elastische Körper ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement überträgt. Dementsprechend wird eine Zentrifugalkraft, die auf den elastischen Körper ausgeübt wird, reduziert, so dass dadurch eine Hysterese des elastischen Körpers verringert wird. Außerdem wird in der Dämpfervorrichtung die Bewegung des Hohlrads oder des Massekörpers des Rotationsträgheitsmassedämpfers in der axialen Richtung durch die Mehrzahl von Ritzeln eingeschränkt. Diese Ausgestaltung ermöglicht, dass eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und den Ritzeln, die miteinander verzahnt sind, kleiner ist als eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und dem Träger. Dementsprechend wird eine Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers beispielsweise im Vergleich zu einem Einschränken der Bewegung des Hohlrads in der axialen Richtung durch ein Bauteil, das als der Träger des Planetengetriebes arbeitet, zufriedenstellend verringert. Infolgedessen verringert die Dämpfervorrichtung sowohl die Hysterese des elastischen Körpers als auch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers zufriedenstellend, so dass dadurch die Schwingungsamplitude des Ausgangselements um den Antiresonanzpunkt herum verringert wird. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung durch Gleichmachen (Näherbringen) einer Frequenz des Antiresonanzpunkts zu einer Frequenz einer Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, effektiv verbessert.

#### Kurze Beschreibung von Zeichnungen

**[0008]** **Fig. 1** ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung mit einer Dämpfervorrichtung gemäß der Offenbarung darstellt;

**[0009]** **Fig. 2** ist eine Schnittansicht, die die Startvorrichtung von **Fig. 1** darstellt;

**[0010]** **Fig. 3** ist eine Vorderansicht, die die Dämpfervorrichtung gemäß der Offenbarung darstellt;

**[0011]** **Fig. 4** ist eine vergrößerte Schnittansicht, die einen Rotationsträgheitsmassedämpfer der Dämpfervorrichtung gemäß der Offenbarung darstellt;

**[0012]** **Fig. 5** ist ein Schaubild, das eine Beziehung einer Drehzahl eines Motors zu einer Drehmomentschwankung  $T_{Fluc}$  an einem Ausgangselement in der Dämpfervorrichtung von **Fig. 1** und anderen Zeichnungen darstellt;

**[0013]** **Fig.** 6 ist ein schematisches Schaubild, das eine Relativgeschwindigkeit zwischen einem Hohlrad des Rotationsträgheitsmassedämpfers und einem Antriebsbauteil der Dämpfervorrichtung darstellt;

**[0014]** **Fig.** 7 ist ein schematisches Schaubild, das eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und einem Ritzel des Rotationsträgheitsmassedämpfers darstellt;

**[0015]** **Fig.** 8 ist ein schematisches Schaubild, das eine Drehmomentdifferenz darstellt, die durch Quantifizieren einer Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers der Dämpfervorrichtung gemäß der Offenbarung erhalten wird;

**[0016]** **Fig.** 9 ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung mit einer Dämpfervorrichtung gemäß einer anderen Ausführungsform der Offenbarung darstellt;

**[0017]** **Fig.** 10 ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung mit einer Dämpfervorrichtung gemäß noch einer anderen Ausführungsform der Offenbarung darstellt;

**[0018]** **Fig.** 11 ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung mit einer Dämpfervorrichtung gemäß einer anderen Ausführungsform der Offenbarung darstellt; und

**[0019]** **Fig.** 12 ist eine vergrößerte Ansicht, die einen anderen Rotationsträgheitsmassedämpfer gemäß der Offenbarung darstellt.

#### Beschreibung von Ausführungsformen

**[0020]** Das Folgende beschreibt einige Ausführungsformen der Offenbarung in Bezug auf Zeichnungen.

**[0021]** **Fig.** 1 ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung **1** mit einer Dämpfervorrichtung **10** gemäß der Offenbarung darstellt. **Fig.** 2 ist eine Schnittansicht, die die Startvorrichtung **1** darstellt. Die Startvorrichtung **1**, die in diesen Zeichnungen dargestellt ist, ist auf einem Fahrzeug montiert, das mit einem Motor (Brennkraftmaschine) EG als einer Antriebsquelle ausgestattet ist, und kann zusätzlich zu der Dämpfervorrichtung **10** beispielsweise eine vordere Abdeckung **3**, die als ein Eingangselement, das mit einer Kurbelwelle des Motors EG verbunden ist, dient und dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment, das von dem Motor EG übertragen wird, aufzunehmen, ein Pumpenrad (eingangsseitiges Fluidgetriebeelement) **4**, das an der vorderen Abdeckung **3** befestigt ist, ein Turbinenrad (ausgangsseitiges Fluidgetriebeelement) **5**, das so angeordnet ist, dass es koaxial mit dem Pumpenrad **4** drehbar ist, eine Dämpfernabe **7**, die als ein Ausgangselement dient, das mit der Dämpfervorrichtung **10** verbunden ist und an einer Eingangswelle IS eines Getriebes TM, das entweder ein Automatikgetriebe (AT) oder ein kontinuierlich variables Getriebe (CVT) ist, befestigt ist, und eine Überbrückungskupplung **8** aufweisen.

**[0022]** In der Beschreibung unten bedeutet ein Begriff „axiale Richtung“ grundsätzlich eine Erstreckungsrichtung einer Mittelachse (axialen Mitte) der Startvorrichtung **1** oder der Dämpfervorrichtung **10**, soweit es nicht anders angegeben ist. Ein Ausdruck „radiale Richtung“ bedeutet grundsätzlich eine radiale Richtung der Startvorrichtung **1**, der Dämpfervorrichtung **10** oder eines Drehelements der Dämpfervorrichtung **10** usw., d.h. eine Erstreckungsrichtung einer geraden Linie, die in einer Richtung senkrecht zu der Mittelachse ausgedehnt ist (radiale Richtung), von der Mittelachse der Startvorrichtung **1** oder der Dämpfervorrichtung **10**, soweit es nicht anders angegeben ist. Zusätzlich bedeutet ein Ausdruck „Umfangsrichtung“ grundsätzlich eine Umfangsrichtung der Startvorrichtung **1**, der Dämpfervorrichtung **10** oder eines Drehelements der Dämpfervorrichtung **10** usw., d.h. eine Richtung entlang einer Drehrichtung des Drehelements, soweit es nicht anders angegeben ist.

**[0023]** Wie in **Fig.** 2 gezeigt ist, weist das Pumpenrad **4** eine Pumpenschale **40**, die zum Definieren einer Fluidkammer **9**, in der Hydrauliköl strömt, dicht an der vorderen Abdeckung **3** befestigt ist, und eine Mehrzahl von Pumpenschaufeln **41**, die auf einer inneren Oberfläche der Pumpenschale **40** vorgesehen sind, auf. Wie in **Fig.** 2 gezeigt ist, weist das Turbinenrad **5** eine Turbinenschale **50** und eine Mehrzahl von Turbinenschaufeln **51**, die auf einer inneren Oberfläche der Turbinenschale **50** vorgesehen sind, auf. Ein Innenumfangabschnitt der Turbinenschale **50** ist an der Dämpfernabe **7** mittels einer Mehrzahl von Nieten befestigt. Das Pumpenrad **4** und das Turbinenrad **5** liegen einander gegenüber, und ein Leitrad **6** ist koaxial zwischen dem Pumpenrad **4** und dem Turbinenrad **5** zum Ausrichten der Strömung des Hydrauliköls (Hydraulikfluids) von dem Turbinenrad **5** zu dem Pumpenrad **4** angeordnet. Das Leitrad **6** weist eine Mehrzahl von Leitadschaufeln **60** auf. Die Drehrichtung des Leitrads **6** ist durch eine Freilaufkupplung **61** auf lediglich eine Richtung festgelegt. Das Pumpenrad **4**, das Turbinenrad **5** und das Leitrad **6** bilden einen Torus (ringförmigen Fluidweg) zum Zirkulieren des

Hydrauliköls aus und arbeiten als ein Drehmomentwandler (Fluidgetriebevorrichtung) mit der Drehmomentverstärkungsfunktion. In der Startvorrichtung **1** können jedoch das Leitrad **6** und die Freilaufkupplung **61** weggelassen werden, und das Pumpenrad **4** und das Turbinenrad **5** können als Fluidkopplung arbeiten.

**[0024]** Die Überbrückungskupplung **8** ist eine hydraulische Mehrscheibenkupplung, die eine Überbrückung ausführt und löst, in der die vordere Abdeckung **3** und die Dämpfernabe **7** über die Dämpfervorrichtung **10** aneinandergekoppelt sind. Die Überbrückungskupplung **8** weist einen Überbrückungskolben **80**, der in der axialen Richtung durch einen Mittelstück **30**, das an der vorderen Abdeckung **3** befestigt ist, gleitend verschiebbar abgestützt wird, eine Kupplungstrommel **81**, eine ringförmige Kupplungsnahe **82**, die an einer inneren Oberfläche eines Seitenwandabschnitts **33** der vorderen Abdeckung **3** so befestigt ist, dass sie dem Überbrückungskolben **80** gegenüberliegt, eine Mehrzahl von ersten Reibungseingriffsscheiben (Reibungsscheiben mit einem Reibungsmaterial auf beiden Oberflächen) **83**, die mit Keilwellennuten, die auf einem Innenumfang der Kupplungstrommel **81** ausgebildet sind, in Eingriff sind, und eine Mehrzahl von zweiten Reibungseingriffsschreinen **84** (Trennscheiben), die mit Keilwellennuten, die auf einem Außenumfang der Kupplungsnahe **82** ausgebildet sind, in Eingriff sind, auf.

**[0025]** Ferner weist die Überbrückungskupplung **8** ein ringförmiges Flanschbauteil (ölkammerdefinierendes Bauteil) **85**, das an dem Mittelstück **30** der vorderen Abdeckung **3** so angebracht ist, dass es auf der zu der vorderen Abdeckung **3** in Bezug auf den Überbrückungskolben **80** entgegengesetzten Seite angeordnet ist, d.h., auf der Seite des Turbinenrads **5** und der Dämpfervorrichtung **10** in Bezug auf den Überbrückungskolben **80** angeordnet ist, und eine Mehrzahl von Rückstellfedern **86**, die zwischen der vorderen Abdeckung **3** und dem Überbrückungskolben **80** angeordnet sind, auf. Wie in der Zeichnung dargestellt ist, definieren der Überbrückungskolben **80** und das Flanschbauteil **85** eine Eingriffsölkammer **87**. Hydrauliköl (Eingriffshydraulikdruck) wird der Eingriffsölkammer **87** von einer Hydrauliksteuerungsvorrichtung (nicht dargestellt) zugeführt. Ein Erhöhen des Eingriffshydraulikdrucks für die Eingriffsölkammer **87** bewegt den Überbrückungskolben **80** in der axialen Richtung derart, dass die ersten und die zweiten Reibungseingriffsscheiben **83** und **84** in Richtung auf die vordere Abdeckung **3** gedrückt werden, was die Überbrückungskupplung **8** in Eingriff (vollständigen Eingriff oder Rutscheinengriff) bringt. Eine hydraulische Einscheibenkupplung, die einen Überbrückungskolben aufweist, an dem ein Reibungsmaterial angebracht ist, kann als die Überbrückungskupplung **8** übernommen werden.

**[0026]** Wie in **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt ist, weist die Dämpfervorrichtung **10** ein Antriebsbauteil (Eingangselement) **11**, ein Zwischenbauteil (Zwischenelement) **12** und ein angetriebenes Bauteil (Ausgangselement) **15** als Drehelemente auf. Die Dämpfervorrichtung **10** weist auch eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) ersten Federn (ersten elastischen Körpern) SP1, die so angeordnet sind, dass sie das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem Zwischenbauteil **12** übertragen, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) zweiten Federn (zweiten elastischen Körpern) SP2, die so angeordnet sind, dass sie jeweils in Reihe mit den entsprechenden ersten Federn SP1 arbeiten und das Drehmoment zwischen dem Zwischenbauteil **12** und dem angetriebenen Bauteil **15** übertragen, und eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) inneren Federn SPi, die so angeordnet sind, dass sie das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** übertragen, als Drehmomentübertragungselemente (elastische Drehmomentübertragungskörper) auf.

**[0027]** Wie in **Fig. 1** gezeigt ist, weist die Dämpfervorrichtung **10** einen ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg TP2 auf, die parallel zueinander zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** vorgesehen sind. Der erste Drehmomentübertragungsweg TP1 ist durch die Mehrzahl von ersten Federn SP1, das Zwischenbauteil **12** und die Mehrzahl von zweiten Federn SP2 derart ausgebildet, dass er das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** über diese Elemente überträgt. Gemäß dieser Ausführungsform werden Schraubenfedern, die eine identische Spezifikation (Federkonstante) aufweisen, für die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 des ersten Drehmomentübertragungswegs TP1 eingesetzt.

**[0028]** Der zweite Drehmomentübertragungsweg TP2 ist durch die Mehrzahl von inneren Federn SPi derart ausgebildet, dass er das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** über die Mehrzahl von inneren Federn SPi überträgt, die parallel zueinander arbeiten. Gemäß dieser Ausführungsform ist die Mehrzahl von inneren Federn SPi des zweiten Drehmomentübertragungswegs TP2 dazu ausgebildet, parallel zu den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 des ersten Drehmomentübertragungswegs TP1 zu arbeiten, nachdem ein Eingangsrehmomennt in das angetriebene Bauteil **11** ein vorherbestimmtes Drehmoment (ersten Schwellwert) T1, das kleiner als ein Drehmoment T2 (zweiter Schwellwert), das einem maximalen Torsionswinkel  $\theta_{max}$  der Dämpfervorrichtung **10** entspricht, ist, erreicht, und ein Torsionswinkel des Antriebsbauteils **11** relativ zu dem angetriebenen Bauteil **15** gleich oder größer als ein vorher-

bestimmter Winkel  $\theta_{ref}$  wird. Die Dämpfervorrichtung **10** weist dementsprechend zweischrittige (zweistufige) Dämpfungseigenschaften auf.

**[0029]** Gemäß dieser Ausführungsform wird eine lineare Schraubenfeder, die aus einem Metallmaterial gemacht ist, das spiralförmig so gewickelt ist, dass es eine axiale Mitte aufweist, die bei keiner Last linear ausgedehnt ist, für die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 und die inneren Federn SPi eingesetzt. Im Vergleich zu einem Einsetzen einer Bogenschraubenfeder dehnt dies die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 und die inneren Federn SPi entlang ihrer axialen Mitten geeigneter aus und zieht sie zusammen und reduziert eine Differenz zwischen einem Drehmoment, das auf das angetriebene Bauteil **15** von den zweiten Federn SP2 und dergleichen übertragen wird, wenn eine relative Verschiebung zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** zunimmt, und einem Drehmoment, das auf das angetriebene Bauteil **15** von den zweiten Federn SP2 und dergleichen übertragen wird, wenn die relative Verschiebung zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** abnimmt, d.h. eine Hysterese. Die Bogenschraubenfeder kann jedoch für zumindest eine der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 und der inneren Federn SPi eingesetzt werden.

**[0030]** Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, weist das Antriebsbauteil **11** der Dämpfervorrichtung **10** ein ringförmiges erstes Eingangsscheibenbauteil **111**, das mit der Kupplungstrommel **81** der Überbrückungskupplung **8** gekoppelt ist, und ein ringförmiges zweites Eingangsscheibenbauteil **112**, das mit dem ersten Eingangsscheibenbauteil **111** mittels einer Mehrzahl von Nieten derart gekoppelt ist, dass es dem ersten Eingangsscheibenbauteil **111** gegenüberliegt, auf. Dementsprechend drehen sich das Antriebsbauteil **11** oder das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** integral mit der Kupplungstrommel **81**. Ferner wird die vordere Abdeckung **3** (Motor EG) mit dem Antriebsbauteil **11** der Dämpfervorrichtung **10** durch Eingriff der Überbrückungskupplung **8** gekoppelt.

**[0031]** Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, ist das erste Eingangsscheibenbauteil **111** dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen äußeren Federaufnahmefesten **111wo**, die in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen inneren Federaufnahmefesten **111wi**, die auf einer Innenseite in der radialen Richtung jedes äußeren Federaufnahmefesten **111wo** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federstützabschnitten **111s**, die sich jeweils entlang eines Außenumfangsrands jedes inneren Federaufnahmefesten **111wi** erstrecken, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) äußeren Federkontakteabschnitten **111co** und eine Mehrzahl von (beispielsweise sechs in dieser Ausführungsform) inneren Federkontakteabschnitten **111ci** aufzuweisen. Die inneren Federaufnahmefester **111wi** weisen jeweils eine Umfangslänge länger als eine natürliche Länge der inneren Feder SPi auf (siehe **Fig. 3**). Ein äußerer Federkontakteabschnitt **111co** ist zwischen den äußeren Federaufnahmefesten **111wo**, die angrenzend aneinander in der Umfangsrichtung angeordnet sind, angeordnet. Ein innerer Federkontakteabschnitt **111ci** ist auf jeder Seite in der Umfangsrichtung jedes inneren Federaufnahmefesten **111wi** angeordnet.

**[0032]** Das zweite Eingangsscheibenbauteil **112** ist dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (von beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen äußeren Federaufnahmefesten **112wo**, die in Abständen (gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen inneren Federaufnahmefesten **112wi**, die auf einer Innenseite in der radialen Richtung jedes äußeren Federaufnahmefesten **112wo** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federstützabschnitten **112s**, die sich jeweils entlang eines Außenumfangsrands jedes inneren Federaufnahmefesten **112wi** erstrecken, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) äußeren Federkontakteabschnitten **112co** und eine Mehrzahl von (beispielsweise sechs in dieser Ausführungsform) inneren Federkontakteabschnitten **112ci**, aufzuweisen. Die inneren Federaufnahmefester **112wi** weisen jeweils eine Umfangslänge länger als die natürliche Länge der inneren Feder SPi auf (siehe **Fig. 3**). Ein äußerer Federkontakteabschnitt **112co** ist zwischen den äußeren Federaufnahmefesten **112wo**, die angrenzend aneinander in der Umfangsrichtung angeordnet sind, angeordnet. Ein innerer Federkontakteabschnitt **112ci** ist auf jeder Seite in der Umfangsrichtung jedes inneren Federaufnahmefesten **112wi** angeordnet. In dieser Ausführungsform weisen das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** eine identische Form auf, so dass die Anzahl von Arten von Teilen reduziert wird.

**[0033]** Das Zwischenbauteil **12** weist ein erstes Zwischenscheibenbauteil **121**, das auf der Vordere-Abdeckung-3-Seite des ersten Eingangsscheibenbauteils **111** des Antriebsbauteils **11** angeordnet ist, und ein zwei-

tes Zwischenscheibenbauteil **122**, das auf der Turbinenrad-5-Seite des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** des Antriebsbauteils **11** angeordnet und mit dem ersten Zwischenscheibenbauteil **121** mittels einer Mehrzahl von Nieten gekoppelt ist, auf. Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, sind das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** zwischen dem ersten Zwischenscheibenbauteil **121** und dem zweiten Zwischenscheibenbauteil **122** in der axialen Richtung der Dämpfervorrichtung **10** angeordnet.

**[0034]** Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, ist das erste Zwischenscheibenbauteil **121** dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen Federaufnahmefenstern **121w**, die in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federstützabschnitten **121s**, die sich jeweils entlang eines Außenumfangsrands des entsprechenden Federaufnahmefensters **121w** erstrecken, und eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federkontakteabschnitten **121c** aufzuweisen. Ein Federkontakteabschnitt **121c** ist zwischen den Federaufnahmefenstern **121w**, die in der Umfangsrichtung aneinander angrenzend angeordnet sind, angeordnet. Das zweite Zwischenscheibenbauteil **122** ist dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen Federaufnahmefenstern **122w**, die in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federstützabschnitten **122s**, die sich jeweils entlang eines Außenumfangsrands des entsprechenden Federaufnahmefensters **122w** erstrecken, und eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Federkontakteabschnitten **122c** aufzuweisen. Ein Federkontakteabschnitt **122c** ist zwischen den Federaufnahmefenstern **122w**, die in der Umfangsrichtung aneinander angrenzend angeordnet sind, angeordnet. In dieser Ausführungsform weisen das erste und das zweite Zwischenbauteil **121** und **122** eine identische Form auf, so dass die Anzahl von Arten von Teilen reduziert wird.

**[0035]** Das angetriebene Bauteil **15** ist ein scheibenartiges ringförmiges Bauteil, das zwischen den ersten und zweiten Eingangsscheibenbauteilen **111** und **112** in der axialen Richtung angeordnet und an der Dämpfernabe **7** mittels einer Mehrzahl von Nieten befestigt ist. Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, ist das angetriebene Bauteil **15** dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen äußeren Federaufnahmefenstern **15wo**, die in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) bogenförmigen inneren Federaufnahmefenstern **15wi**, die auf einer Innenseite in der radialen Richtung jedes äußeren Federaufnahmefensters **15wo** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) äußeren Federkontakteabschnitten **15co** und eine Mehrzahl von (beispielsweise sechs in dieser Ausführungsform) inneren Federkontakteabschnitten **15ci** aufzuweisen. Ein äußerer Federkontakteabschnitt **15co** ist zwischen den äußeren Federaufnahmefenstern **15wo**, die in der Umfangsrichtung angrenzend aneinander angeordnet sind, angeordnet. Die inneren Federaufnahmefenster **15wi** weisen jeweils eine Umfangslänge länger als die natürliche Länge der inneren Feder SPi auf. Ein innerer Federkontakteabschnitt **15ci** ist auf jeder Seite in der Umfangsrichtung jedes inneren Federaufnahmefensters **15wi** angeordnet.

