(19) **Bundesrepublik Deutschland**
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 102 10 619 B4** 2007.04.19

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **102 10 619.3**
(22) Anmeldetag: **11.03.2002**
(43) Offenlegungstag: **19.09.2002**
(45) Veröffentlichungstag der Patenterteilung: **19.04.2007**

(51) Int Cl.[8]: ***F16D 3/14*** (2006.01)
F16F 15/129 (2006.01)

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

(30) Unionspriorität:
01-67421 09.03.2001 JP

(73) Patentinhaber:
Exedy Corp., Neyagawa, Osaka, JP

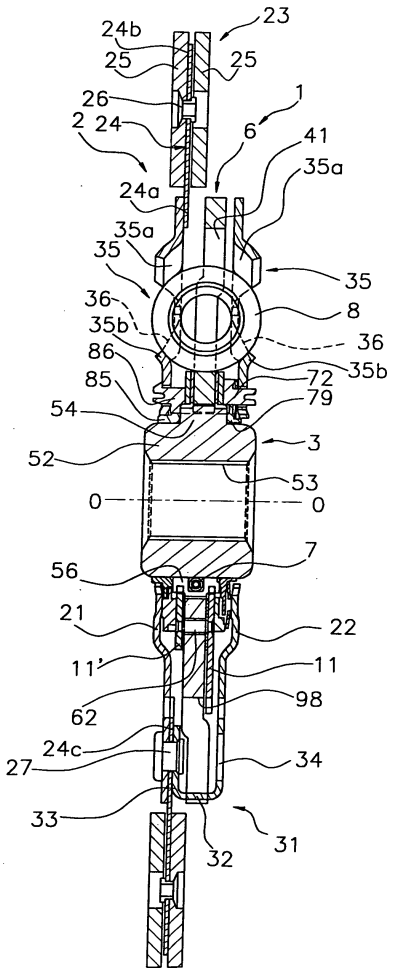
(74) Vertreter:
Hoefer & Partner, 81545 München

(72) Erfinder:
Hashimoto, Yasuyuki, Neyagawa, Osaka, JP

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
DE 199 33 208 A1
DE 199 32 967 A1
DE 199 14 493 A1

(54) Bezeichnung: **Dämpfungsvorrichtung**

(57) Hauptanspruch: Dämpfungsvorrichtung, umfassend:
ein Eingangsdrehelement (2);
ein Ausgangsdrehelement (3), welches derart gestaltet ist, dass es relativ zum Eingangsdrehelement (2) dreht;
einen Dämpfungsabschnitt (4) mit
einem Federelement (7, 8), welches derart gestaltet ist, dass es das Eingangsdrehelement (2) drehbar mit dem Ausgangsdrehelement (3) verbindet, und
einer Torsionscharakteristik mit einer positiven Seite entsprechend dem in einer Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements (3) verdrehten Eingangsdrehelement (2) und einer negativen Seite entsprechend dem in der Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements (3) verdrehten Eingangsdrehelement (2);
eine Reibungsvorrichtung (13), welche derart gestaltet ist, dass sie Reibung erzeugt, wenn das Eingangsdrehelement (2) und das Ausgangsdrehelement (3) relativ zueinander drehen und das Federelement (7, 8) eine Federkraft ausübt; und
eine einzige Reibungsunterdrückungsvorrichtung, welche derart gestaltet ist, dass sie einen Drehzwischenraum auf nur der positiven Seite oder nur der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung derart gestaltet ist, dass sie...



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Dämpfungsvorrichtung. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung eine Dämpfungsvorrichtung zum Dämpfen von Torsionsschwingungen in einem Kraftübertragungssystem.