**[0036]** Eine erste Feder SP1 und eine zweite Feder SP2 sind in den äußeren Federaufnahmefenstern **111wo** und **112wo** des ersten und des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** und **112** und äußeren Federaufnahmefenstern **15wo** des angetriebenen Bauteils **15** angeordnet, so dass die erste und die zweite Feder SP1 und SP2 ein Paar ausbilden (in Reihe agieren). In dem Montagezustand der Dämpfervorrichtung **10** sind die äußeren Federkontakteabschnitte **111co** und **112co** des ersten und des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** und **112** und die äußeren Federkontakteabschnitte **15co** des angetriebenen Bauteils **15** jeweils zwischen den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 angeordnet, die in den verschiedenen äußeren Federaufnahmefenstern **15wo**, **111wo** und **112wo** angeordnet sind, so dass sie kein Paar ausbilden (nicht in Reihe agieren), und kommen in Kontakt mit Enden der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2.

**[0037]** Die Federkontakteabschnitte **121c** und **122c** des ersten und des zweiten Zwischenscheibenbauteils **121** und **122** sind jeweils zwischen den gemeinsamen äußeren Federaufnahmefenstern **15wo**, **111wo** und **112wo** zum Ausbilden eines Paares angeordnet und kommen in Kontakt mit Enden der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2. Die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2, die in den verschiedenen äußeren Federaufnahmefenstern **15wo**, **111wo** und **112wo** angeordnet sind, so dass sie kein Paar ausbilden (nicht in Reihe agieren), sind in den Federaufnahmefenstern **121w** und **122w** des ersten und zweiten Zwischenscheibenbauteils **121** und **122** angeordnet. Die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2, die kein Paar ausbilden (nicht in Reihe agieren), werden von der Außenseite in der radialen Richtung durch den Federstützabschnitt **121s** des ersten Zwischenscheibenbauteils **121** auf der Vordere-Abdeckung-3-Seite und den Federstützabschnitt **122s** des zweiten Zwischenscheibenbauteils **122** auf der Turbinenrad-5-Seite abgestützt (geführt).

**[0038]** Wie in **Fig. 3** gezeigt ist, sind die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 somit alternierend in der Umfangsrichtung der Dämpfervorrichtung **10** angeordnet. Ein Ende jeder ersten Feder SP1 kommt in Kontakt mit den entsprechenden äußeren Federkontakteabschnitten **111co** und **112co** des Antriebsbauteils **11**, und das andere Ende jeder ersten Feder SP1 kommt in Kontakt mit den entsprechenden Federkontakteabschnitten **121c** und **122c** des Zwischenbauteils **12**. Ein Ende jeder zweiten Feder SP2 kommt in Kontakt mit den entsprechenden Federkontakteabschnitten **121c** und **122c** des Zwischenbauteils **12**, und das andere Ende jeder zweiten Feder SP2 kommt in Kontakt mit dem entsprechenden äußeren Federkontakteabschnitt **15co** des angetriebenen Bauteils **15**.

**[0039]** Infolgedessen sind die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2, die ein Paar ausbilden, über die Federkontakteabschnitte **121c** und **122c** des Zwischenbauteils **12** zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** in Reihe miteinander verbunden. Dementsprechend reduziert die Dämpfervorrichtung **10** ferner die Steifigkeit der elastischen Körper, die dazu ausgebildet sind, das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** zu übertragen, oder genauer gesagt eine kombinierte Federkonstante der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2. In dieser Ausführungsform sind, wie in **Fig. 3** gezeigt ist, die Mehrzahl von ersten Federn SP1 und die Mehrzahl von zweiten Federn SP2 auf einem identischen Umfang angeordnet, so dass der Abstand zwischen der axialen Mitte der Startvorrichtung **1** oder der Dämpfervorrichtung **10** und der axialen Mitte jeder ersten Feder SP1 gleich dem Abstand zwischen der axialen Mitte der Startvorrichtung **1** usw. und der axialen Mitte jeder zweiten Feder SP2 ist.

**[0040]** Die innere Feder SPi ist in jedem der inneren Federaufnahmefenster **15wi** des angetriebenen Bauteils **15** angeordnet. In dem Montagezustand der Dämpfervorrichtung **10** kommt jeder der inneren Federkontakteabschnitte **15ci** in Kontakt mit einem entsprechenden Ende der inneren Federn SPi. In dem Montagezustand der Dämpfervorrichtung **10** ist eine Seite jeder inneren Feder SPi auf der Vordere-Abdeckung-3-Seite in einer Umfangsmitte des entsprechenden inneren Federaufnahmefensters **111wi** des ersten Eingangsscheibenbauteils **111** gelegen und wird von der Außenseite in der radialen Richtung durch den Federstützabschnitt **111s** des ersten Eingangsscheibenbauteils **111** abgestützt (geführt). In dem Montagezustand der Dämpfervorrichtung **10** ist eine Seite jeder inneren Feder SPi auf der Turbinenrad-5-Seite in einer Umfangsmitte des entsprechenden inneren Federaufnahmefensters **112wi** des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** gelegen und wird von der Außenseite in der radialen Richtung durch den Federstützabschnitt **112s** des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** abgestützt (geführt).

**[0041]** Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, ist jede der inneren Federn SPi in einem innenumfangsseitigen Bereich der Fluidkammer **9** derart angeordnet, dass sie durch die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 umgeben ist. Diese Ausgestaltung verkürzt weiter die axiale Länge der Dämpfervorrichtung **10** und dadurch die axiale Länge der Startvorrichtung **1**. Jede der inneren Federn SPi kommt in Kontakt mit einem Paar der inneren Federkontakteabschnitte **111ci** und **112ci**, die auf den jeweiligen Seiten der inneren Federaufnahmefenster **111wi** und **112wi** des ersten und zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** und **112** angeordnet sind, wenn das Eingangsdrrehmoment (Antriebsdrehmoment) in das Antriebsbauteil **11** oder das Drrehmoment, das von der Achseseite auf das angetriebene Bauteil **15** ausgeübt wird (Abtriebsdrehmoment), das obige Drrehmoment **T1** erreicht.

**[0042]** Die Dämpfervorrichtung **10** weist ferner einen Anschlag (nicht gezeigt) auf, der dazu ausgebildet ist, die relative Drehung des Antriebsbauteils **11** zu dem angetriebenen Bauteil **15** zu begrenzen. In dieser Ausführungsform weist der Anschlag eine Mehrzahl von Anschlagabschnitten, die in Abständen in der Umfangsrichtung derart angeordnet sind, dass sie in der radialen Richtung in Richtung auf die Dämpfernabe **7** von einem Innenumfangsabschnitt des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** vorstehen, und eine Mehrzahl von bogenförmigen Ausschnittabschnitten, die in Abständen in der Umfangsrichtung in der Dämpfernabe **7**, an der das angetriebene Bauteil **15** befestigt ist, ausgebildet sind, auf. In dem Montagezustand der Dämpfervorrichtung **10** ist jeder der Anschlagabschnitte des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** in dem entsprechenden Ausschnittabschnitt der Dämpfernabe **7** derart angeordnet, dass er nicht in Kontakt mit Wandoberflächen der Dämpfernabe **7** kommt, welche Wandoberflächen beide Enden des Ausschnittabschnitts definieren. Wenn jeder der Anschlagabschnitte des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** in Verbindung mit relativer Drehung des Antriebsbauteils **11** zu dem angetriebenen Bauteil **15** in Kontakt mit einer der Wandoberflächen, die beide Enden des Ausschnittabschnitts der Dämpfernabe **7** definieren, kommt, begrenzt der Anschlag die relative Drehung des Antriebsbauteils **11** zu dem angetriebenen Bauteil **15** und die Auslenkung aller der **t** Federn SP1, SP2 und SPi.

**[0043]** Zusätzlich weist, wie in **Fig. 1** gezeigt ist, die Dämpfervorrichtung **10** einen Rotationsträgheitsmasse-dämpfer **20** auf, der parallel zu sowohl dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1, der die Mehrzahl von

ersten Federn SP1, das Zwischenbauteil **12** und die Mehrzahl von zweiten Federn SP2 aufweist, als auch dem zweiten Drehmomentübertragungsweg TP2, der die Mehrzahl von inneren Federn SPi aufweist, angeordnet ist. In dieser Ausführungsform ist der Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** dazu ausgebildet, ein Einzelritzeltypplanetengetriebe **21** aufzuweisen, das zwischen dem Antriebsbauteil **11** oder dem Eingangselement der Dämpfervorrichtung **10** und dem angetriebenen Bauteil **15** oder dem Ausgangselement der Dämpfervorrichtung **10** angeordnet ist.

**[0044]** Das Planetengetriebe **21** ist durch das angetriebene Bauteil **15**, das Außenzähne **15t** in einem Außenumfang davon aufweist, so dass es als ein Sonnenrad arbeitet, das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112**, die eine Mehrzahl (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) von Ritzeln **23**, die jeweils mit den Außenzähnen **15t** ineinandergreifen, drehbar abstützen, so dass sie als ein Träger arbeiten, und ein Hohlrad **25**, das konzentrisch mit dem angetriebenen Bauteil **15** (Außenzähne **15t**) oder dem Sonnenrad angeordnet ist und Innenzähne **25t**, die mit dem jeweiligen Ritzel **23** ineinandergreifen, aufweist, ausgebildet. Dementsprechend überlappen in der Fluidkammer **9** das angetriebene Bauteil **15** oder das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln **23** und das Hohlrad **25** zumindest teilweise mit den ersten und zweiten Federn SP1 und SP2 (und inneren Federn SPi) in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung **10** betrachtet in der axialen Richtung.

**[0045]** Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, sind die Außenzähne **15t** auf einer Mehrzahl von vorherbestimmten Abschnitten einer Außenumfangsoberfläche des angetriebenen Bauteils **15** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung ausgebildet. Die Außenzähne **15t** sind radial außerhalb des äußeren Federaufnahmefensters **15wo** und des inneren Federaufnahmefensters **15wi**, d.h. der ersten Feder SP1, der zweiten Feder SP2 und der inneren Feder SPi, die das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** übertragen, gelegen. Die Außenzähne **15t** können auf dem gesamten Außenumfang des angetriebenen Bauteils **15** ausgebildet sein.

**[0046]** Wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist, ist das erste Eingangsscheibenbauteil **111**, das den Träger des Planetengetriebes **21** ausbildet, dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Ritzelstützabschnitten **115**, die radial außerhalb der äußeren Federkontakteabschnitte **111co** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, aufzuweisen. Ähnlich ist das zweite Eingangsscheibenbauteil **112**, das den Träger des Planetengetriebes **21** ausbildet, dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von (beispielsweise drei in dieser Ausführungsform) Ritzelstützabschnitten **116**, die radial außerhalb der äußeren Federkontakteabschnitte **112co** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung angeordnet sind, aufzuweisen, wie in **Fig. 2** und **Fig. 3** gezeigt ist.

**[0047]** Wie in **Fig. 4** gezeigt ist, ist jeder der Ritzelstützabschnitte **115** des ersten Eingangsscheibenbauteils **111** dazu ausgebildet, einen bogenförmigen sich axial erstreckenden Abschnitt **115a**, der dazu ausgebildet ist, axial in Richtung auf die vordere Abdeckung **3** vorzustehen, und einen bogenförmigen geflanschten Abschnitt **115f**, der von einem Ende des sich axial erstreckenden Abschnitts **115a** radial nach außen ausgedehnt ist, aufzuweisen. Jeder der Ritzelstützabschnitte **116** des zweiten Eingangsscheibenbauteils **112** ist dazu ausgebildet, einen bogenförmigen sich axial erstreckenden Abschnitt **116a**, der dazu ausgebildet ist, axial in Richtung auf das Turbinenrad **5** vorzustehen, und einen bogenförmigen geflanschten Abschnitt **116f**, der von einem Ende des sich axial erstreckenden Abschnitts **116a** radial nach außen ausgedehnt ist, aufzuweisen. Jeder der Ritzelstützabschnitte **115** (geflanschter Abschnitt **115f**) des ersten Eingangsscheibenbauteils **111** liegt den entsprechenden Ritzelstützabschnitten **116** (geflanschter Abschnitt **116f**) des ersten Eingangsscheibenbauteils **112** in der axialen Richtung gegenüber. Die geflanschten Abschnitte **115f** und **116f**, die ein Paar ausbilden, stützen jeweils ein Ende eines Ritzelschafts **24**, der in das Ritzel **23** eingefügt ist, ab. In dieser Ausführungsform sind die Ritzelstützabschnitte **115** (geflanschter Abschnitt **115f**) an der Kupplungstrommel **81** der Überbrückungskupplung **8** mittels Nieten befestigt. Ferner wird in dieser Ausführungsform das erste Zwischenscheibenbauteil **121** des Zwischenbauteils **12** durch eine Innenumfangsoberfläche des sich axial erstreckenden Abschnitts **115a** des Ritzelstützabschnitts **115** ausgerichtet. Das zweite Zwischenscheibenbauteil **122** des Zwischenbauteils **12** wird durch eine Innenumfangsoberfläche des sich axial erstreckenden Abschnitts **116a** des Ritzelstützabschnitts **116** ausgerichtet.

**[0048]** Wie in **Fig. 4** gezeigt ist, sind die Ritzel **23** des Planetengetriebes **21** dazu ausgebildet, einen ringförmigen Zahnradkörper **230** mit Zahnradzähnen (Außenzähnen) **23t** in einem Außenumfang davon, eine Mehrzahl von Nadellagern **231**, die zwischen einer Innenumfangsoberfläche des Zahnradkörpers **230** und einer Außenumfangsoberfläche des Ritzelschafts **24** angeordnet sind, ein Paar von Abstandhaltern **232**, die mit beiden Enden des Zahnradkörpers **230** derart in Eingriff sind, dass sie eine axiale Bewegung des Nadellagers **231** einschränken, aufzuweisen. Wie in **Fig. 4** gezeigt ist, weist der Zahnradkörper **230** des Ritzels **23** ringförmige

Radialstützabschnitte **230s**, die jeweils außerhalb eines axialen Endes der Zahnradzähne **23t** in einer Innenseite von Gründen der Zahnradzähne **23t** in der radialen Richtung des Ritzels **23** vorstehen und eine zylindrische Außenumfangsoberfläche aufweisen, auf. Ein Durchmesser einer Außenumfangsoberfläche jedes Abstandhalters **232** ist identisch mit oder von kleinerem Durchmesser als jener des Radialstützabschnitts **230s**.

**[0049]** Die Mehrzahl von Ritzeln **23** wird in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung durch das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** (Ritzelstützabschnitte **115** und **116**) oder den Träger abgestützt. Ein Scheibe **235** ist zwischen einer Seitenfläche jedes Abstandhalters **235** und dem Ritzelstützabschnitt **115** oder **116** (geflanschten Abschnitt **115f** oder **116f**) des ersten oder des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** oder **112** angeordnet. Wie in **Fig.** 4 gezeigt ist, ist eine axiale Lücke zwischen beiden Seitenflächen der Zahnradzähne **23t** des Ritzels **23** und dem Ritzelstützabschnitt **115** oder **116** (geflanschten Abschnitt **115f** oder **116f**) des ersten oder des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** oder **112** definiert.

**[0050]** Das Hohlrad **25** des Planetengetriebes **21** ist dazu ausgebildet, einen ringförmigen Zahnradkörper **250** mit Innenzähnen **25t** in einem Innenumfang davon, zwei ringförmige Seitenscheiben **251**, eine Mehrzahl von Nieten **252** zum Befestigen der jeweiligen Seitenscheibe **251** an beiden axialen Seitenflächen des Zahnradkörpers **250** aufzuweisen. Der Zahnradkörper **250**, die zwei Seitenscheiben **251** und die Mehrzahl von Nieten **252** sind miteinander integriert und arbeiten als ein Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20**. In dieser Ausführungsform sind die Innenzähne **25t** auf dem gesamten Innenumfang des Zahnradkörpers **250** ausgebildet. Die Innenzähne **25t** können auf einer Mehrzahl von vorherbestimmten Abschnitten der Innenumfangsoberfläche des Zahnradkörpers **250** in Abständen (in gleichen Abständen) in der Umfangsrichtung ausgebildet sein. Wie in **Fig.** 3 gezeigt ist, können ausgesparte Abschnitte auf einer Außenumfangsoberfläche des Zahnradkörpers **250** ausgebildet sein, so dass ein Gewicht des Hohlrad **25** angepasst wird.

**[0051]** Jede der Seitenscheiben **251** weist eine konkave zylindrisch geformte Innenumfangsoberfläche auf und arbeitet als ein abgestützter Abschnitt, der axial durch die Mehrzahl von Ritzeln **23**, die mit den Innenzähnen **25t** ineinander greifen, abgestützt wird. D.h., in beiden axialen Enden der Innenzähne **25t** sind die zwei Seitenscheiben **251** jeweils an der entsprechenden Seitenfläche des Zahnradkörpers **250** derart befestigt, dass sie innerhalb von Gründen der Innenzähne **25t** in der radialen Richtung vorstehen und zumindest der Seitenfläche der Zahnradzähne **23t** des Ritzels **23** gegenüberliegen. Wie in **Fig.** 4 gezeigt ist, ist in dieser Ausführungsform die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** geringfügig innerhalb von Spitzen der Innenzähne **25t** gelegen.

**[0052]** Wenn jedes der Ritzel **23** mit den Innenzähnen **25t** verzahnt ist, wird die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** durch den entsprechenden Radialstützabschnitt **230s** des Ritzels **23** (Zahnradkörpers **230**) abgestützt. Dies ermöglicht, dass das Hohlrad **25** durch die Radialstützabschnitte **230s** der Mehrzahl von Ritzeln **23** in Bezug auf die axiale Mitte des angetriebenen Bauteils **15** oder des Sonnenrads genau ausgerichtet wird und sich problemlos dreht (oszilliert). Ferner liegt, wenn jedes der Ritzel **23** mit den Innenzähnen **25t** verzahnt ist, eine Innenfläche jeder Seitenscheibe **251** der Seitenfläche der Zahnradzähne **23t** des Ritzels **23** und einer Seitenfläche eines Abschnitts von den Gründen der Zahnradzähne **23t** zu dem Radialstützabschnitt **230s** gegenüber. Dementsprechend wird eine axiale Bewegung des Hohlrad **25** zumindest durch die Seitenfläche der Zahnradzähne **23t** des Ritzels **23** begrenzt. Ferner ist, wie in **Fig.** 4 gezeigt ist, eine axiale Lücke zwischen einer Außenfläche jeder Seitenscheibe **251** des Hohlrad **25** und dem Ritzelstützabschnitt **115** oder **116** (geflanschten Abschnitt **115f** oder **116f**) des ersten oder des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** oder **112** definiert.

**[0053]** Wenn die Überbrückung durch die Überbrückungskupplung **8** in der Startvorrichtung **1** mit der oben beschriebenen Ausgestaltung gelöst ist, wird, wie man aus **Fig.** 1 sehen kann, das Drehmoment (die Leistung), das von dem Motor EG auf die vordere Abdeckung **3** übertragen wird, auf die Eingangswelle IS des Getriebes TM über den Weg des Pumpenrads **4**, des Turbinenrads **5**, des angetriebenen Bauteils **15** und der Dämpfernabe **7** übertragen. Wenn die Überbrückung durch die Überbrückungskupplung **8** der Startvorrichtung **1** ausgeführt wird, wird andererseits das Drehmoment, das von dem Motor EG auf das Antriebsbauteil **11** über die vordere Abdeckung **3** und die Überbrückungskupplung **8** übertragen wird, auf das angetriebene Bauteil **15** und die Dämpfernabe **7** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 mit der Mehrzahl von ersten Federn SP1, dem Zwischenbauteil **12** und der Mehrzahl von zweiten Federn SP2 und den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen, bis das Eingangsrehmomennt das obige Drehmoment T1 erreicht. Wenn das Eingangsrehmomennt gleich oder höher als das obige Drehmoment T1 wird, wird das Drehmoment, das auf das Antriebsbauteil **11** übertragen wird, auf das angetriebene Bauteil **15** und die Dämpfernabe **7** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1, den zweiten Drehmomentübertragungsweg TP2 mit der Mehrzahl von inneren Federn SPi und den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen.

**[0054]** Wenn das Antriebsbauteil **11** relativ zu dem angetriebenen Bauteil **15** unter einer Ausführung der Überbrückung (Eingriff der Überbrückungskupplung **8**) gedreht (verdreht) wird, werden die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 ausgelenkt, und das Hohlrad **25** oder der Massekörper wird um die axiale Mitte entsprechend relativer Drehung des Antriebsbauteils **11** zu dem angetriebenen Bauteil **15** gedreht (oszilliert). Genauer gesagt wird, wenn das Antriebsbauteil **11** relativ zu dem angetriebenen Bauteil **15** gedreht (oszilliert) wird, die Drehzahl des Antriebsbauteils **11** (ersten und des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** und **112**) oder des Trägers, das bzw. der ein Eingangselement des Planetengetriebes **21** ist, höher als die Drehzahl des angetriebenen Bauteils **15** oder des Sonnenrads. In einem derartigen Zustand wird die Drehzahl des Hohlrads **25** durch die Wirkung des Planetengetriebes **21** erhöht, so dass das Hohlrad **25** bei einer höheren Drehzahl als der Drehzahl des Antriebsbauteils **11** gedreht wird. Dies bewirkt, dass ein Trägheitsmoment von dem Hohlrad **25**, das der Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** ist, auf das angetriebene Bauteil **15**, das das Ausgangselement der Dämpfervorrichtung **10** ist, über die Ritzel **23** ausgeübt wird und dadurch die Schwingung des angetriebenen Bauteils **15** dämpft. Der Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** ist dazu ausgebildet, hauptsächlich das Trägheitsmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** zu übertragen, aber ein durchschnittliches Drehmoment nicht zu übertragen.

**[0055]** Das Folgende beschreibt einen Ausgestaltungsablauf der Dämpfervorrichtung **10**. Wie oben beschrieben wurde, arbeiten in der Dämpfervorrichtung **10**, bis das Eingangsrehmomen, das auf das Antriebsbauteil **11** übertragen wird, das obige Drehmoment  $T_1$  erreicht, die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2, die in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 enthalten sind, parallel zu dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20**. Wenn die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 parallel zu dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** arbeiten, hängt das Drehmoment, das von dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 mit dem Zwischenbauteil **12** und den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, von der Verschiebung (dem Betrag von Auslenkung oder Torsionswinkel) der zweiten Federn SP2 zwischen dem Zwischenbauteil **12** und dem angetriebenen Bauteil **15** ab (ist dazu proportional). Das Drehmoment, das von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, hängt andererseits von einer Differenz an Winkelbeschleunigung zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15**, d.h. einem Differentialgleichungsergebnis zweiter Ordnung der Verschiebung der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** ab (ist dazu proportional). Unter der Annahme, dass das Eingangsrehmomen, das auf das Antriebsbauteil **11** der Dämpfervorrichtung **10** übertragen wird, periodisch geschwungen wird, wie durch Gleichung (1), die unten angegeben ist, gezeigt ist, wird die Phase der Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird, entsprechend um 180 Grad zu der Phase der Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird, verschoben.

[Math. 1]

$$T = T_0 \sin \omega t \quad (1)$$

**[0056]** Zudem treten in der Dämpfervorrichtung **10** mit dem einzelnen Zwischenbauteil **12** zwei Resonanzen in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 auf, wenn die Auslenkungen der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 zugelassen werden und die inneren Federn SPi nicht ausgelenkt werden. D.h., eine Resonanz (erste Resonanz) der gesamten Dämpfervorrichtung **10** tritt in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 durch die Schwingungen des Antriebsbauteils **11** und des angetriebenen Bauteils **15** in den entgegengesetzten Phasen auf, wenn die Auslenkungen der ersten und zweiten Federn SP1, SP2 zugelassen werden und die inneren Federn SPi nicht ausgelenkt werden. Eine Resonanz (zweite Resonanz) tritt ebenfalls in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 durch die Schwingungen des Zwischenbauteils **12** in der zu sowohl dem Antriebsbauteil **11** als auch dem angetriebenen Bauteil **15** entgegengesetzten Phase, wenn die Auslenkungen der ersten und der zweiten Federn SP1, SP2 zugelassen werden und die inneren Federn SPi nicht ausgelenkt werden, auf einer höheren Drehzahlseite (höheren Frequenzseite) als die erste Resonanz auf.

**[0057]** Zum weiteren Verbessern der Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung **10** mit den obigen Eigenschaften, haben die Erfinder infolge intensiver Studien und Analysen bemerkt, dass die Dämpfervorrichtung **10** die Schwingung des angetriebenen Bauteils **15** durch Gleichmachen der Amplitude der Schwingung des ersten Drehmomentübertragungswegs TP1 zu der Amplitude der Schwingung des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** in der entgegengesetzten Phase dämpfen kann. Die Erfinder haben eine Bewegungsgleichung, wie durch Gleichung (2), die unten angegeben ist, gezeigt ist, in einem Schwingungssystem mit der Dämpfervorrichtung **10**, in der das Drehmoment von dem Motor EG auf das Antriebsbauteil **11** unter Eingriff der Überbrückungskupplung übertragen wird und die inneren Federn SPi nicht ausgelenkt werden, aufgestellt.

In Gleichung (2) bezeichnet „ $J_1$ “ ein Trägheitsmoment des Antriebsbauteils **11**, bezeichnet „ $J_2$ “ ein Trägheitsmoment des Zwischenbauteils **12**, wie oben beschrieben wurde, bezeichnet „ $J_3$ “ ein Trägheitsmoment des angetriebenen Bauteils **15**, und bezeichnet „ $J_i$ “ ein Trägheitsmoment des Hohlrad **25**, das der Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** ist. Ferner bezeichnet „ $\theta_1$ “ einen Torsionswinkel des Antriebsbauteils **11**, bezeichnet „ $\theta_2$ “ einen Torsionswinkel des Zwischenbauteils **12**, bezeichnet „ $\theta_3$ “ einen Torsionswinkel des angetriebenen Bauteils **15**. Außerdem bezeichnet „ $k_1$ “ eine kombinierte Federkonstante der Mehrzahl von ersten Federn SP1, die parallel zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem Zwischenbauteil **12** arbeiten, bezeichnet „ $k_2$ “ eine kombinierte Federkonstante der Mehrzahl von zweiten Federn SP2, die parallel zwischen dem Zwischenbauteil **12** und dem angetriebenen Bauteil **15** arbeiten. Zudem bezeichnet „ $\lambda$ “ ein Übersetzungsverhältnis des Planetengetriebes **21** (einen Wälzkreisdurchmesser der Außenzähne **15t** (Sonnenrad)/einen Wälzkreisdurchmesser der Innenzähne **25t** des Hohlrad **25**), das in dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** enthalten ist, d.h. ein Verhältnis einer Drehzahl des Hohlrad **25** oder des Massekörpers in Bezug auf eine Drehzahl des angetriebenen Bauteils **15**, und „ $T$ “ bezeichnet ein Eingangsdrehmoment, das auf das Antriebsbauteil von dem Motor EG übertragen wird.

[Math. 2]

$$\begin{bmatrix} J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 & 0 & -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ 0 & J_2 & 0 \\ -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & 0 & J_3 + J_i \cdot \lambda^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dots (2)$$

**[0058]** Zudem haben die Erfinder angenommen, dass das Eingangsdrehmoment  $T$  periodisch geschwungen wird, wie durch Gleichung (1), die oben angegeben wurde, gezeigt ist, und haben auch angenommen, dass der Torsionswinkel  $\theta_1$  des Antriebsbauteils **11**, der Torsionswinkel  $\theta_2$  des Zwischenbauteils **12** und der Torsionswinkel  $\theta_3$  des angetriebenen Bauteils **15** periodisch angesprochen (geschwungen) werden, wie durch Gleichung (3), die unten angegeben ist, gezeigt ist. In Gleichungen (1) und (3) bezeichnet „ $\omega$ “ eine Winkelfrequenz in der periodischen Schwankung (Schwingung) des Eingangsdrehmoments  $T$ . In Gleichung (3) bezeichnet „ $\Theta_1$ “ eine Amplitude der Schwingung (Schwingungsamplitude, d.h. maximalen Torsionswinkel) des Antriebsbauteils **11**, die während Übertragung des Drehmoments von dem Motor EG erzeugt wird, bezeichnet „ $\Theta_2$ “ eine Amplitude von Schwingung (Schwingungsamplitude) des Zwischenbauteils **12**, die während Übertragung des Drehmoments von dem Motor EG auf das Antriebsbauteil **11** erzeugt wird, und bezeichnet „ $\Theta_3$ “ eine Amplitude von Schwingung (Schwingungsamplitude) des angetriebenen Bauteils **15**, die während Übertragung des Drehmoments von dem Motor EG auf das Antriebsbauteil **11** erzeugt wird. Unter derartigen Annahmen wird eine Identität von Gleichung (4), die unten angegeben ist, durch Substituieren von Gleichungen (1) und (3) in Gleichung (2) und Eliminieren von „ $\sin \omega t$ “ von beiden Seiten erhalten.

[Math. 3]

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \dots (3)$$

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 - \omega^2 \{ J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 \} & -k_1 & \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ -k_1 & k_1 + k_2 - \omega^2 \cdot J_2 & -k_2 \\ \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & -k_2 & k_2 - \omega^2 (J_3 + J_i \cdot \lambda^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \quad \dots (4)$$

**[0059]** In Gleichung (4) bedeutet dies, wenn die Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  des angetriebenen Bauteils **15** null ist, dass die Schwingung von dem Motor EG theoretisch vollständig durch die Dämpfervorrichtung **10** gedämpft wird und dass theoretisch keine Schwingung auf das Getriebe TM, die Antriebswelle und dergleichen, die dem angetriebenen Bauteil **15** nachgelagert gelegen sind, übertragen wird. Von diesem Standpunkt haben die Erfinder einen Konditionalausdruck von Gleichung (5) durch Lösen der Identität von Gleichung (4) in Bezug auf die Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  und Festlegen von  $\Theta_3 = 0$  erhalten. Gleichung (5) ist eine quadratische Gleichung hinsichtlich des Quadrats der Winkelfrequenz  $\omega^2$  in der periodischen Schwankung des Eingangsdrehmoments  $T$ . Wenn das Quadrat der Winkelfrequenz  $\omega^2$  eine von zwei reellen Wurzeln (oder mehrfache

Wurzel) von Gleichung (5) ist, werden die Schwingung von dem Motor EG, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird, und die Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird, gegeneinander aufgehoben, und die Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  des angetriebenen Bauteils **15** wird theoretisch gleich null.

[Math. 4]

$$J_2 \cdot J_i \cdot \lambda(1 + \lambda) \cdot (\omega^2)^2 - J_i \cdot \lambda(1 + \lambda) \cdot (k_1 + k_2) \cdot \omega^2 + k_1 \cdot k_2 = 0 \quad (5)$$

**[0060]** Dieses Analyseergebnis zeigt auf, dass eine Gesamtheit von zwei Antiresonanzpunkten (A1 und A2 in **Fig. 5**), die theoretisch null Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  des angetriebenen Bauteils **15** vorsehen, in der Dämpfervorrichtung **10**, die das Zwischenbauteil **12** aufweist und dementsprechend zwei Spitzenwerte, d.h. eine Resonanz in dem Drehmoment, das über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird, aufweist, wie in **Fig. 5** gezeigt ist, festgelegt werden kann. Die Dämpfervorrichtung **10** kann somit die Schwingung des angetriebenen Bauteils **15** durch Gleichmachen der Amplitude der Schwingung des ersten Drehmomentübertragungswegs TP1 zu der Amplitude der Schwingung des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** in der entgegengesetzten Phase an zwei Punkten, die den zwei Resonanzen, die in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 auftreten, entsprechen, signifikant effektiv dämpfen.

**[0061]** Zudem tritt in der Dämpfervorrichtung **10** die Resonanz des Zwischenbauteils **12** in dem Stadium auf, wo die Drehzahl des Antriebsbauteils **11** eher höher als eine Drehzahl wird, die der Frequenz bei einem Antiresonanzpunkt A1 einer niedrigeren Drehzahlseite (niedrigeren Frequenzseite) entspricht. Die Amplitude der Schwingung, die von den zweiten Federn SP2 auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, ändert sich von Abnehmen zu Zunehmen, bevor die Drehzahl des Antriebsbauteils **11** (Motors EG) eine Drehzahl erreicht, die der relativ niedrigen Eigenfrequenz des Zwischenbauteils **12** entspricht, wie durch eine Einpunktstrichpunktlinienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist. Selbst wenn die Amplitude der Schwingung, die von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, mit einer Zunahme an Drehzahl des Antriebsbauteils **11** graduell erhöht wird (wie durch eine Zweipunktstrichpunktlinienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist), weitet dies einen Bereich, wo die Schwingung, die von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, zumindest einen Teil der Schwingung, die von den zweiten Federn SP2 auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird, aufhebt, aus. Dies resultiert in weiterem Verbessern der Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung **10** in einem relativ niedrigen Drehzahlbereich des Antriebsbauteils **11**.

**[0062]** Ein Fahrzeug, das mit dem Motor EG als die Quelle eines Erzeugens von Leistung zum Fahren ausgestattet ist, kann so ausgebildet sein, dass es eine Überbrückungsdrehzahl Nlup der Überbrückungskupplung **8** (Drehzahl zu der Zeit ersten Koppelns des Motors EG mit der Dämpfervorrichtung **10** nach einem Start des Motors EG und die niedrigste aus einer Mehrzahl von Überbrückungsdrehzahlen; mit anderen Worten minimale Drehzahl in einem Drehzahlbereich, wo das Drehmoment von dem Antriebsbauteil **11** durch den Drehmomentübertragungsweg TP1 auf das angetriebene Bauteil **15** übertragen wird) weiter verringert und das Drehmoment von dem Motor EG zu einem früheren Zeitpunkt mechanisch auf das Getriebe TM überträgt, so dass die Leistungsübertragungseffizienz zwischen dem Motor EG und dem Getriebe TM verbessert wird und dadurch ferner der Kraftstoffverbrauch des Motors EG verbessert wird. Die Schwingung, die von dem Motor EG über die Überbrückungskupplung **8** auf das Antriebsbauteil **11** übertragen wird, nimmt jedoch in einem niedrigen Drehzahlbereich von etwa 500 UpM bis 1500 UpM, der wahrscheinlich als ein Bereich der Überbrückungsdrehzahl Nlup festgelegt wird, zu. Das Schwingungsniveau nimmt insbesondere in einem Fahrzeug, das mit einem Motor mit einer kleineren Anzahl von Zylindern, wie beispielsweise einem Dreizylindermotor oder Vierzylindermotor, ausgestattet ist, signifikant zu. Dementsprechend besteht zum Unterdrücken von Übertragung einer großen Schwingung auf das Getriebe TM usw. während oder unmittelbar nach Eingriff der Überbrückung ein Bedarf, das Schwingungsniveau der gesamten Dämpfervorrichtung **10** (angetriebenes Bauteil **15**), die dazu ausgebildet ist, das Drehmoment (Schwingung) von dem Motor EG unter Eingriff der Überbrückung auf das Getriebe TM zu übertragen, in einem Drehzahlbereich von etwa der Überbrückungsdrehzahl Nlup zu reduzieren.

**[0063]** Durch Berücksichtigen des Vorhergehenden haben die Erfinder die Dämpfervorrichtung **10** basierend auf der vorherbestimmten Überbrückungsdrehzahl Nlup der Überbrückungskupplung **8** derart ausgebildet, dass sie den Antiresonanzpunkt A1 der niedrigeren Drehzahlseite (niedrigeren Frequenzseite) ausbildet, wenn die Drehzahl Ne des Motors EG in dem Bereich von 500 UpM bis 1500 UpM (in dem erwarteten Festlegungsbereich der Überbrückungsdrehzahl Nlup) ist. Zwei Lösungen  $\omega_1$  und  $\omega_2$  von Gleichung (5), die oben angegeben wurde, können als Gleichungen (6) und (7), die unten angegeben sind, gemäß der quadratischen Formel

erhalten werden und erfüllen  $\omega_1 < \omega_2$ . Eine Frequenz  $fa_1$  an dem Antiresonanzpunkt A1 der niedrigeren Drehzahlseite (niedrigeren Frequenzseite) (die nachfolgend als „minimale Frequenz“ bezeichnet wird) wird durch Gleichung (8), die unten angegeben ist, ausgedrückt, und eine Frequenz  $fa_2$  an einem Antiresonanzpunkt A2 auf der höheren Drehzahlseite (höheren Frequenzseite) ( $fa_2 > fa_1$ ) wird durch Gleichung (9), die unten angegeben ist, ausgedrückt. Eine Drehzahl  $Nea_1$  des Motors EG, die der minimalen Frequenz  $fa_1$  entspricht, wird als  $Nea_1 = (120/n) \cdot fa_1$  ausgedrückt, wo „n“ die Anzahl von Zylindern des Motors EG bezeichnet.

[Math. 5]

$$\omega_1^2 = \frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2} \quad \dots (6)$$

$$\omega_2^2 = \frac{(k_1 + k_2) + \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2} \quad \dots (7)$$

$$fa_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \dots (8)$$

$$fa_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) + \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \dots (9)$$

**[0064]** Dementsprechend werden die kombinierte Federkonstante  $k_1$  der Mehrzahl von ersten Federn SP1, die kombinierte Federkonstante  $k_2$  der Mehrzahl von zweiten Federn SP2, das Trägheitsmoment  $J_2$  des Zwischenbauteils **12** (das bestimmt wird, indem die Trägheitsmomente des Turbinenrads **5** und dergleichen, die so gekoppelt sind, dass sie integral gedreht werden, berücksichtigt (aufsummiert) werden) und das Trägheitsmoment  $J_i$  des Hohlrad **25**, das der Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** ist, in der Dämpfervorrichtung **10** so ausgewählt und festgelegt, dass sie Ausdruck (10), der unten angegeben ist, erfüllen. Genauer gesagt werden in der Dämpfervorrichtung **10** die Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2, das Trägheitsmoment  $J_2$  des Zwischenbauteils **12**, das Trägheitsmoment  $J_i$  des Hohlrad **25** und das Übersetzungsverhältnis  $\lambda$  des Planetengetriebes **21** basierend auf der obigen minimalen Frequenz  $fa_1$  (und der Überbrückungsdrehzahl  $Nlup$ ) bestimmt. Wenn die Dämpfervorrichtung **10** entworfen wird, kann ein Trägheitsmoment des Ritzels **23** in der Praxis ignoriert werden, wie in Gleichungen (2)–(9) gezeigt ist, und kann in der obigen Gleichung (2) und dergleichen berücksichtigt werden. Ferner können die Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2, das Trägheitsmoment  $J_2$  des Zwischenbauteils **12**, das Trägheitsmoment  $J_i$  des Hohlrad **25**, das Übersetzungsverhältnis  $\lambda$  des Planetengetriebes **21** und das Trägheitsmoment des Ritzels **23** basierend auf der obigen minimalen Frequenz  $fa_1$  (und der Überbrückungsdrehzahl  $Nlup$ ) bestimmt werden.

[Math. 6]

$$500 \text{ UpM} \leq \frac{120}{n} fa_1 \leq 1500 \text{ UpM} \quad (10)$$

**[0065]** Wie oben beschrieben wurde, kann der Antiresonanzpunkt A1 der niedrigeren Drehzahlseite, der wahrscheinlich theoretisch null Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  des angetriebenen Bauteils **15** vorsieht (der wahrscheinlich die Schwingungsamplitude  $\Theta_3$  weiter verringert), in dem niedrigen Drehzahlbereich von 500 UpM bis 1500 UpM (in dem erwarteten Festlegungsbereich der Überbrückungsdrehzahl  $Nlup$ ) festgelegt werden. Dies resultiert in einem Erlauben der Überbrückung (Kopplung des Motors EG mit dem Antriebsbauteil **11**) bei der niedrigeren Drehzahl.

**[0066]** Wenn die Dämpfervorrichtung **10** dazu ausgebildet ist, Ausdruck (10) zu erfüllen, ist es vorzuziehen, die Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  und die Trägheitsmomente  $J_2$  und  $J_i$  derart auszuwählen und festzulegen, dass

die Frequenz der Niedrigere-Drehzahl-(Niedrigere-Frequenz-)Seite-Resonanz (bei einem Resonanzpunkt R1), die in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 auftritt, auf den minimal möglichen Wert, der niedriger als die obige minimale Frequenz  $fa_1$  ist, zu minimieren. Dies reduziert weiter die minimale Frequenz  $fa_1$  und erlaubt die Überbrückung bei der noch niedrigeren Drehzahl.

**[0067]** Außerdem ermöglicht die Ausgestaltung, die imstande ist, zwei Antiresonanzpunkte A1 und A2 festzulegen, dass der Antiresonanzpunkt A1, der die minimale Frequenz ( $fa_1$ ) zwischen den zwei Antiresonanzpunkten A1 und A2 aufweist, im Vergleich zu der Ausgestaltung, dass lediglich ein Antiresonanzpunkt festgelegt wird (die durch eine gestrichelte Linienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist), in Richtung auf die niedrigere Frequenzseite verschoben wird. Zudem ermöglicht, wie man aus **Fig. 5** sehen kann, die Ausgestaltung, dass die zwei Antiresonanzpunkte A1 und A2 festgelegt werden, dass die Schwingung von dem Motor EG, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird (die durch die Einpunktstrichpunktlinienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist), durch die Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird (die durch die Zweipunktstrichpunktlinienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist), in einem relativ breiten Drehzahlbereich zwischen den zwei Antiresonanzpunkten A1 und A2 gedämpft wird.

**[0068]** Dies verbessert weiter die Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung **10** in dem niedrigeren Drehzahlbereich eines Überbrückungsbereichs, der wahrscheinlich die Schwingung von dem Motor EG erhöht. In der Dämpfervorrichtung **10** wird bei dem Auftreten der zweiten Resonanz (Resonanz, wie durch den Resonanzpunkt R2 in **Fig. 5** gezeigt ist) das Zwischenbauteil **12** in der zu jener des angetriebenen Bauteils **15** entgegengesetzten Phase geschwungen. Wie durch die Einpunktstrichpunktlinienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist, wird die Phase der Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird, identisch zu der Phase der Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11** auf das angetriebene Bauteil **15** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird.

**[0069]** In der Dämpfervorrichtung **10**, die wie oben beschrieben ausgebildet ist, gibt es zum weiteren Verbessern der Schwingungsdämpfungsleistung um die Überbrückungsdrehzahl  $N_{lup}$  herum einen Bedarf, die Überbrückungsdrehzahl  $N_{lup}$  und die Drehzahl  $N_e$  des Motors EG, die dem Resonanzpunkt R2 entspricht, geeignet zu trennen. Dementsprechend ist es, wenn die Dämpfervorrichtung **10** dazu ausgebildet ist, Ausdruck (**10**) zu erfüllen, vorzuziehen, die Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  und die Trägheitsmomente  $J_2$  und  $J_i$  derart auszuwählen und festzulegen, dass sie  $N_{lup} \leq (120/n) \cdot fa_1$  ( $= Ne_1$ ) erfüllen. Dies bringt die Überbrückung durch die Überbrückungskupplung **8** in Eingriff, während eine Übertragung der Schwingung auf die Eingangswelle IS des Getriebes TM effektiv unterdrückt wird. Dies ermöglicht auch, dass die Schwingung von dem Motor EG unmittelbar nach Eingriff der Überbrückung bemerkenswert effektiv durch die Dämpfervorrichtung **10** gedämpft wird.

**[0070]** Wie oben beschrieben wurde, verbessert ein Entwerfen der Dämpfervorrichtung **10** basierend auf der Frequenz (minimalen Frequenz)  $fa_1$  bei dem Antiresonanzpunkt A1 bemerkenswert effektiv die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung **10**. Gemäß den Studien und Analysen der Erfinder ist bestätigt worden, dass, wenn die Überbrückungsdrehzahl  $N_{lup}$  auf beispielsweise einen Wert von etwa 1000 UpM festgelegt wird, die Dämpfervorrichtung **10**, die dazu ausgebildet ist, beispielsweise  $900 \text{ UpM} \leq (120/n) \cdot fa_1 \leq 1200 \text{ UpM}$  zu erfüllen, die bemerkenswert effektiven Ergebnisse in der Praxis vorsieht.