[0002] Kupplungsscheibenanordnungen, welche in Fahrzeugen verwendet werden, dienen als Kupplung zum Einrücken und Ausrücken eines Schwungrads, um die Übertragung eines Drehmoments von einem Motor zu erleichtern. Kupplungsscheibenanordnungen dienen ferner als Dämpfungsvorrichtung zum Aufnehmen und Dämpfen von Torsionsschwingungen vom Schwungrad. Generell umfassen Fahrzeugschwingungen Leerlaufgeräusche, wie etwa Rattergeräusche, Fahrgeräusche, wie etwa Rattern, welches mit einer Beschleunigung und einer Verzögerung einhergeht, und Auspuffgeräusche, sowie Tip-in/Tip-out- bzw. niederfrequente Schwingungen (Tip-in/Tip-out: Betätigen eines Pedals/Loslassen eines Pedals). Die Dämpfungsfunktion der Kupplungsscheibenanordnung ist idealerweise vorgesehen zum Beseitigen dieser Geräusche und Schwingungen.

[0003] Leerlaufgeräusche sind Rattergeräusche, welche vom Getriebe ausgehen, wenn der Schalthebel auf „neutral" gestellt ist und das Kupplungspedal losgelassen ist. Beispielsweise kann während eines Wartens an einer Verkehrsampel ein Fahrer den Gang auf „neutral" schalten, wodurch ein Rattern des Getriebes bewirkt wird. Wenn der Motor mit einer Drehzahl in der Nähe einer Leerlaufdrehzahl läuft, so ist das Motordrehmoment verhältnismäßig niedrig, und die Drehmomentänderung zum Zeitpunkt einer Arbeitshubexplosion ist verhältnismäßig groß. Daher werden die oben erwähnten Geräusche bewirkt. Unter diesen Bedingungen erfahren die Zähne des Getriebeeingangsrads und des Vorlegerads eine Erscheinung eines gegeneinander Schlagens.

[0004] Tip-in- und Tip-out- bzw. niederfrequente Schwingungen beziehen sich auf ein starkes Schütteln in Längsrichtung des Fahrzeugs, welches auftritt, wenn das Gaspedal plötzlich niedergedrückt bzw. losgelassen wird. Wenn die Steifigkeit des Antriebs-Übertragungs-Systems niedrig ist, so wird das auf die Reifen übertragene Drehmoment von den Reifen als Drehmoment rückübertragen, und eine resultierende Taumelreaktion bewirkt ein Auftreten eines übermäßigen Drehmoments an den Reifen. Folglich treten Längsschwingungen auf, welche das Fahrzeug übermäßig vor- und zurückschütteln.

[0005] Im Falle von Leerlaufgeräuschen liegt das Problem im Nulldrehmomentbereich der Torsionscharakteristik der Kupplungsscheibenanordnung. Das Problem wird abgeschwächt, wenn die Torsionssteifigkeit niedrig ist. Umgekehrt ist es für die Torsionscharakteristik der Kupplungsscheibenanordnung erforderlich, dass sie möglichst steif ist, um die durch ein Tip-in und Tip-out bewirkten Längsschwingungen zu unterdrücken.

[0006] Um dieses Problem zu lösen, wurde eine Kupplungsscheibenanordnung vorgeschlagen, welche eine zweistufige Charakteristik aufweist, die erhalten wird durch Verwenden zweier Typen von Federelementen. Die erste Stufe bzw. ein Bereich eines kleinen Verdrehungswinkels der Torsionscharakteristik weist eine verhältnismäßig niedrige Torsionssteifigkeit und ein niedriges Hysterese-Drehmoment auf und liefert eine Geräusch verhindernde Wirkung während eines Leerlaufs. Währenddessen weist die zweite Stufe bzw. der Bereich eines großen Verdrehungswinkels der Torsionscharakteristik eine verhältnismäßig hohe Torsionssteifigkeit und ein hohes Hysterese-Drehmoment auf. So ist die zweite Stufe ausreichend in der Lage, die Längsschwingungen eines Tip-in und Tip-out zu dämpfen.

[0007] Eine Dämpfungsvorrichtung, welche kleine Torsionsschwingungen während der zweiten Stufe der Torsionscharakteristik wirksam aufnimmt, ist ebenfalls bekannt. Indem nicht ermöglicht wird, dass die Vorrichtung großer Reibung der zweiten Stufe arbeitet, wenn kleine Torsionsschwingungen infolge von Faktoren wie Verbrennungsschwankungen im Motor eingegeben werden, absorbiert die Dämpfungsvorrichtung kleine Torsionsschwingungen.