**[0071]** Andererseits ist es notwendig, sowohl eine Hysterese des ersten Drehmomentübertragungswegs TP1 mit dem Zwischenbauteil **12**, den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 als auch eine Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** so weit wie möglich zu verringern, so dass eine tatsächliche Schwingungsamplitude des angetriebenen Bauteils **15** um die Antiresonanzpunkte A1 und A2 herum verringert wird. D.h., in der Dämpfervorrichtung **10** ist es notwendig, sowohl eine Phasenverschiebung einer Schwingung, die auf das angetriebene Bauteil **15** über den ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 übertragen wird, welche Phasenverschiebung durch die Hysterese der ersten und zweiten Federn SP1 und SP2 bewirkt wird, als auch eine Phasenverschiebung einer Schwingung, die auf das angetriebene Bauteil **15** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird, welche Phasenverschiebung durch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** bewirkt wird, zu verringern.

**[0072]** Daher ist in der Dämpfervorrichtung **10** das angetriebene Bauteil **15**, das als das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** arbeitet, mit den Außenzähnen **15t**, die radial außerhalb der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2, die das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** übertragen, gelegen sind, vorgesehen. D.h., die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 sind radial innerhalb des Planetengetriebes **21** des Rotationsträgheitsmassedämpfers

**20** angeordnet. Dementsprechend wird die Zentrifugalkraft, die auf die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 ausgeübt wird, reduziert, so dass dadurch eine Reibungskraft (Gleitwiderstand), die auftritt, wenn die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 durch die Zentrifugalkraft gegen die Federstützabschnitte **121s** und **122s** gedrückt werden, verringert wird. Infolgedessen wird die Hysterese der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 in der Dämpfervorrichtung **10** zufriedenstellend verringert.

**[0073]** Außerdem kann ein Energieverlust, der durch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** bewirkt wird, als  $J_h = \Delta T \cdot \theta$  ausgedrückt werden. Hierin bezeichnet „ $J_h$ “ Energieverlust, der durch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** bewirkt wird, bezeichnet „ $\Delta T$ “ eine Drehmomentdifferenz, d.h. eine Differenz zwischen dem Drehmoment, das auf das angetriebene Bauteil **15** (Sonnenrad) von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird, wenn eine relative Verschiebung zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** zunimmt, und einem Drehmoment, das auf das angetriebene Bauteil **15** (Sonnenrad) von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** übertragen wird, wenn die relative Verschiebung zwischen dem Antriebsbauteil **11** und dem angetriebenen Bauteil **15** abnimmt, und bezeichnet „ $\theta$ “ einen Torsionswinkel des Antriebsbauteils **11** relativ zu dem angetriebenen Bauteil **15**. Ferner kann der Energieverlust  $J_h$  als  $J_h = \mu \cdot F_r \cdot x$  ausgedrückt werden. Hierin bezeichnet „ $\mu$ “ einen Koeffizienten dynamischer Reibung zwischen dem Hohlrad **25** und dem Ritzel **23**, bezeichnet „ $F_r$ “ eine vertikale Last (Axialkraft), die auf das Hohlrad **25** beispielsweise gemäß einem Druck in der Fluidkammer **9** ausgeübt wird, und bezeichnet „ $x$ “ eine Gleitstrecke des Hohlrads **25** in Bezug auf das Ritzel **23**.

**[0074]** Dementsprechend ist eine Beziehung  $\Delta T \cdot \theta = \mu \cdot F_r \cdot x$  erfüllt. Durch Differenzieren beider Seiten des Relationalausdrucks nach der Zeit, wird eine Beziehung  $\Delta T \cdot d\theta/dt = \mu \cdot F_r \cdot dx/dt$  abgeleitet. Die Drehmomentdifferenz  $\Delta T$  oder die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** kann somit als  $\Delta T = \mu \cdot F_r \cdot (dx/dt)/(d\theta/dt)$  ausgedrückt werden. Der Zeitdifferentialwert  $dx/dt$  der Gleitstrecke  $x$  auf der rechten Seite des Relationalausdrucks, der die Drehmomentdifferenz  $\Delta T$  zeigt, zeigt eine Relativgeschwindigkeit  $V_{rp}$  zwischen dem Hohlrad **25** und den Ritzeln **23**. Die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** wird somit kleiner, wenn die Relativgeschwindigkeit  $V_{rp}$  zwischen dem Hohlrad **25** und den Ritzeln **23**, die das Hohlrad **25** abstützen, d.h. eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Massekörper und einem Stützbauteil, das eine axiale Bewegung des Massekörpers einschränkt, kleiner wird.

**[0075]** Wenn das Hohlrad **25** oder der Massekörper von beiden Seiten durch das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** des Antriebsbauteils **11** oder des Trägers des Planetengetriebes **21** abgestützt wird, hängt die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** von einer Relativgeschwindigkeit  $V_{rc}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Antriebsbauteil **11** ab. **Fig. 6** zeigt die Relativgeschwindigkeit  $V_{rc}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Antriebsbauteil **11**, wenn das Antriebsbauteil **11** in dem Winkel  $\theta$  in Bezug auf das angetriebene Bauteil **15** verdreht wird. Wie in **Fig. 6** gezeigt ist, ist die Relativgeschwindigkeit  $V_{rc}$  um den Innenumfang des Hohlrads **25** herum relativ groß und wird von dem Innenumfang zu dem Außenumfang des Hohlrads **25** größer. Die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** wird nicht günstig verringert, wenn das Hohlrad **25** oder der Massekörper von beiden Seiten durch das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** abgestützt wird.

**[0076]** Andererseits laufen die Ritzel **23** bei einer Umfangsgeschwindigkeit  $V_p$  um, die identisch zu einer Umfangsgeschwindigkeit des ersten und des zweiten Eingangsscheibenbauteils **111** und **112** oder des Trägers ist, und drehen sich um den Ritzelschaft **24**. Die Relativgeschwindigkeit  $V_{rp}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Ritzel **23** wird um eine Eingriffsposition (einen Punkt auf einer gestrichelten Linie in **Fig. 6** und **Fig. 7**) zwischen dem Innenzahn **25t** des Hohlrads **25** und dem Zahnradzahn **23t** des Ritzels **23** herum im Wesentlichen null. Wie durch einen weißen Pfeil in **Fig. 7** dargestellt ist, wird die Relativgeschwindigkeit  $V_{rp}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Ritzel **23** signifikant kleiner als die Relativgeschwindigkeit  $V_{rc}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Antriebsbauteil **11** (Träger) und kleiner als die Relativgeschwindigkeit (nicht gezeigt) zwischen dem Hohlrad **25** und dem angetriebenen Bauteil **15** (Sonnenrad). In der Dämpfervorrichtung **10**, in der die axiale Bewegung des Hohlrads **25** oder des Massekörpers durch die Ritzel **23** des Planetengetriebes **21** eingeschränkt wird, wie durch eine durchgezogene Linie in **Fig. 8** dargestellt ist, wird die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20**, das heißt die Drehmomentdifferenz  $\Delta T$ , im Vergleich zu einem Abstützen des Hohlrads **25** von beiden Seiten durch das erste und zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112** (siehe eine gestrichelte Linie in **Fig. 8**) zufriedenstellend verringert.

**[0077]** In dieser Ausführungsform weist das Hohlrad **25** die zwei Seitenscheiben **251** (abgestützten Abschnitte) auf, die an jeder der Seitenflächen des Zahnradkörpers **250** in einer derartigen Weise befestigt sind, dass die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** geringfügig innerhalb von Spitzen der Innenzähne **25t** gelegen ist. Ferner wird die axiale Bewegung des Hohlrads **25** durch zumindest die Seitenfläche von Zahnrad-

zähnen **23t** der Ritzel **23** eingeschränkt. Dementsprechend kann die axiale Bewegung des Hohlrad **25** durch die Ritzel **23** an der Eingriffsposition zwischen dem Innenzahn **25t** und dem Zahnradzahn **23t**, wo die Relativgeschwindigkeit  $V_{rp}$  zwischen dem Hohlrad **25** und dem Ritzel **23** im Wesentlichen null wird, eingeschränkt werden, so dass dadurch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** zufriedenstellend verringert wird.

**[0078]** Wie oben beschrieben wurde, verringert die Dämpfervorrichtung **10** sowohl die Hysterese in dem ersten Drehmomentübertragungsweg TP1 als auch die Hysterese in dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** zufriedenstellend, so dass sie dadurch die tatsächliche Schwingungsamplitude des angetriebenen Bauteils **15** um die Antiresonanzpunkte A1 und A2 herum günstig verringert. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung **10** mit dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** durch Gleichmachen (Näherbringen) der Frequenz  $f_{a1}$  des Antiresonanzpunkts A1 der niedrigeren Drehzahlseite zu einer Frequenz einer Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, in dem obigen Bereich und Gleichmachen (Näherbringen) der Frequenz  $f_{a2}$  des Antiresonanzpunkts A2 auf der höheren Drehzahlseite zu einer Frequenz der anderen Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, effektiv verbessert. Ferner wird die Schwingungsdämpfungsleistung des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** durch Verringern der Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20**, wie oben beschrieben worden ist, vorteilhaft verbessert.

**[0079]** In der Dämpfervorrichtung **10** sind das angetriebene Bauteil **15** oder das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln **23** und das Hohlrad **25** so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 (und der inneren Feder SPi) in der axialen Richtung der Dämpfervorrichtung **10** überlappen. Diese Ausgestaltung verkürzt weiter die axiale Länge der Dämpfervorrichtung **10** und erhöht weiter das Trägheitsmoment des Hohlrad **25**, indem das Hohlrad **25** auf der Außenumfangsseite der Dämpfervorrichtung **10** angeordnet wird, während eine Zunahme des Gewichts des Hohlrad **25**, das als der Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** arbeitet, unterdrückt wird, so dass dadurch ermöglicht wird, dass das Trägheitsmoment effizient erhalten wird.

**[0080]** Ferner wird in der Dämpfervorrichtung **10** die Drehzahl des Hohlrad **25** oder des Massekörpers durch die Wirkung des Planetengetriebes **21** derart erhöht, dass sie höher als die Drehzahl des Antriebsbauteils **11** (Trägers) ist. Dies reduziert das Gewicht des Hohlrad **25** oder des Massekörpers, während das Trägheitsmoment, das auf das angetriebene Bauteil **15** von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** ausgeübt wird, effektiv sichergestellt wird. Dies verbessert auch die Flexibilität bei einer Ausgestaltung des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** und der gesamten Dämpfervorrichtung **10**. Der Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** (Planetengetriebe **21**) kann jedoch dazu ausgebildet sein, die Drehzahl des Hohlrad **25** gemäß dem Betrag des Trägheitsmoments des Hohlrad **25** (Massekörper) so zu verringern, dass sie niedriger als die Drehzahl des Antriebsbauteils **11** ist. Ferner kann das Planetengetriebe **21** ein Doppelritzeltypplanetengetriebe sein. Außerdem können der Außenzahn **15t** des angetriebenen Bauteils **15**, der Zahnradzahn **23t** des Ritzels **23** und der Innenzahn **25t** des Hohlrad **25** ein Helixzahn mit einer Helixflankenlinie oder ein Zahn mit einer geraden Flankenlinie sein.

**[0081]** Wie oben beschrieben wurde, ermöglicht die Ausgestaltung, dass zwei Antiresonanzpunkte A1 und A2 festgelegt werden, dass der Antiresonanzpunkt A1 in Richtung auf die niedrigere Frequenz verschoben wird. Abhängig von der Spezifikation des Fahrzeugs, des Motors usw., die mit der Dämpfervorrichtung **10** ausgestattet sind, kann die mehrfache Wurzel von Gleichung (5) ( $= 1/2\pi \cdot \sqrt{(k_1 + k_2)/(2 \cdot J_2)}$ ) auf die obige minimale Frequenz  $f_{a1}$  festgelegt werden. Ein Bestimmen der Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 und des Trägheitsmoments  $J_2$  des Zwischenbauteils **12** basierend auf der mehrfachen Wurzel von Gleichung (5) verbessert auch die Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung **10** in dem niedrigeren Drehzahlbereich des Überbrückungsbereichs, der wahrscheinlich die Schwingung von dem Motor EG erhöht, wie durch die gestrichelte Linienkurve in **Fig. 5** gezeigt ist.

**[0082]** In der Dämpfervorrichtung **10**, die oben beschrieben wurde, werden Federn, die die identische Spezifikation (Federkonstante) aufweisen, für die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 eingesetzt. Dies ist jedoch nicht einschränkend. Die Federkonstanten  $k_1$  und  $k_2$  der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 können voneinander verschieden sein ( $k_1 > k_2$  oder  $k_1 < k_2$ ). Dies erhöht weiter den Wert des  $\sqrt{-}$ -Ausdrucks (Diskriminante) in Gleichungen (6) und (8) und vergrößert weiter das Intervall zwischen den zwei Antiresonanzpunkten A1 und A2, was somit die Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung in dem niedrigen Frequenzbereich (niedrigen Drehzahlbereich) weiter verbessert. In diesem Fall kann die Dämpfervorrichtung **10** mit einem Anschlag vorgesehen sein, der dazu ausgebildet ist, die Auslenkung einer der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 (beispielsweise einer mit der niedrigeren Steifigkeit) einzuschränken.

**[0083]** Wie oben beschrieben wurde, weist das Hohlrad **25** des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20** zwei Seitenscheiben **251** auf, die jeweils an dem Zahnradkörper **250** in einer derartigen Weise befestigt sind, dass die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** geringfügig innerhalb von Spitzen der Innenzähne **25t** gelegen ist. Jedoch kann jede der zwei Seitenscheiben **251** an dem Zahnradkörper **250** in einer derartigen Weise befestigt sein, dass die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** radial innerhalb von Gründen der Innenzähne **25t** und radial außerhalb des Ritzelschafts **24**, der das Ritzel **23** abstützt, gelegen ist. Ferner kann ein Durchmesser des Radialstützabschnitts **230s** des Ritzels **23** (Zahnradkörpers **230**) ebenfalls reduziert werden, so dass er kleiner als der obige Durchmesser ist. Nämlich kann die Innenumfangsoberfläche jeder Seitenscheibe **251** des Hohlrads **25** nahe dem Ritzelschaft **24** ausgebildet werden, so dass die axiale Bewegung des Hohlrads **25** durch die Ritzel **23** zufriedenstellend eingeschränkt wird.

**[0084]** Zum Einschränken der axialen Bewegung des Hohlrads **25** durch die Ritzel **23** kann das Ritzel **23** mit einem Paar von Stützabschnitten vorgesehen sein, die beispielsweise eine ringförmige Form aufweisen und radial außerhalb von beiden Seiten der Zahnradzähne **23t** vorstehen, und die Seitenscheiben **251** können von dem Hohlrad **25** weggelassen werden. In einer derartigen Ausgestaltung können die Stützabschnitte des Ritzels **23** derart ausgebildet sein, dass sie zumindest der Seitenfläche der Innenzähne **25t** des Hohlrads **25** oder einem Abschnitt der Seitenfläche des Zahnradkörpers **250** gegenüberliegen.

**[0085]** Wie in einer Dämpfervorrichtung **10X** einer Startvorrichtung **1X**, die in **Fig. 9** gezeigt ist, kann ein Zwischenbauteil **12X** mit dem Turbinenrad **5** so, dass es integral gedreht wird, gekoppelt sein, anstatt das angetriebene Bauteil **15X** mit dem Turbinenrad **5** so, dass es integral gedreht wird, zu koppeln. Diese Ausgestaltung erlaubt eine weitere Zunahme des wesentlichen Trägheitsmoment  $J_2$  des Zwischenbauteils **12X** (gesamte Trägheitsmomente des Zwischenbauteils **12X**, des Turbinenrads **5** und dergleichen). In dieser Ausgestaltung kann, wie man aus der Gleichung (8) sieht, die Frequenz  $f_{a1}$  des Antiresonanzpunkts A1 weiter reduziert werden, so dass der Antiresonanzpunkt A1 auf der noch niedrigeren Drehzahlseite (noch niedrigeren Frequenzseite) festgelegt wird.

**[0086]** In den Dämpfervorrichtungen **10**, **10X**, kann das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit dem Antriebsbauteil **11** gekoppelt (integriert) sein, und die angetriebenen Bauteile **15**, **15X** können dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten. Ferner kann in den Dämpfervorrichtungen **10**, **10X** das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit den Zwischenbauteilen **12**, **12X** gekoppelt (integriert) sein, und das Antriebsbauteil **11** oder die angetriebenen Bauteile **15**, **15X** können dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten. Außerdem können in den Dämpfervorrichtungen **10**, **10X** die Zwischenbauteile **12**, **12X** dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten, und das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** kann mit dem Antriebsbauteil **11** oder den angetriebenen Bauteilen **15**, **15X** gekoppelt (integriert) sein.

**[0087]** **Fig. 10** ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung **1Y** mit einer Dämpfervorrichtung **10Y** gemäß einer anderen Ausführungsform der Offenbarung darstellt. Unter den Bestandteilen der Startvorrichtung **1Y** und der Dämpfervorrichtung **10Y** werden die zu jenen der Startvorrichtung **1** und der Dämpfervorrichtung **10**, die oben beschrieben wurden, selben Bestandteile durch dieselben Bezugszeichen ausgedrückt, und ihre wiederholte Beschreibung wird weggelassen.

**[0088]** Die Dämpfervorrichtung **10Y**, die in **Fig. 10** gezeigt ist, weist ein Antriebsbauteil (Eingangselement) **11Y**, ein Zwischenbauteil (Zwischenelement) **12Y** und ein angetriebenes Bauteil (Ausgangselement) **15Y** als Drehelemente auf. Die Dämpfervorrichtung **10Y** weist auch eine Mehrzahl von ersten Federn (ersten elastischen Körpern) SP1, die dazu ausgebildet sind, das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11Y** und dem Zwischenbauteil **12Y** zu übertragen, und eine Mehrzahl von zweiten Federn (zweiten elastischen Körpern) SP2, die dazu ausgebildet sind, jeweils in Reihe mit den entsprechenden ersten Federn SP1 zu arbeiten und das Drehmoment zwischen dem Zwischenbauteil **12Y** und dem angetriebenen Bauteil **15Y** zu übertragen, als Drehmomentübertragungselemente (elastische Drehmomentübertragungskörper) auf. Die Mehrzahl von ersten Federn (ersten elastischen Körpern) SP1, das Zwischenbauteil **12Y** und die Mehrzahl von zweiten Federn (zweiten elastischen Körpern) SP2 bilden einen Drehmomentübertragungsweg TP zwischen dem Antriebsbauteil **11Y** und dem angetriebenen Bauteil **15Y** aus. Wie in der Figur gezeigt ist, ist das Zwischenbauteil **12Y** mit dem Turbinenrad **5** so gekoppelt, dass es integral gedreht wird. Wie durch eine Zweipunktstrichpunktlinie in **Fig. 10** gezeigt ist, kann jedoch das Turbinenrad **5** mit einem von dem Antriebsbauteil **11Y** und dem angetriebenen Bauteil **15Y** gekoppelt sein.

**[0089]** Wie der obige Rotationsträgheitsmassedämpfer **20** weist ein Rotationsträgheitsmassedämpfer **20Y** das Einzelritzelyplanetengetriebe **21** auf und ist parallel zu dem Drehmomentübertragungsweg TP zwischen dem

Antriebsbauteil **11Y** und dem angetriebenen Bauteil **15Y** angeordnet. In dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20Y** ist das Antriebsbauteil **11Y** (erstes und zweites Eingangsscheibenbauteil **111** und **112**) dazu ausgebildet, die Mehrzahl der Ritzel **23** drehbar abzustützen, so dass es als der Träger des Planetengetriebes **21** arbeitet. Das angetriebene Bauteil **15Y** ist dazu ausgebildet, Außenzähne **15t** aufzuweisen und als das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** zu arbeiten. In dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20Y** wird die axiale Bewegung des Hohlrad **25** oder des Massekörpers durch das Ritzel **23** eingeschränkt.

**[0090]** Die Dämpfervorrichtung **10Y** weist ferner einen ersten Anschlag ST1, der dazu ausgebildet ist, die relative Drehung des Antriebsbauteils **11Y** zu dem Zwischenbauteil **12Y**, d.h. eine Auslenkung der ersten Federn SP1 einzuschränken, und einen zweiten Anschlag ST2, der dazu ausgebildet ist, die relative Drehung des Zwischenbauteils **12Y** zu dem angetriebenen Bauteil **15Y**, d.h. eine Auslenkung der zweiten Federn SP2 einzuschränken, auf. Einer von dem ersten Anschlag ST1 und dem zweiten Anschlag ST2 ist dazu ausgebildet, die relative Drehung des Antriebsbauteils **11Y** zu den Zwischenbauteil **12Y** oder die relative Drehung des Zwischenbauteils **12Y** zu dem angetriebenen Bauteil **15Y** einzuschränken, wenn das Eingangsrehmoment in das Antriebsbauteil **11Y** ein vorherbestimmtes Drehmoment T1 erreicht, das kleiner als ein Drehmoment T2 ist, das einem maximalen Torsionswinkel  $\theta_{\max}$  der Dämpfervorrichtung **10Y** entspricht, und der Torsionswinkel des Antriebsbauteils **11Y** relativ zu dem angetriebenen Bauteil **15Y** gleich oder größer als ein vorherbestimmter Winkel  $\theta_{ref}$  wird. Der andere von dem ersten Anschlag ST1 und dem zweiten Anschlag ST2 ist dazu ausgebildet, die relative Drehung des Zwischenbauteils **12Y** zu dem angetriebenen Bauteil **15Y** oder die relative Drehung des Antriebsbauteils **11Y** zu den Zwischenbauteil **12Y** einzuschränken, wenn das Eingangsrehmoment in das Antriebsbauteil **11Y** das Drehmoment T2 erreicht.