[0008] Um zu verhindern, dass die Vorrichtung großer Reibung der zweiten Stufe arbeitet, wenn kleine Schwingungen beispielsweise infolge von Motorverbrennungsschwankungen übertragen werden, während die Dämpfungsvorrichtung sich in der zweiten Stufe von deren Torsionscharakteristik befindet, ist es erforderlich, dass das Federelement hoher Steifigkeit zusammengedrückt wird und ein Drehzwischenraum eines vorbestimmten Winkels zwischen dem Federelement hoher Steifigkeit und der Vorrichtung großer Reibung gesichert ist. Der Winkelbetrag dieses Drehzwischenraums ist klein, das heißt etwa 0,2 bis 1,0 Grad. Der Drehzwischenraum existiert sowohl in der zweiten Stufe der positiven Seite als auch in der zweiten Stufe der negativen Seite. Die zweite Stufe der positiven Seite entspricht dem Fall, in welchem die Eingangsplatte (Eingangsdrehelement) in der Drehantriebsrichtung bzw. der positiven Richtung bezüglich der keilverzahnten Nabe (Ausgangsdrehelement) verdreht wird. Die zweite Stufe der negativen Seite entspricht dem Fall, in welchem die Eingangsplatte in einer Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung (negativen Richtung) bezüglich der keilverzahnten Nabe verdreht wird. Herkömmlicherweise wird der Drehzwischenraum erreicht unter Verwendung derselben Vorrichtung sowohl in der zweiten Stufe der positiven Seite als auch in der zweiten

Stufe der negativen Seite. Folglich wird ein Drehzwischenraum immer sowohl auf der positiven Verdrehungsseite als auch auf der negativen Verdrehungsseite der Torsionscharakteristik erzeugt. Ferner ist der Winkelbetrag des Zwischenraums auf beiden Seiten identisch. Jedoch existieren Situationen, in welchen es bevorzugt ist, dass der Betrag des Drehzwischenraums auf der positiven und der negativen Seite der Torsionscharakteristik verschieden ist. Es ist ferner möglich, eine Situation zu haben, in welcher es erwünscht ist, überhaupt keinen Drehzwischenraum auf einer Seite, das heißt, entweder der positiven Seite oder der negativen Seite, vorzusehen.

[0009] Genauer ist es erforderlich, einen Drehzwischenraum auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik zu haben, um die Spitzenschwingungen zu verringern, welche während einer Verzögerung bei einer Resonanzdrehzahl auftreten. Jedoch bleibt bei FF-Fahrzeugen die Resonanzspitze häufig im Bereich praktischer Drehzahlen. Ferner verschlechtert sich die Geräusch- und Schwingungssteuerung in der Nähe der Resonanzdrehzahl, wenn ein Drehzwischenraum auf der positiven Seite der Torsionscharakteristik vorgesehen ist.

Stand der Technik

[0010] Aus der DE 199 33 208 A1, der DE 199 32 967 A1 und der DE 199 14 493 A1 sind Dämpfungsvorrichtungen bekannt, welche Reibungsunterdrückungsvorrichtungen aufweisen, die einen Drehzwischenraum auf der positiven Seite und der negativen Seite der Torsionscharakterisik aufweisen.

[0011] Vor diesem Hintergrund besteht eine Notwendigkeit einer Dämpfungsvorrichtung, welche die oben erwähnten Probleme des Standes der Technik überwindet. Die vorliegende Erfindung richtet sich an diese Notwendigkeit des Standes der Technik sowie an weitere Notwendigkeiten, welche Fachleuten auf diesem Gebiet anhand der vorliegenden Offenbarung deutlich werden.

Aufgabenstellung

[0012] Es ist eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, den Geräusch- und Schwingungsschutz einer Dämpfungsvorrichtung mit einem Niedrighysteresedrehmoment-Erzeugungszwischenraum als Maßnahme gegen kleine Torsionsschwingungen zu verbessern.

[0013] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die Merkmale der Ansprüche 1, 5 bzw. 8 gelöst, die Unteransprüche zeigen weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung.