**[0091]** Diese Ausgestaltung erlaubt die Auslenkungen der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2, bis einer von dem ersten und dem zweiten Anschlag ST1 und ST2 einsetzt. Wenn einer von dem ersten und dem zweiten Anschlag ST1 und ST2 einsetzt, wird die Auslenkung einer der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 eingeschränkt. Wenn sowohl der erste als auch der zweite Anschlag ST1 und ST2 einsetzen, werden die Auslenkungen sowohl der ersten als auch der zweiten Federn SP1 und SP2 eingeschränkt. Die Dämpfervorrichtung **10Y** weist dementsprechend zweischrittige (zweistufige) Dämpfungseigenschaften auf. Der erste Anschlag ST1 oder der zweite Anschlag ST2 kann derart ausgebildet sein, dass er die relative Drehung des Antriebsbauteils **11Y** zu dem angetriebenen Bauteil **15Y** einschränkt.

**[0092]** Die Dämpfervorrichtung **10Y**, die wie oben beschrieben ausgebildet ist, sieht die zu jenen der Dämpfervorrichtung **10**, die oben beschrieben wurde, ähnlichen Vorgänge und vorteilhaften Wirkungen vor. In der Dämpfervorrichtung **10Y** kann eine der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 auf der Außenseite in der radialen Richtung der anderen in Abständen in der Umfangsrichtung angeordnet sein. Genauer gesagt kann beispielsweise die Mehrzahl von ersten Federn SP1 in einem außenenumfansseitigen Bereich in der Fluidgetriebekammer **9** in Abständen in der Umfangsrichtung angeordnet sein. Die Mehrzahl von zweiten Federn SP2 kann auf der Innenseite in der radialen Richtung der Mehrzahl von ersten Federn SP1 in Abständen in der Umfangsrichtung angeordnet sein. In dieser Ausgestaltung können die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 so angeordnet sein, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise miteinander überlappen.

**[0093]** In der Dämpfervorrichtung **10Y** kann das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit dem Antriebsbauteil **11Y** gekoppelt (integriert) sein, und das angetriebene Bauteil **15Y** kann dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten. Außerdem kann in der Dämpfervorrichtung **10Y** das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit dem Zwischenbauteil **12Y** gekoppelt (integriert) sein, und das Antriebsbauteil **11Y** oder das angetriebene Bauteil **15Y** kann dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten. Außerdem kann in der Dämpfervorrichtung **10Y** das Zwischenbauteil **12Y** dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten, und das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** kann mit dem Antriebsbauteil **11Y** oder dem angetriebenen Bauteil **15Y** gekoppelt (integriert) sein.

**[0094]** **Fig. 11** ist ein schematisches Ausgestaltungsschaubild, das eine Startvorrichtung **1Z** mit einer Dämpfervorrichtung **10Z** gemäß noch einer anderen Ausführungsform der Offenbarung darstellt. Unter den Bestandteilen der Startvorrichtung **1Z** und der Dämpfervorrichtung **10Z** werden die zu jenen der Startvorrichtung **1** und der Dämpfervorrichtung **10**, die oben beschrieben wurden, selben Bestandteile durch dieselben Bezugszeichen ausgedrückt, und ihre wiederholte Beschreibung wird weggelassen.

**[0095]** Die Dämpfervorrichtung **10Z**, die in **Fig. 11** gezeigt ist, weist ein Antriebsbauteil (Eingangselement) **11Z**, ein erstes Zwischenbauteil (erstes Zwischenelement) **13**, ein zweites Zwischenbauteil (zweites Zwischen-element) **14** und ein angetriebenes Bauteil (Ausgangselement) **15Z** als Drehelemente auf. Die Dämpfervor-

richtung **10Z** weist auch eine Mehrzahl von ersten Federn (ersten elastischen Körpern) SP1', die dazu ausgebildet sind, das Drehmoment zwischen dem Antriebsbauteil **11Z** und dem ersten Zwischenbauteil **13** zu übertragen, eine Mehrzahl von zweiten Federn (zweiten elastischen Körpern) SP2', die dazu ausgebildet sind, das Drehmoment zwischen dem ersten Zwischenbauteil **13** und den zweiten Zwischenbauteil **14** zu übertragen, und eine Mehrzahl von dritten Federn (dritten elastischen Körpern) SP3, die dazu ausgebildet sind, das Drehmoment zwischen dem zweiten Zwischenbauteil **14** und dem angetriebenen Bauteil **15Z** zu übertragen, als Drehmomentübertragungselemente (elastische Drehmomentübertragungskörper) auf. Die Mehrzahl von ersten Federn (ersten elastischen Körpern) SP1', das erste Zwischenbauteil **13**, die Mehrzahl von zweiten Federn (zweiten elastischen Körpern) SP2', das zweite Zwischenbauteil **14** und die Mehrzahl von dritten Federn SP3 bilden einen Drehmomentübertragungsweg TP zwischen dem Antriebsbauteil **11Z** und dem angetriebenen Bauteil **15Z** aus. Wie die Rotationsträgheitsmassedämpfer **20**, **20Y** weist ein Rotationsträgheitsmassedämpfer **20Z** das Einzelritzeltypplanetengetriebe **21** auf und ist parallel zu dem Drehmomentübertragungsweg TP zwischen dem Antriebsbauteil **11Z** und dem angetriebenen Bauteil **15Z** angeordnet. Das erste Zwischenbauteil **13** ist mit dem Turbinenrad **5** so gekoppelt, dass es integral gedreht wird. Wie durch eine Zweipunktstrichpunktlinie in **Fig. 11** gezeigt ist, kann das Turbinenrad **5** jedoch mit einem von dem Antriebsbauteil **11Z** und dem angetriebenen Bauteil **15Z** gekoppelt sein.

**[0096]** In der Dämpfervorrichtung **10Z** mit dem ersten und dem zweiten Zwischenbauteil **13** und **14** treten drei Resonanzen in dem Drehmomentübertragungsweg TP auf, wenn die Auslenkungen aller der ersten bis dritten Federn SP1', SP2' und SP3 zugelassen werden. Genauer gesagt tritt eine Resonanz der gesamten Dämpfervorrichtung **10Z** in dem Drehmomentübertragungsweg TP durch die Schwingungen des Antriebsbauteils **11Z** und des angetriebenen Bauteils **15Z** in den entgegengesetzten Phasen auf, wenn die Auslenkungen der ersten bis dritten Federn SP1', SP2' und SP3 zugelassen werden. Eine Resonanz tritt durch die Schwingungen des ersten und des zweiten Zwischenbauteils **13** und **14** in der zu sowohl dem Antriebsbauteil **11Z** als auch dem angetriebenen Bauteil **15Z** entgegengesetzten Phase auch in dem Drehmomentübertragungsweg TP auf, wenn die Auslenkungen der ersten bis dritten Federn SP1', SP2' und SP3 zugelassen werden. Eine Resonanz tritt ferner durch die Schwingung des ersten Zwischenbauteils **13** in der zu dem Antriebsbauteil **11Z** entgegengesetzten Phase, die Schwingung des zweiten Zwischenbauteils **14** in der zu dem ersten Zwischenbauteil **13** entgegengesetzten Phase und die Schwingung des angetriebenen Bauteils **15Z** in der zu dem zweiten Zwischenbauteil **14** entgegengesetzten Phase in dem Drehmomentübertragungsweg TP auf, wenn die Auslenkungen der ersten bis dritten Federn SP1', SP2' und SP3 zugelassen werden. Diese Ausgestaltung ermöglicht somit, dass eine Gesamtheit von drei Antiresonanzpunkten, wo die Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11Z** auf das angetriebene Bauteil **15Z** über den Drehmomentübertragungsweg TP übertragen wird, und die Schwingung, die von dem Antriebsbauteil **11Z** auf das angetriebene Bauteil **15Z** über den Rotationsträgheitsmassedämpfer **20Z** übertragen wird, theoretisch einander aufheben, in der Dämpfervorrichtung **10Z** festgelegt wird.

**[0097]** Unter den drei Antiresonanzpunkten, die wahrscheinlich theoretisch null Schwingungsamplitude des angetriebenen Bauteils **15Z** vorsehen (die wahrscheinlich die Schwingungsamplitude weiter verringern), kann ein erster Antiresonanzpunkt der niedrigsten Drehzahl in dem niedrigen Drehzahlbereich von 500 UpM bis 1500 UpM (in dem erwarteten Festlegungsbereich der Überbrückungsdrehzahl Nlup) festgelegt werden. Dies verschiebt eine Resonanz, die die minimale Frequenz der Resonanzen, die in dem Drehmomentübertragungsweg TP auftreten, aufweist, in Richtung auf die niedrigere Drehzahlseite (in Richtung auf die niedrigere Frequenzseite), so dass sie in einem Nichtüberbrückungsbereich der Überbrückungskupplung **8** enthalten ist. Dies resultiert in einem Erlauben der Überbrückung bei der niedrigeren Drehzahl und einem bemerkenswert effektiven Verbessern der Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung **10Z** in dem niedrigen Drehzahlbereich, der wahrscheinlich die Schwingung von dem Motor EG erhöht. Die Dämpfervorrichtung **10Z** kann einen zweiten Antiresonanzpunkt der höheren Drehzahlseite (höheren Frequenzseite) als den ersten Antiresonanzpunkt gleich (näher zu) beispielsweise einem Resonanzpunkt (einer Frequenz davon) der Eingangswelle IS des Getriebes TM machen oder kann einen dritten Antiresonanzpunkt der höheren Drehzahlseite (höheren Frequenzseite) als der zweite Antiresonanzpunkt gleich (näher zu) beispielsweise einem Resonanzpunkt (einer Frequenz davon) in der Dämpfervorrichtung **10Z** machen, so dass sie das Auftreten derartiger Resonanzen effektiv unterdrückt.

**[0098]** Die Dämpfervorrichtung **10Z** kann derart ausgebildet sein, dass sie drei oder mehr Zwischenbauteile in dem Drehmomentübertragungsweg TP aufweist. Das Turbinenrad **5** kann mit dem zweiten Zwischenbauteil **14** gekoppelt sein oder kann mit einem von dem Antriebsbauteil **11Z** und dem angetriebenen Bauteil **15Z** gekoppelt sein, wie durch eine Zweipunktstrichpunktlinie in **Fig. 11** gezeigt ist. In der Dämpfervorrichtung **10Z** kann das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit dem Antriebsbauteil **11Z** gekoppelt (integriert) sein, und das angetriebene Bauteil **15Z** kann dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** zu arbeiten.

ten. Ferner kann in der Dämpfervorrichtung **10Z** das Sonnenrad des Planetengetriebes **21** mit dem ersten Zwischenbauteil **13** gekoppelt (integriert) sein. Das erste Zwischenbauteil **13** kann dazu ausgebildet sein, als der Träger des Planetengetriebes **21** in der Dämpfervorrichtung **10Z** zu arbeiten.

**[0099]** **Fig. 12** ist eine vergrößerte Ansicht, die einen anderen Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** darstellt, der auf die obigen Dämpfervorrichtungen **10**, **10X**, **10Y** und **10Z** anwendbar ist. Unter den Bestandteilen des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20B** werden die zu jenen des obigen Rotationsträgheitsmassedämpfers **20**, der oben beschrieben wurde, selben Bestandteile durch dieselben Bezugszeichen ausgedrückt und ihre wiederholte Beschreibung wird weggelassen.

**[0100]** Das Planetengetriebe **21B** des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20B** ist durch das angetriebene Bauteil **15**, das Außenzähne **15t** in dem Außenumfang davon aufweist, so dass es als ein Sonnenrad arbeitet, das erste und das zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112**, die die Mehrzahl von Ritzeln **23B**, die respektive mit den Außenzähnen **15t** ineinanderreifen, drehbar abstützen, so dass sie als ein Träger arbeiten, und ein Hohlrad **25B**, das konzentrisch mit dem angetriebenen Bauteil **15** (**15t**) oder dem Sonnenrad angeordnet ist und Innenzähne **25t** aufweist, die mit dem jeweiligen Ritzel **23B** ineinanderreifen, ausgebildet. Die Außenzähne **15t** des angetriebenen Bauteils **15** sind radial außerhalb der ersten Feder SP1, der zweiten Feder SP2 und der inneren Feder (nicht gezeigt) gelegen. In der Fluidkammer überlappen das angetriebene Bauteil **15** oder das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln **23B** und das Hohlrad **25B** in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung betrachtet zumindest teilweise miteinander in der axialen Richtung.

**[0101]** Wie in **Fig. 12** gezeigt ist, sind die Ritzel **23B** des Planetengetriebes **21B** dazu ausgebildet, einen ringförmigen Zahnradkörper **230**, der Zahnradzähne (Außenzähne) **23t** in einem Außenumfang davon aufweist, und eine Mehrzahl von Nadellagern **231**, die zwischen einer Innenumfangsoberfläche des Zahnradkörpers **230** und einer Außenumfangsoberfläche des Ritzelschafts **24** angeordnet sind, aufzuweisen. Das Hohlrad **25B** ist ein Äquivalent zu dem obigen Hohlrad **25**, aus dem die zwei Seitenscheiben **251** und die Mehrzahl von Nieten weggelassen sind, und weist einen ringförmigen Abschnitt **250B** oder den Massekörper und Innenzähne **25t**, die auf einem Innenumfang des ringförmigen Abschnitts **250B** ausgebildet sind, auf.

**[0102]** Wie in **Fig. 12** gezeigt ist, sind Größerer-Durchmesser-Scheiben **238** auf beiden Seiten jedes Ritzels **23B** in der axialen Richtung angeordnet. Eine Kleinerer-Durchmesser-Scheibe **239** mit kleinerem Durchmesser als jener der Größerer-Durchmesser-Scheiben **238** ist zwischen jeder Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** und dem geflanschten Abschnitt **115f** oder **116f** (dem ersten oder dem zweiten Eingangsscheibenbauteil **111** oder **112** des Trägers) angeordnet. Ein Außendurchmesser der Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** ist in einer derartigen Weise bestimmt, dass die Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** der Seitenfläche des Ritzels **23B** (Zahnradkörper **230**) und der Seitenfläche der Innenzähne **25t** des Hohlrad **25B** gegenüberliegt, wenn jedes der Ritzel **23B** mit den Innenzähnen **25t** verzahnt ist. Genauer gesagt steht ein Außenumfangabschnitt der Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** radial außerhalb der Gründe von Innenzähnen **25t** des Hohlrad **25B** vor und liegt einem Abschnitt (Innenumfangabschnitt) der Seitenfläche des ringförmigen Abschnitts **250B**, der außerhalb der Gründe der Innenzähne **25t** gelegen ist, gegenüber. In dieser Ausführungsform ist ein Außendurchmesser der Kleinerer-Durchmesser-Scheibe **239** kleiner als ein Fußkreis der Zahnradzähne **23t** des Ritzels **23B**, und ein Außenumfang der Kleinerer-Durchmesser-Scheibe **239** ist radial außerhalb der Nadellager **231** gelegen.

**[0103]** In dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** mit der Ausgestaltung, die oben beschrieben wurde, sind die Außenzähne **15t** des angetriebenen Bauteils **15** außerhalb der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung gelegen. Dementsprechend wird die Zentrifugalkraft, die auf die ersten und die zweiten Federn SP1 und SP2 ausgeübt wird, reduziert, so dass dadurch die Hysterese der ersten und der zweiten Federn SP1 und SP2 zufriedenstellend verringert wird. Ferner wird in dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** die axiale Bewegung des Hohlrad **25B**, das als der Massekörper arbeitet, durch die Größere-Durchmesser-Scheiben **238**, die auf beiden Seiten jedes Ritzels **23B** in der axialen Richtung angeordnet sind, eingeschränkt. Dies verringert zufriedenstellend die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20B**, d.h. die Drehmomentdifferenz  $\Delta T$  im Vergleich zu einem Abstützen des Hohlrad **25B** von beiden Seiten durch das erste und zweite Eingangsscheibenbauteil **111** und **112**. Dementsprechend werden sowohl die Hysterese in dem Drehmomentübertragungsweg mit den ersten und den zweiten Federn SP1 und SP2 als auch die Hysterese in dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** zufriedenstellend verringert, so dass dadurch die tatsächliche Schwingungsamplitude des angetriebenen Bauteils **15** um die Antiresonanzpunkte A1 und A2 herum verringert wird. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung mit dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** durch Gleichmachen (Näherbringen) der Frequenz  $f_a$  des Antiresonanzpunkts A1 der niedrigeren Drehzahlseite zu einer Frequenz einer Schwingung (Resonanz), die durch die

Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, in dem obigen Bereich und Gleichmachen (Näherbringen) der Frequenz  $f_{a_2}$  des Antiresonanzpunkts A2 der höheren Drehzahlseite zu einer Frequenz der anderen Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, effektiv verbessert. D.h., die Dämpfervorrichtung mit dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** sieht die zu jenen der Dämpfervorrichtung **10** und dergleichen, die oben beschrieben wurde, ähnlichen Vorgänge und vorteilhaften Wirkungen vor.

**[0104]** Ferner sind die Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** und die Kleinerer-Durchmesser-Scheibe **239** zwischen dem jeweiligen Ritzel **23B** und dem ersten oder dem zweiten Eingangsscheibenbauteil **111** oder **112** angeordnet, so dass die axiale Bewegung des Hohlrad **25B** durch die Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** eingeschränkt werden kann, während die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers **20B** durch Verringern einer Relativgeschwindigkeit zwischen jedem Ritzel **23B** und der Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** verringert wird. In dem Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** sind die Seitenscheiben und die Mehrzahl von Nieten aus dem Hohlrad **25B** weggelassen, so dass dadurch die Anzahl von Teilen reduziert wird und ermöglicht wird, dass die Dämpfervorrichtung und der Rotationsträgheitsmassedämpfer **20B** kompakter (in der axialen Richtung) und leichter sind. Die Größerer-Durchmesser-Scheibe **238** und die Kleinerer-Durchmesser-Scheibe **239** können miteinander integriert werden.

**[0105]** Wie oben beschrieben worden ist, ist eine Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) gemäß einem Aspekt der Offenbarung dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von Drehelementen mit einem Eingangselement (**11, 11Y, 11Z**), auf das ein Drehmoment von einem Motor (EG) übertragen wird, und einem Ausgangselement (**15, 15Y, 15Z**), einen elastischen Körper (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3), der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement (**11, 11Y, 11Z**) und dem Ausgangselement (**15, 15Y, 15Z**) zu übertragen, und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer (**20, 20Y, 20Z**) mit einem Massekörper (**25**), der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einem ersten Drehelement, das einer der Mehrzahl von Drehelementen ist, und einem zweiten, von dem ersten Drehelement verschiedenen Drehelement dreht, aufzuweisen. Der Rotationsträgheitsmassedämpfer (**20, 20Y, 20Z**) ist dazu ausgebildet, ein Planetengetriebe (**21**) aufzuweisen, das ein Sonnenrad (**15, 15t, 15Y, 15Z**), das so angeordnet ist, dass es sich integral mit dem ersten Element dreht, einen Träger (**11, 111, 112**), der eine Mehrzahl von Ritzeln (**23**) drehbar abstützt und so angeordnet ist, dass er sich integral mit dem zweiten Element dreht, und ein Hohlrad (**25**), das mit der Mehrzahl von Ritzeln (**23**) verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist. Außenzähne (**15t**) des Sonnenrads sind so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3) in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) angeordnet sind. Das Sonnenrad (**15, 15t, 15Y, 15Z**), die Mehrzahl von Ritzeln (**23**) und das Hohlrad (**25**) sind so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3) in einer axialen Richtung der Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) überlappen. Eine Bewegung des Hohlrad (**25**) in der axialen Richtung wird durch die Mehrzahl von Ritzeln (**23**) eingeschränkt.

**[0106]** In der Dämpfervorrichtung dieses Aspekts hängt das Drehmoment, das auf das Ausgangselement über den elastischen Körper übertragen wird, von der Verschiebung des elastischen Körpers, der das Drehmoment auf das Ausgangselement überträgt, ab (ist proportional dazu). Der Rotationsträgheitsmassedämpfer arbeitet parallel zu dem elastischen Körper, der zwischen dem ersten Drehelement und dem zweiten Drehelement angeordnet ist. Das Drehmoment, das von dem Rotationsträgheitsmassedämpfer auf das Ausgangselement übertragen wird, hängt von einer Differenz an Winkelbeschleunigung zwischen dem ersten Drehelement und dem zweiten Drehelement, d.h. einem Differentialwert zweiter Ordnung der Verschiebung des elastischen Körpers, der zwischen dem ersten Drehelement und dem zweiten Drehelement angeordnet ist, ab (ist proportional dazu). Unter der Annahme, dass ein Eingangsdrrehmoment, das auf das Eingangselement der Dämpfervorrichtung übertragen wird, periodisch geschwungen wird, wird die Phase der Schwingung, die von dem Eingangselement auf das Ausgangselement über den elastischen Körper übertragen wird, dementsprechend um 180 Grad zu der Phase der Schwingung, die von dem Eingangselement auf das Ausgangselement über den Rotationsträgheitsmassedämpfer übertragen wird, verschoben. D.h., die Dämpfervorrichtung dieses Aspekts ermöglicht, dass ein Antiresonanzpunkt, wo eine Schwingungsamplitude des Ausgangselements theoretisch gleich null wird, darin festgelegt wird.

**[0107]** Ferner sind die Außenzähne des Sonnenrads des Rotationsträgheitsmassedämpfers so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung gelegen sind, welcher elastische Körper das Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement überträgt. Durch Anordnen des elastischen Körpers der Dämpfervorrichtung radial innerhalb des Planetengetriebes des Rotationsträgheitsmassedämpfers kann eine Zentrifugalkraft, die auf den elastischen Körper ausgeübt wird, reduziert werden, so dass dadurch eine Hysterese des elastischen Körpers verringert wird. Außerdem wird in der Dämpfervorrichtung die Bewegung des Hohlrad oder des Massekörpers des Rotationsträgheits-

massedämpfers in der axialen Richtung durch die Mehrzahl von Ritzeln eingeschränkt. Diese Ausgestaltung ermöglicht, dass eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und den Ritzeln, die miteinander verzahnt sind, kleiner als eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und dem Träger ist. Dementsprechend wird eine Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers im Vergleich zu einem Einschränken der Bewegung des Hohlradls in der axialen Richtung beispielsweise durch ein Bauteil, das als der Träger des Planetengetriebes arbeitet, zufriedenstellend verringert.