[0014] Eine Dämpfungsvorrichtung gemäß einem ersten Aspekt der vorliegenden Erfindung ist derart gestaltet, dass sie in einem Fahrzeugübertragungssystem, vorzugsweise einem Kraftübertragungssystem, verwendet wird, um die Übertragung eines Drehmoments von einem Motorschwungrad zu erleichtern. Die Dämpfungsvorrichtung ist ferner derart gestaltet, dass sie Torsionsschwingungen von dem Schwungrad dämpft und absorbiert. Die Dämpfungsvorrichtung weist ein Eingangsdrehelement, ein Ausgangsdrehelement, einen Dämpfungsabschnitt, eine Reibungsvorrichtung und eine Reibungsunterdrückungsvorrichtung auf. Das Ausgangsdrehelement ist derart angeordnet, dass es relativ zum Eingangsdrehelement drehen kann. Der Dämpfungsabschnitt weist ein Federelement, vorzugsweise eine Feder, und eine Torsionscharakteristik auf. Das elastische Element bzw. das Federelement verbindet das Eingangsdrehelement drehbar mit dem Ausgangsdrehelement. Die Torsionscharakteristik weist eine positive Seite und eine negative Seite auf. Die positive Seite entspricht dem in einer Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements verdrehten Eingangsdrehelement. Die negative Seite entspricht dem in einer Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements verdrehten Eingangsdrehelement. Die Reibungsvorrichtung kann Reibung erzeugen, wenn das Eingangsdrehelement und das Ausgangsdrehelement eine Relativdrehung ausführen und das Federelement eine Federkraft ausübt. Die Reibungsunterdrückungsvorrichtung sichert einen Drehzwischenraum auf lediglich einer Seite, das heißt der positiven Seite oder der negativen Seite, der Torsionscharakteristik, um zu verhindern, dass die Federkraft des Federelements auf die Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs wirkt.

[0015] Die Reibungsunterdrückungsvorrichtung dieser Dämpfungsvorrichtung sichert einen Drehzwischenraum, um zu verhindern, dass die Reibungsvorrichtung auf lediglich der positiven Seite bzw. lediglich der negativen Seite der Torsionscharakteristik arbeitet. So wird der Geräusch- und Schwingungsschutz des Fahrzeugs sowohl während einer Beschleunigung als auch während einer Verzögerung verbessert, da der Drehzwischenraum entweder auf der positiven Seite oder der negativen Seite der Torsionscharakteristik, abhängig von den Charakteristiken des Fahrzeugs, vorgesehen ist.

[0016] Eine Dämpfungsvorrichtung gemäß einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung ist die Dämpfungsvorrichtung des ersten Aspekts, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung den Drehzwischenraum lediglich auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert. Bei dieser Dämpfungsvorrichtung ist der Drehzwischenraum zum Verhindern eines Arbeitens der Reibungsvorrichtung lediglich auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik vorgesehen. So wird eine Verschlechterung der Geräusch- und Schwingungssteuerung in der Nähe

der Resonanzdrehzahl auf der positiven Seite unterdrückt, wenn diese Dämpfungsvorrichtung beispielsweise in einem FF-Fahrzeug verwendet wird, bei welchem die Resonanzspitze im Bereich praktischer Motordrehzahlen bleibt. Folglich wird der Geräusch- und Schwingungsschutz des Fahrzeugs sowohl während der Beschleunigung als auch während der Verzögerung verbessert.