**[0108]** Infolgedessen verringert die Dämpfervorrichtung zufriedenstellend sowohl die Hysterese des elastischen Körpers als auch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers, so dass sie dadurch die Schwingungsamplitude des Ausgangselements um den Antiresonanzpunkt herum verringert. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung durch Gleichmachen (Näherbringen) einer Frequenz des Antiresonanzpunkts zu einer Frequenz einer Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, effektiv verbessert. Die Schwingungsdämpfungsleistung des Rotationsträgheitsmassedämpfers wird durch Verringern der Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers vorteilhaft verbessert. Ferner sind in der Dämpfervorrichtung das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln und das Hohlrad so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper in der axialen Richtung der Dämpfervorrichtung überlappen. Diese Ausgestaltung verkürzt weiter die axiale Länge der Dämpfervorrichtung und erhöht weiter das Trägheitsmoment des Hohlradls oder des Massekörpers des Rotationsträgheitsmassedämpfers durch Anordnen des Hohlradls, während eine Zunahme des Gewichts des Hohlradls unterdrückt wird, so dass dadurch ermöglicht wird, dass ein Trägheitsmoment effizient erhalten wird.

**[0109]** Das Hohlrad (**25**) des Planetengetriebes (**21**) kann dazu ausgebildet sein, ein Paar von abgestützten Abschnitten (**251**) aufzuweisen, die so angeordnet sind, dass sie nach innen in der radialen Richtung vorstehen, so dass sie jeweils zumindest einer Seitenfläche des Ritzels (**23**) auf beiden Seiten der Innenzähne (**25t**) des Hohlradls (**25**) in der axialen Richtung gegenüberliegen. Dies ermöglicht, dass die axiale Bewegung des Hohlradls durch die Ritzel an der Eingriffsposition zwischen dem Hohlrad und dem Ritzel (dem Innenzahn und dem Zahnradzahn), wo die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hohlrad und dem Ritzel im Wesentlichen null wird, eingeschränkt wird, so dass dadurch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers zufriedenstellend verringert wird.

**[0110]** Innenumfangsoberflächen der abgestützten Abschnitte (**251**) des Hohlradls (**25**) können so angeordnet sein, dass sie innerhalb von Zahngründen der Innenzähne (**25t**) in der radialen Richtung und außerhalb eines Ritzelschafts (**24**) in der radialen Richtung angeordnet sind, welcher Ritzelschaft (**24**) das Ritzel (**23**) abstützt. Dies ermöglicht, dass die axiale Bewegung des Hohlradls durch die Ritzel eingeschränkt wird.

**[0111]** Das Ritzel (**23**) kann dazu ausgebildet sein, ringförmige Radialstützabschnitte (**230s**), die auf beiden Seiten der Zahnradzähne (**23t**) des Ritzels (**23**) in der axialen Richtung vorstehen, an einer Innenumfangsseite von Zahngründen der Zahnradzähne (**23t**) in der radialen Richtung aufzuweisen. Die Innenumfangsoberflächen der abgestützten Abschnitte (**251**) des Hohlradls (**25**) werden in der radialen Richtung durch die Radialstützabschnitte (**230s**) des Ritzels (**23**) abgestützt. Dies ermöglicht, dass das Hohlrad, das als der Massekörper des Rotationsträgheitsmassedämpfers arbeitet, genau ausgerichtet wird, so dass es sich problemlos dreht.

**[0112]** Eine Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) gemäß einem anderen Aspekt der Offenbarung ist dazu ausgebildet, eine Mehrzahl von Drehelementen mit einem Eingangselement (**11, 11Y, 11Z**), auf das ein Drehmoment von einem Motor (EG) übertragen wird, und einem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y, 15Z**), einen elastischen Körper (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3), der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement (**11, 11Y, 11Z**) und dem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y, 15Z**) zu übertragen, und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer (**20B**) mit einem Massekörper (**25B**), der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einem ersten Drehelement, das einer der Mehrzahl von Drehelementen ist, und einem zweiten, von dem ersten Drehelement verschiedenen Drehelement dreht, aufzuweisen. Der Rotationsträgheitsmassedämpfer (**20B**) ist dazu ausgebildet, ein Planetengetriebe (**21B**) aufzuweisen, das ein Sonnenrad (**15, 15t, 15X, 15Y, 15Z**), das so angeordnet ist, dass es sich integral mit dem ersten Element dreht, einen Träger (**11, 111, 112**), der eine Mehrzahl von Ritzeln (**23B**) drehbar abstützt und so angeordnet ist, dass er sich integral mit dem zweiten Element dreht, und ein Hohlrad (**25B**), das mit der Mehrzahl von Ritzeln (**23B**) verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist. Außenzähne (**15t**) des Sonnenrads (**15, 15t, 15X, 15Y, 15Z**) sind so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3) in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) angeordnet sind. Das Sonnenrad (**15, 15t, 15Y, 15X, 15Z**), die Mehrzahl von Ritzeln (**23B**) und das Hohlrad (**25B**) sind so angeordnet, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper (SP1, SP1', SP2, SP2', SP3) in einer axialen Richtung der Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) überlappen. Scheiben (**238, 239**) sind auf beiden Seiten

jedes Ritzels (**23B**) in einer axialen Richtung angeordnet. Eine Bewegung des Hohlrads (**25B**) in der axialen Richtung wird durch die Scheiben (**238, 239**) eingeschränkt.

**[0113]** Die Dämpfervorrichtung dieses Aspekts ermöglicht ebenfalls, dass ein Antiresonanzpunkt, wo eine Schwingungsamplitude des Ausgangselements theoretisch gleich null wird, darin festgelegt wird. Ferner sind die Außenzähne des Sonnenrads des Rotationsträgheitsmassedämpfers so angeordnet, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in der radialen Richtung der Dämpfervorrichtung gelegen sind, welcher elastische Körper ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement überträgt. Dementsprechend wird eine Zentrifugalkraft, die auf den elastischen Körper ausgeübt wird, reduziert, so dass dadurch eine Hysterese des elastischen Körpers verringert wird. Außerdem wird in der Dämpfervorrichtung die Bewegung des Hohlrads oder des Massekörpers des Rotationsträgheitsmassedämpfers in der axialen Richtung durch die Scheiben, die auf beiden Seiten jedes Ritzels in einer axialen Richtung angeordnet sind, eingeschränkt. Dementsprechend wird eine Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers im Vergleich zu einem Einschränken der Bewegung des Hohlrads in der axialen Richtung beispielsweise durch ein Bauteil, das als der Träger des Planetengetriebes arbeitet, zufriedenstellend verringert. Infolgedessen verringert die Dämpfervorrichtung zufriedenstellend sowohl die Hysterese des elastischen Körpers als auch die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers, so dass sie dadurch die Schwingungsamplitude des Ausgangselements um den Antiresonanzpunkt herum verringert. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung mit dem Rotationsträgheitsmassedämpfer durch Gleichmachen (Näherbringen) einer Frequenz des Antiresonanzpunkts zu einer Frequenz einer Schwingung (Resonanz), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen ist, effektiv verbessert.

**[0114]** Die Scheibe kann eine Größerer-Durchmesser-Scheibe (**238**), die so angeordnet ist, dass sie einer Seitenfläche des Ritzels (**23B**) und Seitenflächen von Innenzähnen (**25t**) des Hohlrads (**25B**) gegenüberliegt, und eine Kleinerer-Durchmesser-Scheibe (**239**), die zwischen der Größerer-Durchmesser-Scheibe (**238**) und dem Träger (**11, 111, 112**) angeordnet ist, aufweisen. Ein Durchmesser der Kleinerer-Durchmesser-Scheibe (**239**) kann kleiner als jener der Größerer-Durchmesser-Scheibe (**238**) sein. Dies ermöglicht, dass die axiale Bewegung des Hohlrads durch die Größerer-Durchmesser-Scheibe eingeschränkt wird, während die Hysterese des Rotationsträgheitsmassedämpfers durch Verringern einer Relativgeschwindigkeit zwischen jedem Ritzel und der Größerer-Durchmesser-Scheibe verringert wird.

**[0115]** Die Mehrzahl von Drehelementen kann ein Zwischenelement (**12, 12X, 12Y**) aufweisen. Der elastische Körper kann einen ersten elastischen Körper (SP1), der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement (**11, 11Y**) und dem Zwischenelement (**12, 12X, 12Y**) zu übertragen, und einen zweiten elastischen Körper (SP2), der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Zwischenelement (**12, 12X, 12Y**) und dem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y**) zu übertragen, aufweisen. Das erste Drehelement kann eines von dem Eingangselement (**11, 11Y**) und dem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y**) sein. Das zweite Drehelement kann das andere von dem Eingangselement (**11, 11Y**) und dem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y**) sein. In der Dämpfervorrichtung treten zwei Resonanzen in einem Drehmomentübertragungsweg mit dem Zwischenelement, dem ersten und dem zweiten elastischen Körper auf, wenn Auslenkungen des ersten und des zweiten elastischen Körpers zugelassen werden. Dementsprechend ermöglicht die Dämpfervorrichtung dieses Aspekts zwei Antiresonanzpunkte, die oben beschrieben wurden. Daher wird die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung durch Gleichmachen (Näherbringen) von Frequenzen der zwei Antiresonanzpunkte zu Frequenzen von Schwingungen (Resonanzen), die durch die Dämpfervorrichtung zu dämpfen sind, effektiv verbessert. Ferner kann durch Ermöglichen, dass die zwei Antiresonanzpunkte festgelegt werden, der Antiresonanzpunkt, der die minimale Frequenz aus der Mehrzahl von Antiresonanzpunkten aufweist, in Richtung auf die niedrigere Frequenzseite verschoben werden, und die Schwingungsdämpfungsleistung der Dämpfervorrichtung kann in einem breiteren Drehzahlbereich verbessert werden.

**[0116]** Das Eingangselement (**11, 11Y**) kann dazu ausgebildet sein, zwei Eingangsscheibenbauteile (**111, 112**) aufzuweisen, die so angeordnet sind, dass sie einander in der axialen Richtung derart gegenüberliegen, dass sie die Mehrzahl von Ritzeln (**23**) abstützen, welche zwei Eingangsscheibenbauteile (**111, 112**) als der Träger arbeiten. Das Ausgangselement (**15, 15X, 15Y**) ist ein einzelnes Ausgangsscheibenbauteil, das zwischen den zwei Eingangsscheibenbauteilen (**111, 112**) in der axialen Richtung angeordnet ist und dazu ausgebildet ist, die Außenzähne (**15t**) in einem Außenumfang davon zum Arbeiten als das Sonnenrad aufzuweisen. Das Zwischenelement (**12, 12X, 12Y**) kann dazu ausgebildet sein, zwei Zwischenscheibenbauteile (**121, 122**) aufzuweisen, zwischen denen mindestens eines von dem Eingangselement (**11, 11Y**) und dem Ausgangselement (**15, 15X, 15Y**) angeordnet ist. Diese Ausgestaltung unterdrückt eine Zunahme einer axialen Länge der Dämpfervorrichtung, die mit einer Installation des Rotationsträgheitsmassedämpfers und des Zwischenbauteils einhergeht.

**[0117]** Zumindest Federkonstanten ( $k_1, k_2$ ) des ersten und des zweiten elastischen Körpers (SP1, SP2) und Trägheitsmomente ( $J_2, J_i$ ) des Zwischenelements (**12, 12X, 12Y**) und des Hohlrads (**25**) können basierend auf einer minimalen Frequenz ( $fa_1$ ) von Frequenzen von Antiresonanzpunkten, die null Schwingungsamplitude des Ausgangselements (**15, 15X, 15Y**) vorsehen, bestimmt werden.

**[0118]** Leistung von einer Brennkraftmaschine (EG) kann auf das Eingangselement (**11, 11Y**) übertragen werden. Zumindest die Federkonstanten ( $k_1, k_2$ ) des ersten und des zweiten elastischen Körpers (SP1, SP2) und die Trägheitsmomente ( $J_2, J_i$ ) des Zwischenelements (**12, 12X, 12Y**) und des Hohlrads (**25**) können basierend auf der minimalen Frequenz ( $fa_1$ ) des Antiresonanzpunkts (A1) und der Anzahl (n) von Zylindern der Brennkraftmaschine (EG) bestimmt werden.

**[0119]** Die Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y**) kann dazu ausgebildet sein,  $500 \text{ UpM} \leq (120/n) \cdot fa_1 \leq 1500 \text{ UpM}$  zu erfüllen, wo „ $fa_1$ “ die minimale Frequenz des Antiresonanzpunkts bezeichnet und „n“ die Anzahl von Zylindern der Brennkraftmaschine (EG) bezeichnet.

**[0120]** Ein Festlegen des Antiresonanzpunkts, das wahrscheinlich die Schwingungsamplitude des Ausgangselements in dem niedrigen Drehzahlbereich von 500 UpM bis 1500 UpM weiter verringert, erlaubt ein Koppeln des Motors mit dem Eingangselement bei der niedrigeren Drehzahl und verbessert ferner die Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung in einem niedrigen Drehzahlbereich, wo die Schwingung von dem Motor wahrscheinlich erhöht wird. Eine derartige Ausgestaltung der Dämpfervorrichtung, dass eine minimale Frequenz einer Resonanz, die in dem Drehmomentübertragungsweg auftritt, ein minimal möglicher Wert wird, der niedriger als die Frequenz  $fa_1$  des Antiresonanzpunkts ist, reduziert weiter die Frequenz  $fa_1$  des Antiresonanzpunkts und erlaubt ein Koppeln der Brennkraftmaschine mit dem Eingangselement bei der noch niedrigeren Drehzahl.

**[0121]** Die Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y**) kann dazu ausgebildet sein,  $Nlup \leq (120/n) \cdot fa_1$  zu erfüllen, wo „ $Nlup$ “ eine Überbrückungsdrehzahl einer Überbrückungskupplung (**8**), die so angeordnet ist, dass sie die Brennkraftmaschine (EG) mit dem Eingangselement (**11, 11Y**) koppelt, bezeichnet. Dies ermöglicht, dass die Schwingung von der Brennkraftmaschine durch die Dämpfervorrichtung, wenn die Brennkraftmaschine mit dem Eingangselement durch die Überbrückungskupplung gekoppelt wird, und unmittelbar nach Eingriff der Überbrückung bemerkenswert effektiv gedämpft wird.

**[0122]** Die Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y**) kann dazu ausgebildet sein,  $900 \text{ UpM} \leq (120/n) \cdot fa_1 \leq 1200 \text{ UpM}$  zu erfüllen.

**[0123]** Die minimale Frequenz  $fa_1$  des Antiresonanzpunkts (A1) kann durch die obige Gleichung (8) ausgedrückt werden. Wenn eine Gleichung „ $\gamma = 1/\lambda \cdot (1 + \lambda)$ “ in der Gleichung (8) erfüllt ist, kann die Konstante  $\gamma$  gemäß einer Verbindungsausgestaltung von Drehelementen des Planetengetriebes mit dem Eingangselement, dem Zwischenelement und dem Ausgangselement und einem Übersetzungsverhältnis des Planetengetriebes bestimmt werden.

**[0124]** Der erste elastische Körper (SP1) kann eine Federkonstante ( $k_1$ ) aufweisen, die identisch zu einer Federkonstante ( $k_2$ ) des zweiten elastischen Körpers (SP2) ist.

**[0125]** Der erste elastische Körper (SP1) kann eine Federkonstante ( $k_1$ ) aufweisen, die von einer Federkonstante ( $k_2$ ) des zweiten elastischen Körpers (SP2) verschieden ist. Dies vergrößert das Intervall zwischen den zwei Antiresonanzpunkten und verbessert somit weiter die Schwingungsdämpfungswirkung der Dämpfervorrichtung in dem niedrigen Frequenzbereich (niedrigen Drehzahlbereich).

**[0126]** Die Dämpfervorrichtung (**10, 10X, 10Y, 10Z**) kann dazu ausgebildet sein, Auslenkungen des elastischen Körpers (SP1, SP1', SP2, SP2') nicht einzuschränken, bis ein Eingangsdrrehmoment (T), das auf das Eingangselement (**11, 11Y, 11Z**) übertragen wird, gleich oder größer als ein vorherbestimmter Schwellwert (T1) wird. Der Schwellwert kann ein Drrehmomentwert sein, der einem maximalen Torsionswinkel der Dämpfervorrichtung entspricht, und kann ein kleinerer Wert als der Wert sein, der dem maximalen Torsionswinkel entspricht.

**[0127]** Die Offenbarung ist nicht auf die obigen Ausführungsformen in irgendeinem Sinne beschränkt, sondern kann auf verschiedene Weisen innerhalb des Erstreckungsumfangs der Offenbarung verändert, geändert oder abgewandelt werden. Zudem sind die Ausführungsformen, die oben beschrieben wurden, lediglich konkrete

Beispiele einiger Aspekte der Offenbarung, die in Zusammenfassung beschrieben wird, und sind nicht dazu gedacht, die Elemente der Offenbarung, die in Zusammenfassung beschrieben wird, zu beschränken.

#### Gewerbliche Anwendbarkeit

**[0128]** Die Techniken gemäß der Offenbarung sind beispielsweise auf das Gebiet einer Herstellung der Dämpfervorrichtung anwendbar.

#### Patentansprüche

1. Dämpfervorrichtung, die dazu ausgebildet ist, eine Mehrzahl von Drehelementen mit einem Eingangselement, auf das ein Drehmoment von einem Motor übertragen wird, und einem Ausgangselement, einen elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement zu übertragen, und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer mit einem Massekörper, der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einem ersten Drehelement, das eines der Mehrzahl von Drehelementen ist, und einem zweiten, von dem ersten Drehelement verschiedenen Drehelement dreht, aufzuweisen, bei der der Rotationsträgheitsmassedämpfer dazu ausgebildet ist, ein Planetengetriebe aufzuweisen, das ein Sonnenrad, das so angeordnet ist, dass es sich integral mit dem ersten Element dreht, einen Träger, der eine Mehrzahl von Ritzeln drehbar abstützt und so angeordnet ist, dass er sich integral mit dem zweiten Element dreht, und ein Hohlrad, das mit der Mehrzahl von Ritzeln verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist,

bei der Außenzähne des Sonnenrads so angeordnet sind, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung angeordnet sind, bei der das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln und das Hohlrad so angeordnet sind, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper in einer axialen Richtung der Dämpfervorrichtung überlappen, und bei der eine Bewegung des Hohlrads in der axialen Richtung durch die Mehrzahl von Ritzeln eingeschränkt wird.

2. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 1, bei der das Hohlrad des Planetengetriebes dazu ausgebildet ist, ein Paar von abgestützten Abschnitten, die so angeordnet sind, dass sie nach innen in der radialen Richtung vorstehen, so dass sie jeweils zumindest einer Seitenfläche des Ritzels gegenüberliegen, an beiden Seiten von Innenzähnen des Hohlrads in der axialen Richtung aufzuweisen.

3. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 2, bei der Innenumfangsoberflächen der abgestützten Abschnitte des Hohlrads so angeordnet sind, dass sie innerhalb von Zahngründen der Innenzähne in der radialen Richtung und außerhalb eines Ritzelschafts in der radialen Richtung angeordnet sind, welcher Ritzelschaft das Ritzel abstützt.

4. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 2 oder 3, bei der das Ritzel dazu ausgebildet ist, ringförmige Radialstützabschnitte, die auf beiden Seiten von Zahnraddzähnen des Ritzels in der axialen Richtung vorstehen, an einer Innenumfangsseite von Zahngründen der Zahnraddzähne in der radialen Richtung aufzuweisen, und bei der die Innenumfangsoberflächen der abgestützten Abschnitte des Hohlrads in der radialen Richtung durch die Radialstützabschnitte des Ritzels abgestützt werden.

5. Dämpfervorrichtung, die dazu ausgebildet ist, eine Mehrzahl von Drehelementen mit einem Eingangselement, auf das ein Drehmoment von einem Motor übertragen wird, und einem Ausgangselement, einen elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement zu übertragen, und einen Rotationsträgheitsmassedämpfer mit einem Massekörper, der sich entsprechend relativer Drehung zwischen einem ersten Drehelement, das eines der Mehrzahl von Drehelementen ist, und einem zweiten, von dem ersten Drehelement verschiedenen Drehelement dreht, aufzuweisen, bei der der Rotationsträgheitsmassedämpfer dazu ausgebildet ist, ein Planetengetriebe aufzuweisen, das ein Sonnenrad, das so angeordnet ist, dass es sich integral mit dem ersten Element dreht, einen Träger, der eine Mehrzahl von Ritzeln drehbar abstützt und so angeordnet ist, dass er sich integral mit dem zweiten Element dreht, und ein Hohlrad, das mit der Mehrzahl von Ritzeln verzahnt ist und als der Massekörper arbeitet, aufweist,

bei der Außenzähne des Sonnenrads so angeordnet sind, dass sie außerhalb des elastischen Körpers in einer radialen Richtung der Dämpfervorrichtung angeordnet sind, bei der das Sonnenrad, die Mehrzahl von Ritzeln und das Hohlrad so angeordnet sind, dass sie in der radialen Richtung betrachtet zumindest teilweise mit dem elastischen Körper in einer axialen Richtung der Dämpfervorrichtung überlappen, bei der Scheiben auf beiden Seiten jedes Ritzels in axialer Richtung angeordnet sind, und

bei der eine Bewegung des Hohlrad s in der axialen Richtung durch die Scheiben eingeschränkt wird.

6. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 5, bei der die Scheiben eine Größerer-Durchmesser-Scheibe, die so angeordnet ist, dass sie einer Seitenfläche des Ritzels und Seitenflächen von Innenzähnen des Hohlrad s gegenüberliegt, und eine Kleinerer-Durchmesser-Scheibe, die zwischen der Größerer-Durchmesser-Scheibe und dem Träger angeordnet ist, aufweisen, bei der ein Durchmesser der Kleinerer-Durchmesser-Scheibe kleiner als jener der Größerer-Durchmesser-Scheibe ist.

7. Dämpfervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6,  
 bei der die Mehrzahl von Drehelementen ein Zwischenelement aufweist,  
 bei der der elastische Körper einen ersten elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Eingangselement und dem Zwischenelement zu übertragen, und  
 einen zweiten elastischen Körper, der dazu ausgebildet ist, ein Drehmoment zwischen dem Zwischenelement und dem Ausgangselement zu übertragen, aufweist, und  
 bei der das erste Drehelement eines von dem Eingangselement und dem Ausgangselement ist, und bei der das zweite Drehelement das andere von dem Eingangselement und dem Ausgangselement ist.

8. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 7,  
 bei der das Eingangselement dazu ausgebildet ist, zwei Eingangsscheibenbauteile aufzuweisen, die so angeordnet sind, dass sie einander in der axialen Richtung gegenüberliegen, so dass sie die Mehrzahl von Ritzeln drehbar abstützen, welche zwei Eingangsscheibenbauteile als der Träger arbeiten,  
 bei der das Ausgangselement ein einzelnes Ausgangsscheibenbauteil ist, das zwischen den zwei Eingangsscheibenbauteilen in der axialen Richtung angeordnet ist und dazu ausgebildet ist, die Außenzähne in einem Außenumfang davon zum Arbeiten als das Sonnenrad aufzuweisen, und  
 bei dem das Zwischenelement dazu ausgebildet ist, zwei Zwischenscheibenbauteile aufzuweisen, zwischen denen mindestens eines von dem Eingangselement und dem Ausgangselement in der axialen Richtung angeordnet ist.

9. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, bei der zumindest Federkonstanten des ersten und des zweiten elastischen Körpers und Trägheitsmomente des Zwischenelements und des Hohlrad s basierend auf einer minimalen Frequenz von Frequenzen von Antiresonanzpunkten, die null Schwingungsamplitude des Ausgangselements vorsehen, bestimmt sind.

10. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 9,  
 bei der Leistung von einer Brennkraftmaschine auf das Eingangselement übertragen wird, und  
 bei der zumindest die Federkonstanten des ersten und des zweiten elastischen Körpers und die Trägheitsmomente des Zwischenelements und des Hohlrad s basierend auf der minimalen Frequenz des Antiresonanzpunkts und der Anzahl von Zylindern der Brennkraftmaschine bestimmt sind.

11. Dämpfervorrichtung nach Anspruch 10, bei der die Dämpfervorrichtung dazu ausgebildet ist,  $500 \text{ UpM} \leq (120/n) \cdot fa_1 \leq 1500 \text{ UpM}$  zu erfüllen, wo „ $fa_1$ “ die minimale Frequenz des Antiresonanzpunkts bezeichnet und „ $n$ “ die Anzahl von Zylindern der Brennkraftmaschine bezeichnet.

12. Dämpfervorrichtung nach entweder Anspruch 10 oder 11, bei der die Dämpfervorrichtung dazu ausgebildet ist,  $Nlup \leq (120/n) \cdot fa_1$  zu erfüllen, wo „ $Nlup$ “ eine Überbrückungsdrehzahl einer Überbrückungskupplung, die so angeordnet ist, dass sie die Brennkraftmaschine mit dem Eingangselement koppelt, bezeichnet.

13. Dämpfervorrichtung nach entweder Anspruch 11 oder 12, bei der die Dämpfervorrichtung dazu ausgebildet ist,  $900 \text{ UpM} \leq (120/n) \cdot fa_1 \leq 1200 \text{ UpM}$  zu erfüllen.

14. Dämpfervorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, bei der die minimale Frequenz  $fa_1$  des Antiresonanzpunkts durch Gleichung (1) ausgedrückt wird:

[Math. 1]

$$fa_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot \gamma \cdot k_1 \cdot k_2}}{2 \cdot J_2}} \dots (1)$$

wo  $k_1$  die Federkonstante des ersten elastischen Körpers bezeichnet,  $k_2$  die Federkonstante des zweiten elastischen Körpers bezeichnet,  $J_2$  das Trägheitsmoment des Zwischenelements bezeichnet,  $J_i$  das Trägheitsmoment des Hohlrads bezeichnet und  $\gamma$  eine Konstante bezeichnet, die gemäß einer Verbindungsausgestaltung von Drehelementen des Planetengetriebes mit dem Eingangselement und dem Ausgangselement und einem Übersetzungsverhältnis des Planetengetriebes bestimmt ist.

15. Dämpfervorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 13, bei der der erste elastische Körper eine Federkonstante aufweist, die identisch zu einer Federkonstante des zweiten elastischen Körpers ist.

16. Dämpfervorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 13, bei der der erste elastische Körper eine Federkonstante aufweist, die von einer Federkonstante des zweiten elastischen Körpers verschieden ist.

17. Dämpfervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 16, bei der die Dämpfervorrichtung dazu ausgebildet ist, Auslenkungen des ersten elastischen Körpers nicht einzuschränken, bis ein Eingangsrehmmoment, das auf das Eingangselement übertragen wird, gleich oder größer als ein vorherbestimmter Schwellwert wird.