[0017] Eine Dämpfungsvorrichtung gemäß einem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung ist derart gestaltet, dass sie in einem Fahrzeugübertragungssystem, vorzugsweise einem Kraftübertragungssystem, verwendet wird, um die Übertragung eines Drehmoments von einem Motorschwungrad zu erleichtern. Die Dämpfungsvorrichtung ist ferner derart gestaltet, dass die Torsionsschwingungen von dem Schwungrad dämpft. Die Dämpfungsvorrichtung umfasst ein Eingangsdrehelement, ein Ausgangsdrehelement, einen Dämpfungsabschnitt, eine Reibungsvorrichtung und eine Reibungsunterdrückungsvorrichtung. Das Ausgangsdrehelement ist derart angeordnet, dass es relativ zum Eingangsdrehelement dreht. Die Dämpfungsvorrichtung weist ein Federelement und eine Torsionscharakteristik auf. Das Federelement verbindet das Eingangsdrehelement drehbar mit dem Ausgangsdrehelement. Die Torsionscharakteristik weist eine positive Seite und eine negative Seite auf. Die positive Seite entspricht dem in einer Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements verdrehten Eingangsdrehelement. Die negative Seite entspricht dem in einer Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements verdrehten Eingangsdrehelement. Die Torsionscharakteristik umfasst ferner eine erste Stufe und eine zweite Stufe. Die zweite Stufe entspricht dem zusammengedrückten Federelement. Ferner weist die zweite Stufe eine höhere Steifigkeit als die erste Stufe auf. Eine zweite Stufe existiert sowohl auf der positiven Seite als auch auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik. Die Reibungsvorrichtung kann Reibung erzeugen, wenn das Eingangsdrehelement und das Ausgangsdrehelement relativ zueinander innerhalb der zweiten Stufe drehen. Ferner übt das Federelement eine Federkraft aus. Die Reibungsunterdrückungsvorrichtung sichert einen Drehzwischenraum lediglich in der zweiten Stufe auf der positiven Seite bzw. der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik, um zu verhindern, dass die Federkraft des Federelements auf die Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs wirkt.

[0018] Die Reibungsunterdrückungsvorrichtung dieser Dämpfungsvorrichtung sichert einen Drehzwischenraum, um zu verhindern, dass die Reibungsvorrichtung in der zweiten Stufe auf lediglich der positiven Seite bzw. lediglich der negativen Seite der Torsionscharakteristik wirkt. So kann die Dämpfungsvorrichtung den Geräusch- und Schwingungsschutz des Fahrzeugs sowohl während einer Beschleunigung als auch während einer Verzögerung verbessern durch Vorsehen des Drehzwischenraums entweder in der zweiten Stufe auf der positiven Seite oder der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik in Übereinstimmung mit den bevorzugten Charakteristiken des Fahrzeugs.

[0019] Eine Dämpfungsvorrichtung gemäß einem vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung ist die Dämpfungsvorrichtung des dritten Aspekts, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung den Drehzwischenraum lediglich in der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert. Bei dieser Dämpfungsvorrichtung ist der Drehzwischenraum zum Verhindern eines Arbeitens der Reibungsvorrichtung lediglich für die zweite Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik vorgesehen. So wird eine Verschlechterung des Geräusch- und Schwingungsschutzes in der Nähe der Resonanzdrehzahl auf der positiven Seite unterdrückt, wenn diese Dämpfungsvorrichtung beispielsweise in einem FF-Fahrzeug verwendet wird, bei welchem die Resonanzspitze im Bereich praktischer Motordrehzahlen bleibt. Folglich wird der Geräusch- und Schwingungsschutz sowohl während einer Beschleunigung als auch während einer Verzögerung verbessert.

[0020] Diese und weitere Aufgaben, Merkmale, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden Fachleuten auf diesem Gebiet anhand der nachfolgenden genauen Beschreibung klar, welche in Verbindung mit der beiliegenden Zeichnung ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung offenbart.

Ausführungsbeispiel

[0021] Es sei Bezug genommen auf die beiliegende Zeichnung, welche Teil der vorliegenden Erstoffenbarung ist. Es zeigt:

[0022] Fig. 1 eine schematische Vertikalschnittansicht einer Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung;

[0023] Fig. 2 eine Seitenansicht der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1;

[0024] Fig. 3 eine vergrößerte Teilansicht einer Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1;

[0025] Fig. 4 eine weitere vergrößerte Teilansicht der Dämpfungsvorrichtung;

[0026] Fig. 5 eine Seitenansicht, welche Verdrehungswinkel von Komponenten der Dämpfungsvorrichtung darstellt;

[0027] Fig. 6 eine weitere Seitenansicht, welche Verdrehungswinkel der Komponenten darstellt;

[0028] Fig. 7 eine vergrößerte Teil-Seitenansicht, welche Verdrehungswinkel der Komponenten darstellt;

[0029] Fig. 8 eine weitere vergrößerte Teil-Seitenansicht, welche Verdrehungswinkel der Komponenten darstellt;