Es folgen 11 Seiten Zeichnungen

## Anhängende Zeichnungen

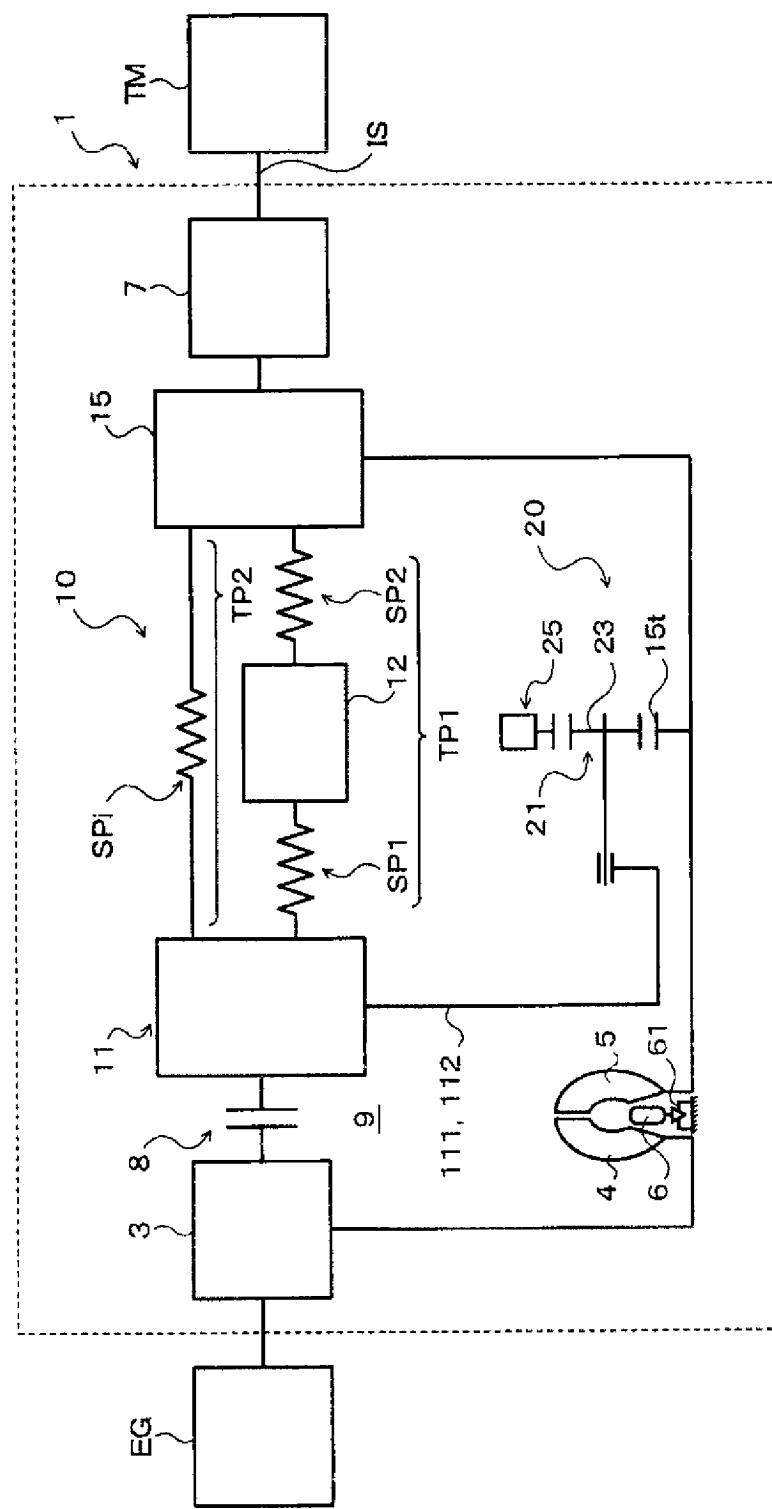


FIG. 1

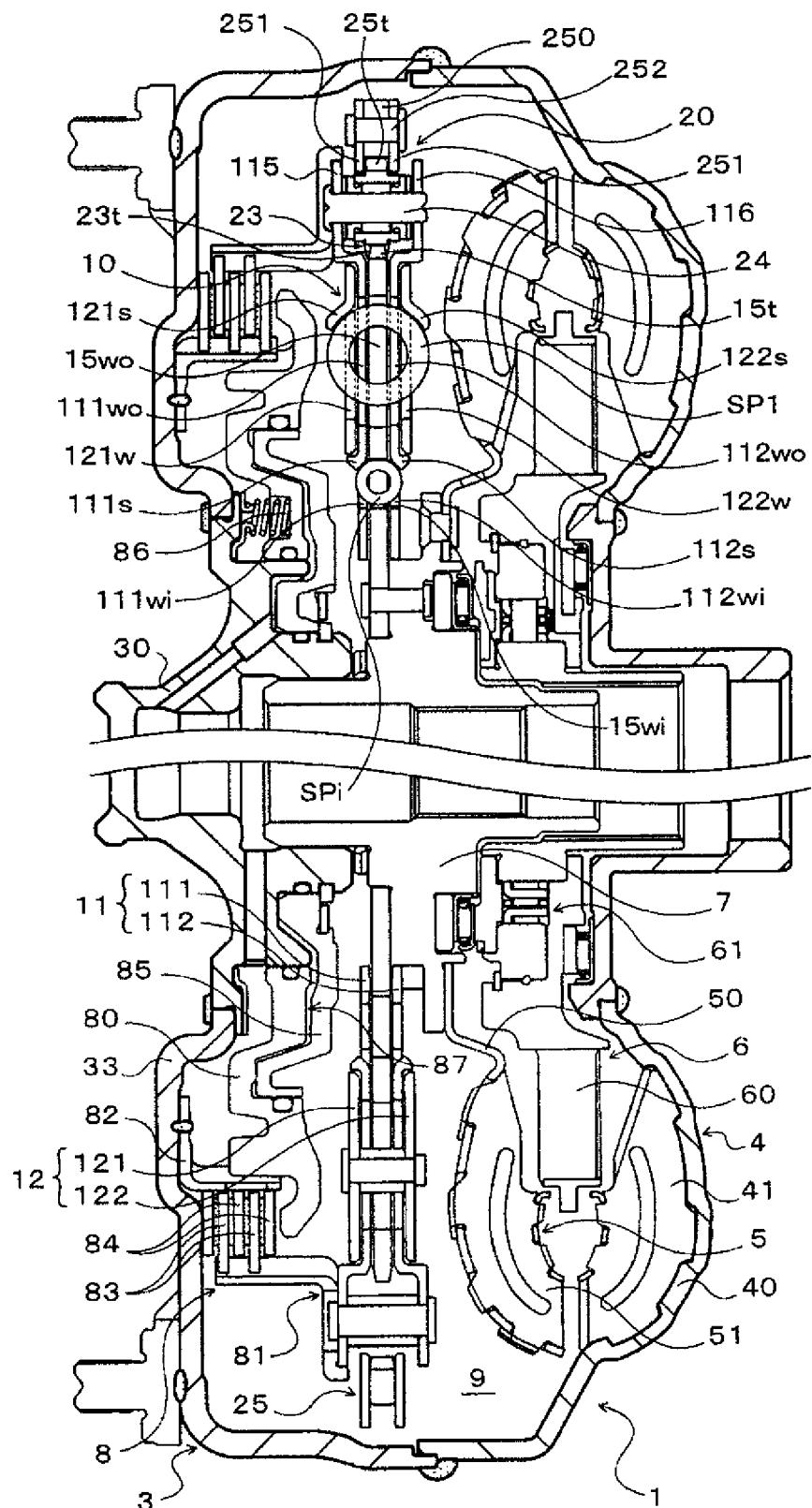


FIG. 2

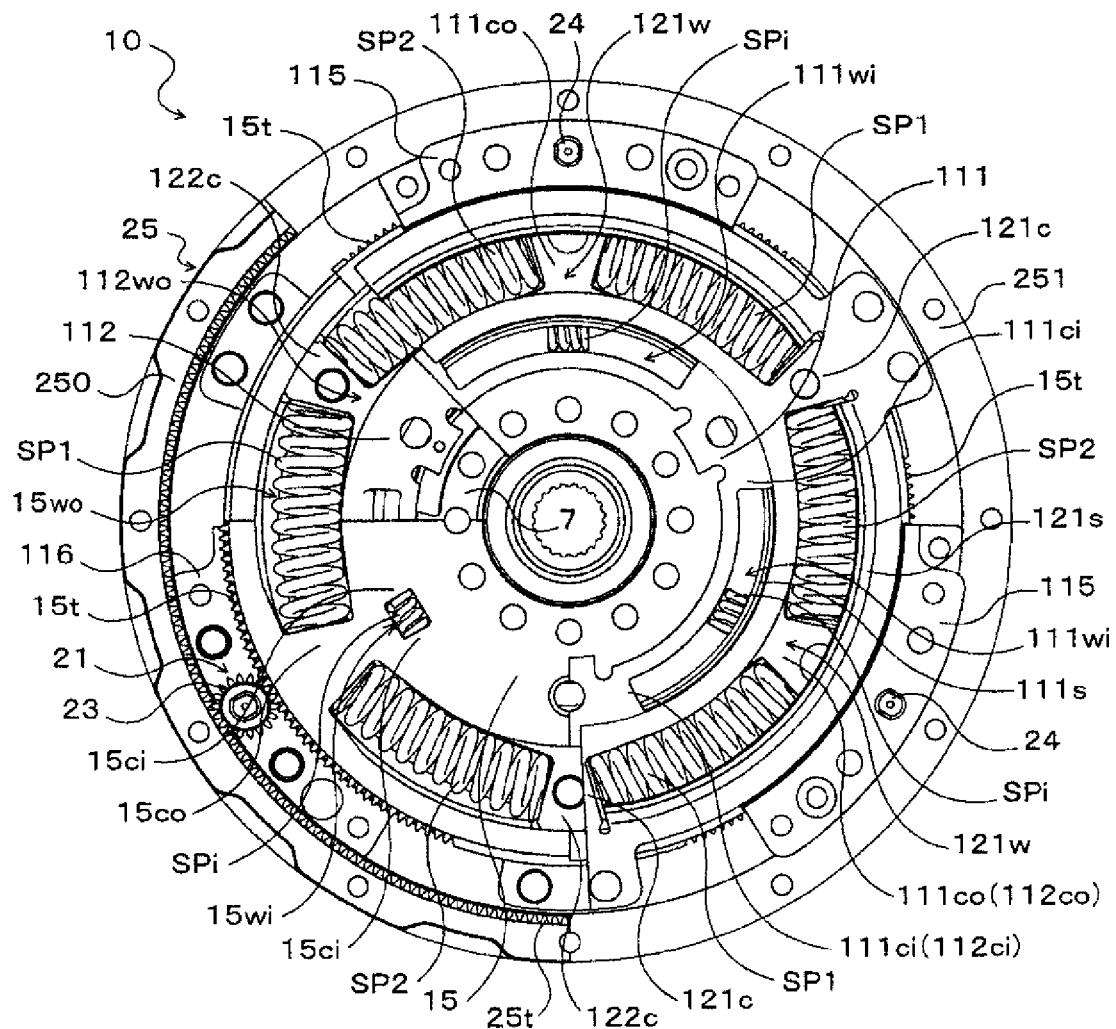


FIG. 3

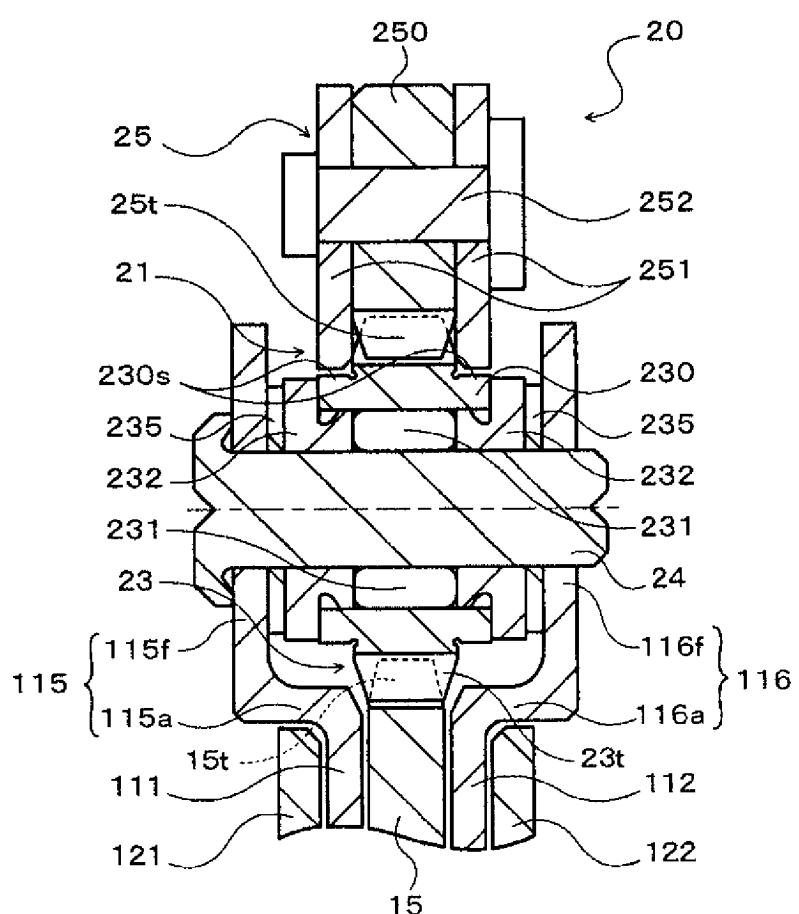


FIG. 4

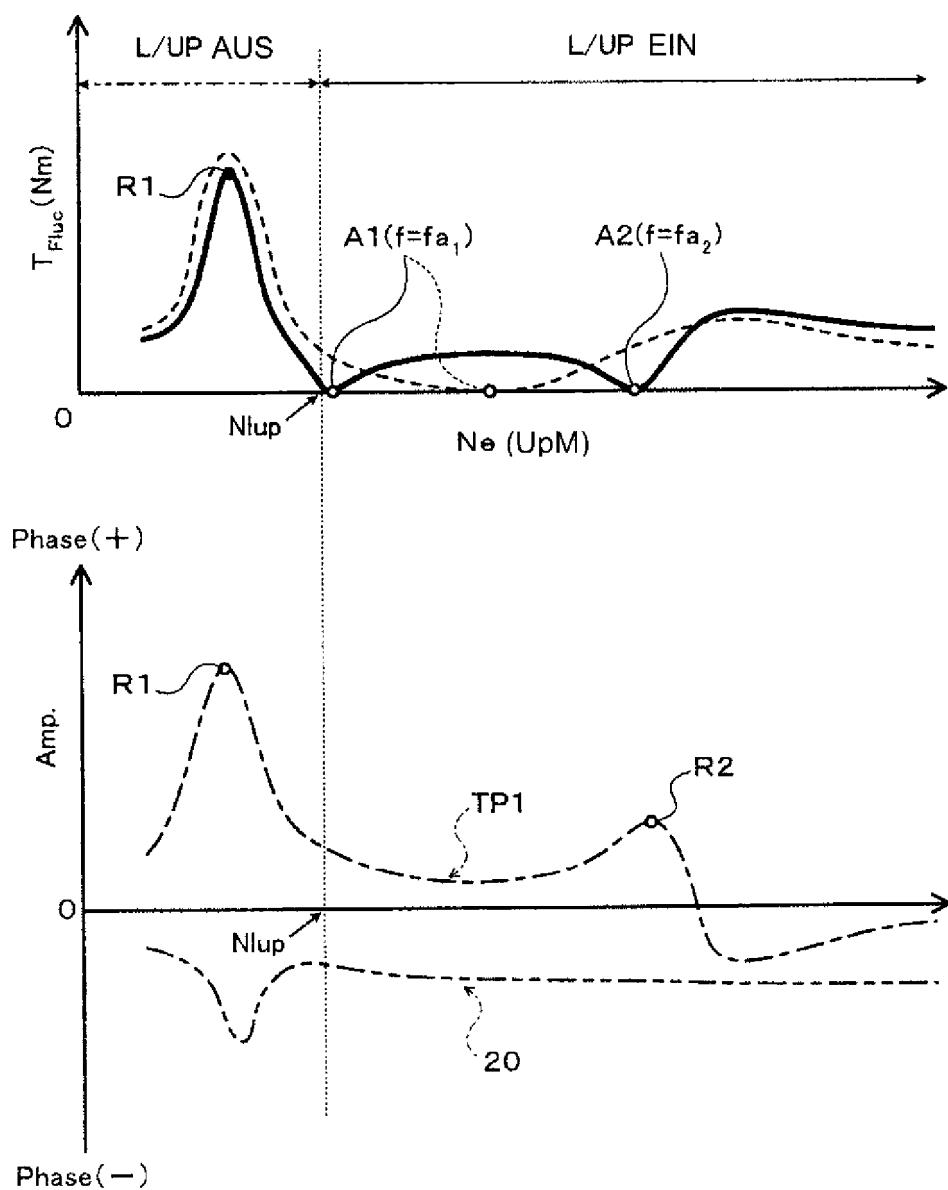


FIG. 5

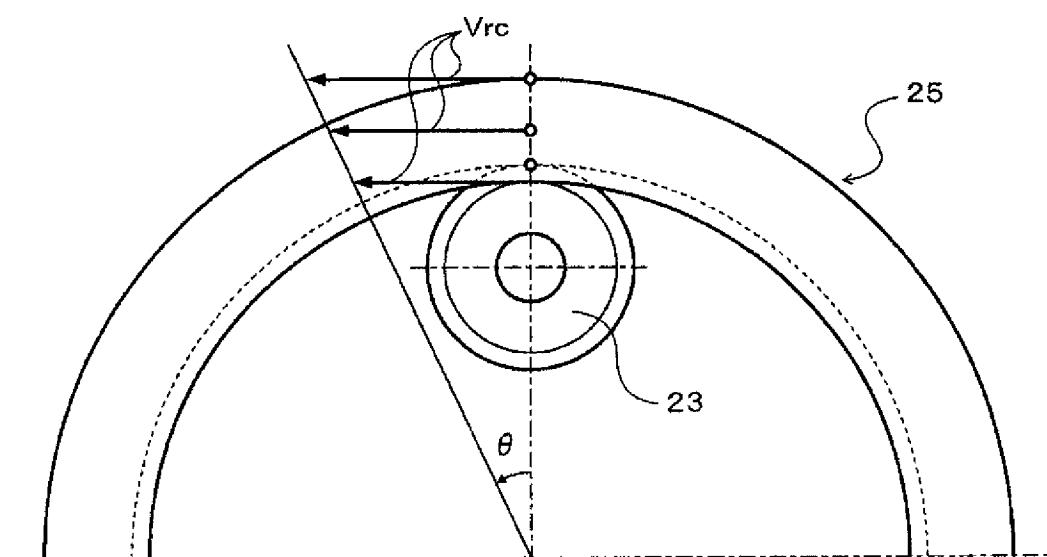


FIG. 6

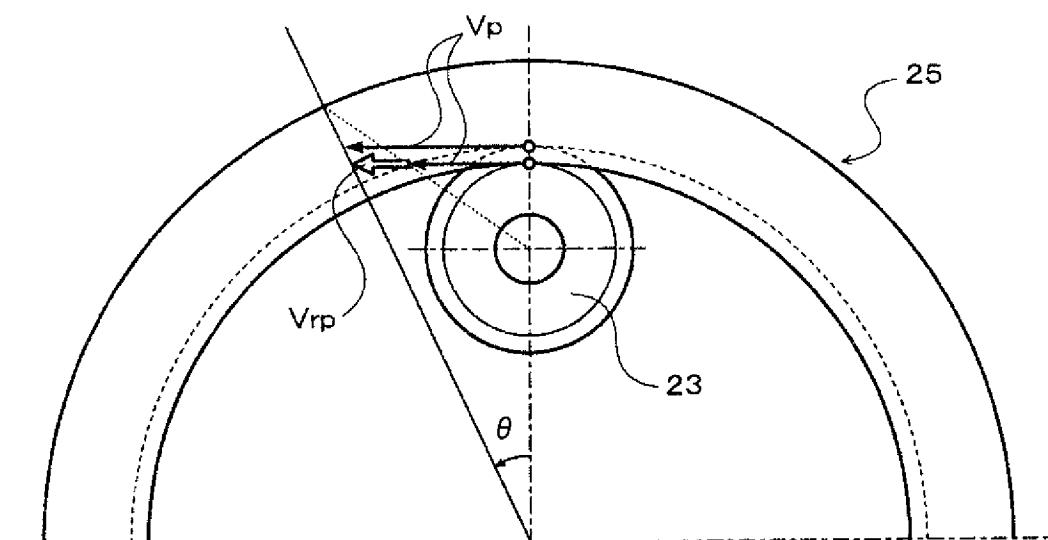


FIG. 7

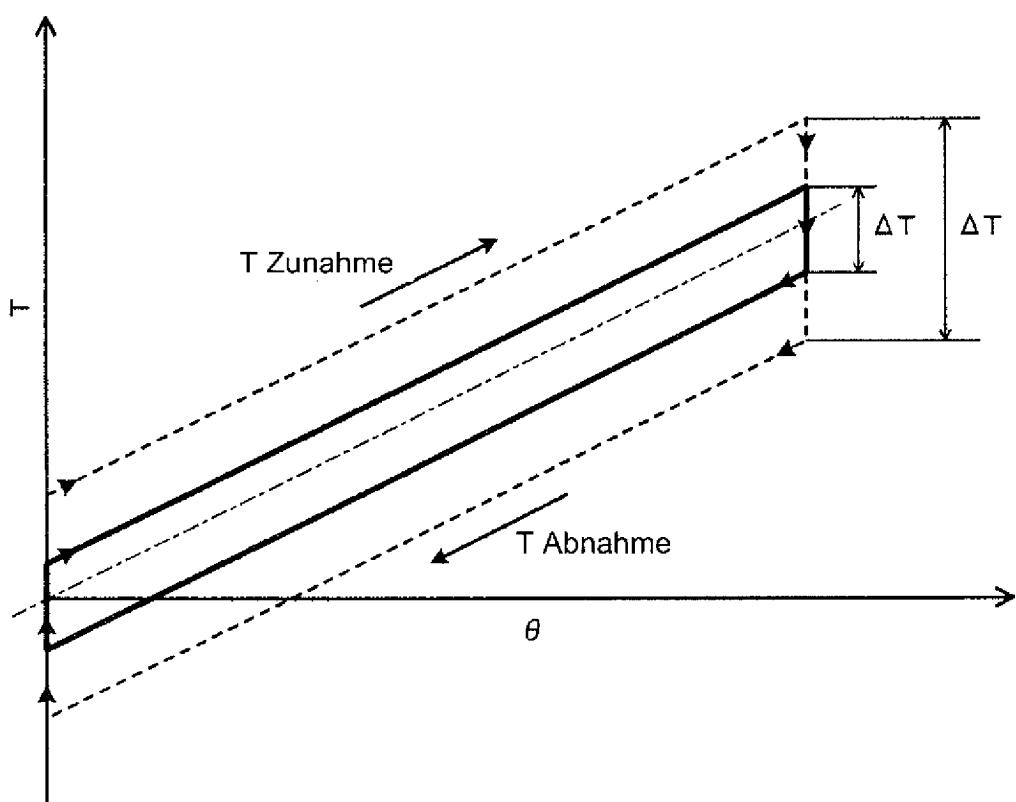


FIG. 8

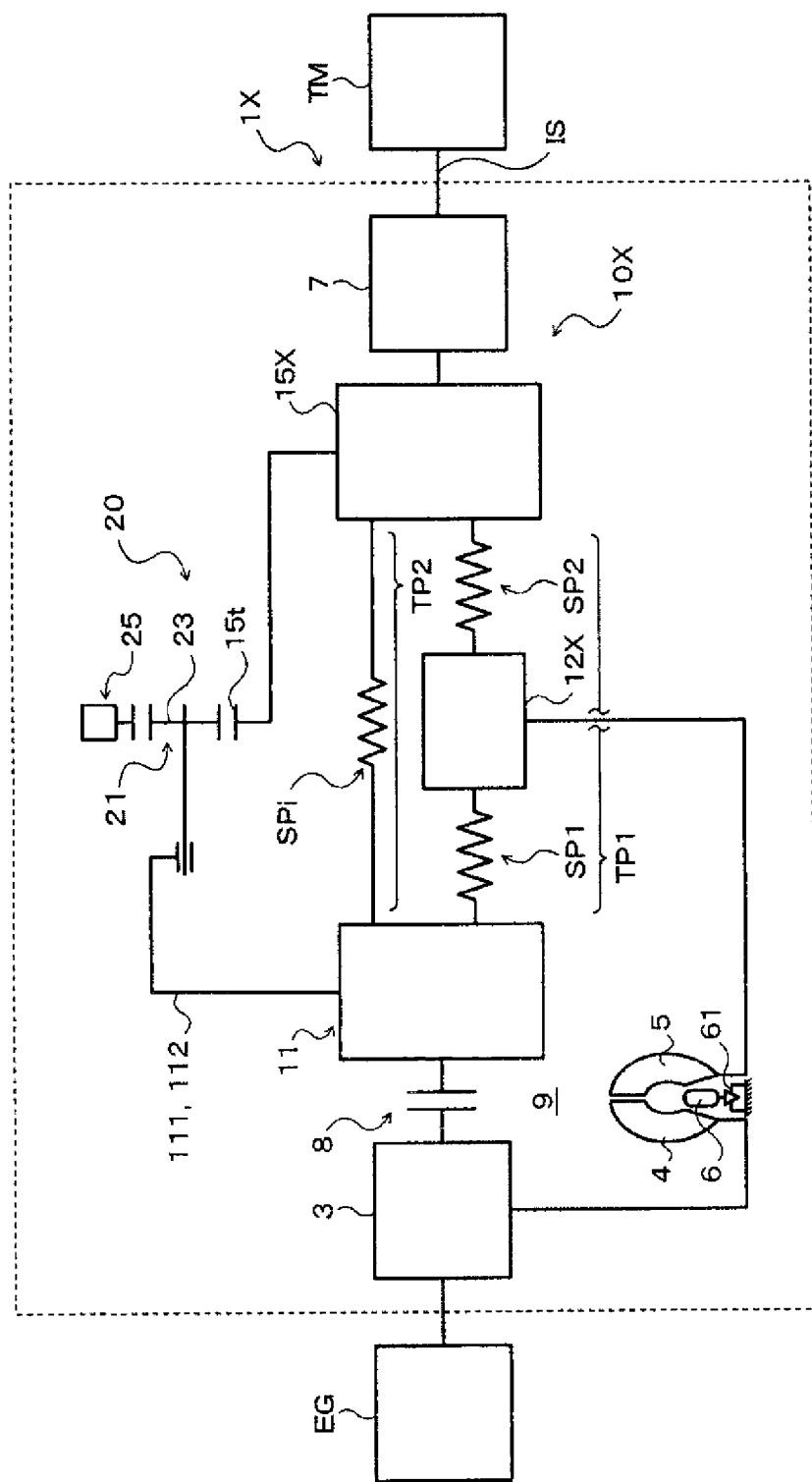


FIG. 9

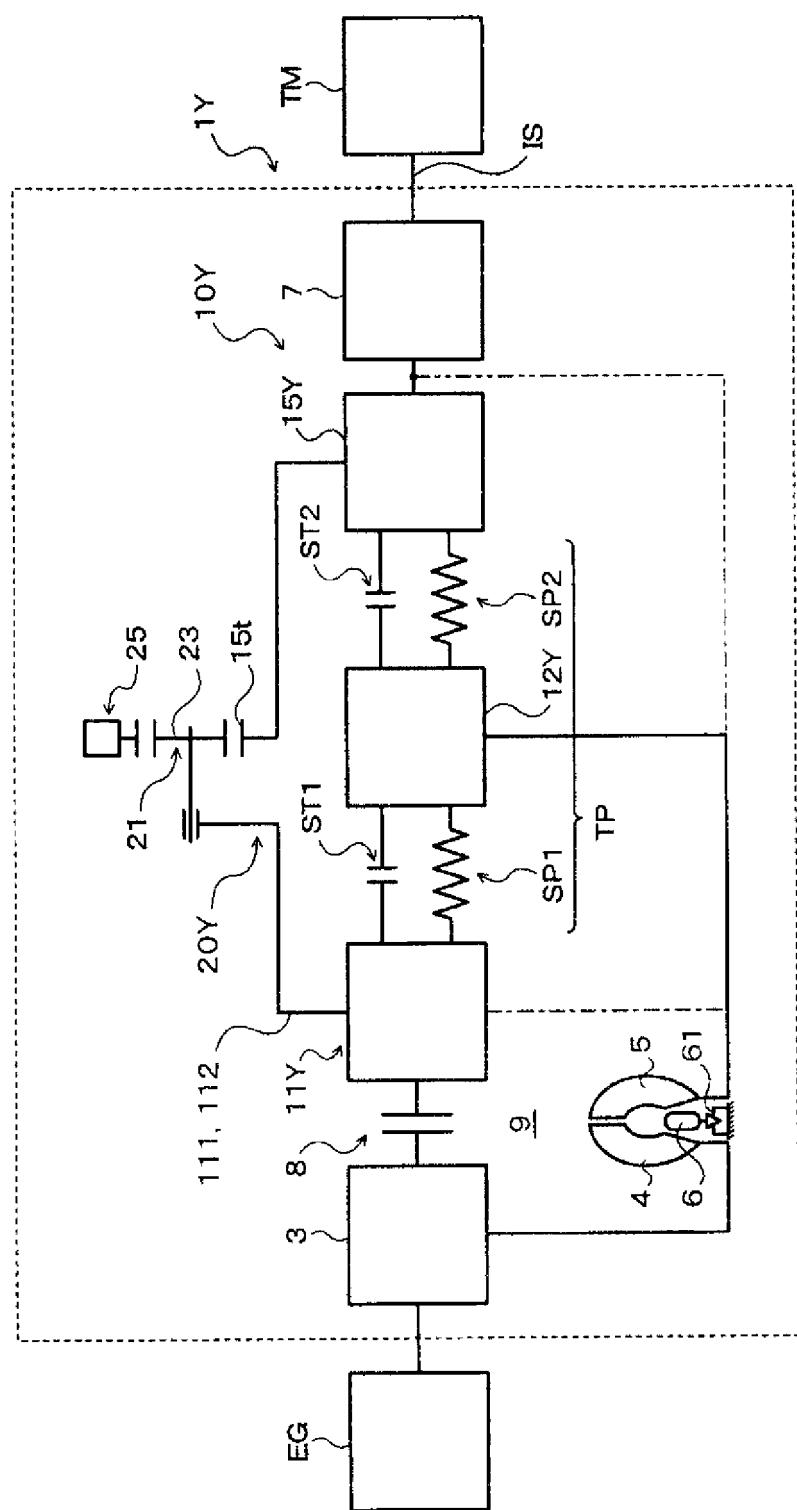


FIG. 10

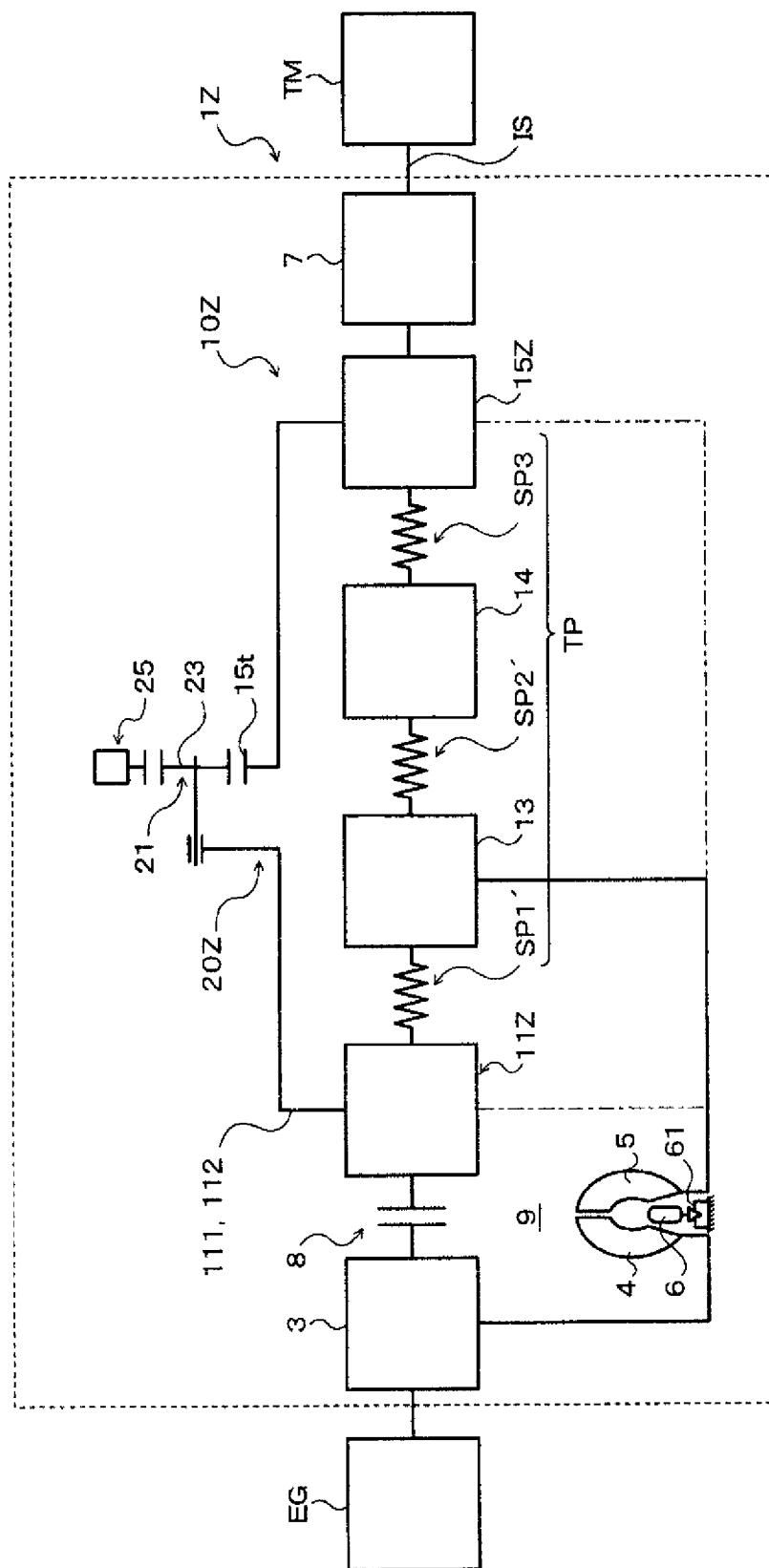


FIG. 11

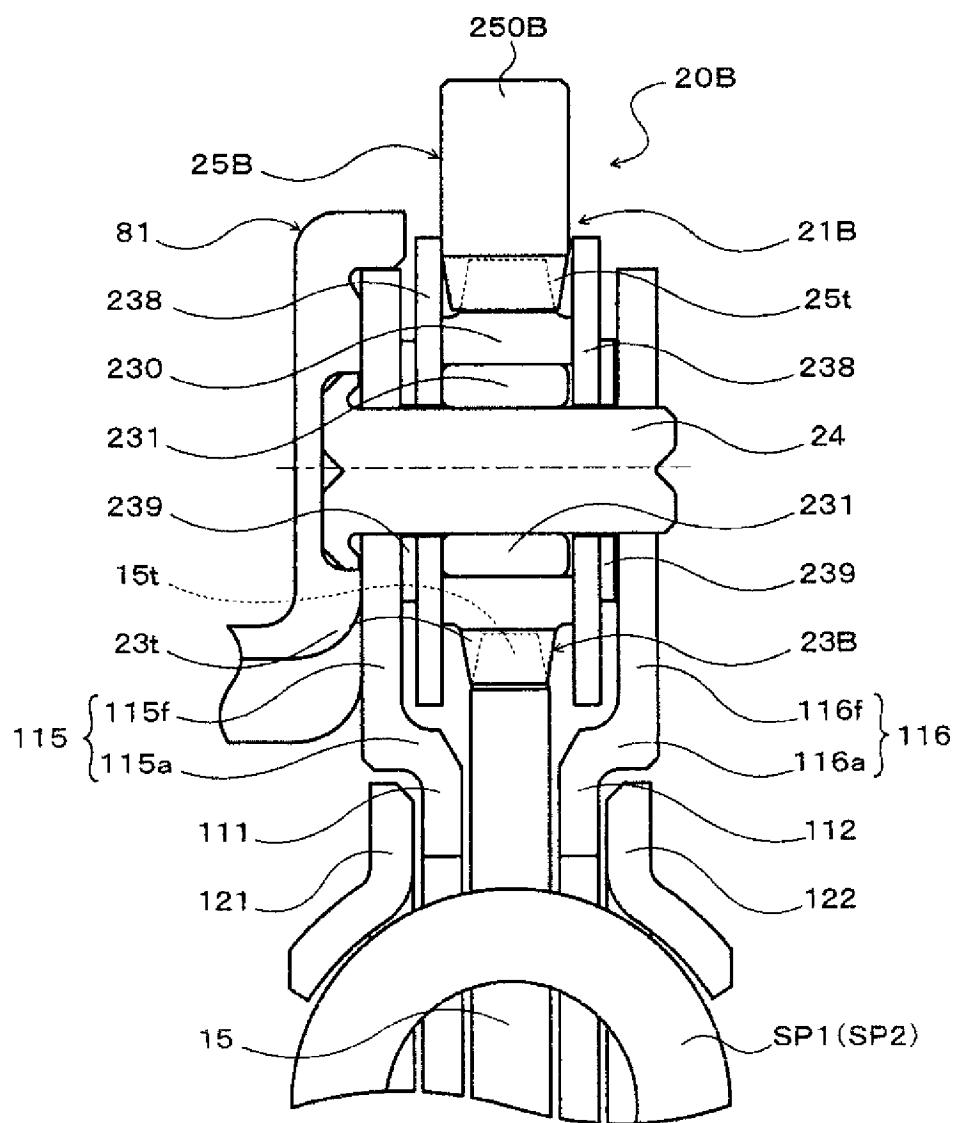


FIG. 12