[0030] Fig. 9 wieder eine weitere vergrößerte Teil-Seitenansicht, welche Verdrehungswinkel der Komponenten darstellt;

[0031] Fig. 10 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0032] Fig. 11 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0033] Fig. 12 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0034] Fig. 13 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0035] Fig. 14 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0036] Fig. 15 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0037] Fig. 16 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0038] Fig. 17 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0039] Fig. 18 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0040] Fig. 19 ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung;

[0041] Fig. 20 eine schematische Ansicht, welche eine Torsionskennlinie der Dämpfungsvorrichtung darstellt;

[0042] Fig. 21 eine Ansicht einer vergrößerten Teilansicht von Fig. 20;

[0043] Fig. 22 eine Ansicht eines Graphen für Arbeitsbeispiele, welcher die Änderung der Getriebedrehzahländerung (ΔNM) bezüglich der Motordrehzahl (NE) bei Beschleunigen mit vollständig geöffneter Drosselkappe im vierten Gang dargestellt; und

[0044] Fig. 23 eine Ansicht eines Graphen, welcher die Änderung der Getriebedrehzahländerung (ΔNM) bezüglich der Motordrehzahl (NE) bei Verzögern mit einer vollständig geschlossenen Drosselklappe im vierten Gang dargestellt.

[0045] Fig. 1 zeigt eine Querschnittsansicht einer Kupplungsscheibenanordnung **1** gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Fig. 2 ist eine Seitenansicht derselben. Die Kupplungsscheibenanordnung **1** ist eine Kraftübertragungsvorrichtung, welche in der Kupplung eines Fahrzeugs verwendet wird, und hat eine Kupplungsfunktion und eine Dämpfungsfunktion. Die Kupplungsfunktion verbindet und trennt ein Drehmoment durch Einrücken und Ausrücken des (nicht dargestellten) Schwungrads, welches mit einem (nicht dargestellten) Motor verbunden ist.

[0046] Die Dämpfungsfunktion absorbiert und dämpft Drehmomentschwankungen, welche von der Schwungradseite aufgenommen werden, unter Verwendung von Federn und ähnlichem.

[0047] Eine Linie O-O in Fig. 1 stellt eine Drehachse, das heißt, eine Drehmittellinie, der Kupplungsscheibenanordnung **1** dar. Der Motor und das Schwungrad (nicht dargestellt) sind links in Fig. 1 angeordnet, und das (nicht dargestellte) Getriebe ist rechts in Fig. 1 angeordnet. In Fig. 2 ist die R1-Richtung die Drehantriebsrichtung bzw. positive Richtung der Kupplungsscheibenanordnung **1**, und die R2-Richtung ist die entgegengesetzte Richtung bzw. negative Richtung. Die spezifischen Winkelwerte, welche in der folgenden Erläuterung angegeben sind, dienen lediglich zu Erläuterungszwecken, um ein Verständnis für die Beziehungen zwischen den verschiedenen Winkeln zu erleichtern. Die vorliegende Erfindung ist nicht auf diese Werte beschränkt.

[0048] Wie aus Fig. 1 und Fig. 2 ersichtlich, umfasst die Kupplungsscheibenanordnung **1** ein Eingangsdrehelement **2**, eine keilverzahnte Nabe **3**, welche als Ausgangsdrehelement dient, und einen Dämpfungsabschnitt **4**, welcher in Fig. 10 dargestellt ist. Wie in Fig. 10 dargestellt, ist der Dämpfungsabschnitt **4** zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3** angeordnet. Der Dämpfungsabschnitt **4** umfasst erste Federn **7**, zweite Federn **8** und eine Vorrichtung **13** großer Reibung.

[0049] Wie aus Fig. 1 und Fig. 2 ersichtlich, wird ein

Drehmoment von dem (nicht dargestellten) Motorschwungrad zum Eingangsdrehelement **2** geliefert. Das Eingangsdrehelement **2** umfasst eine Kupplungsplatte **21**, eine Rückhalteplatte **22** und eine Kupplungsscheibe **23**. Die Kupplungsplatte **21** und die Rückhalteplatte **22** bestehen beide vorzugsweise aus einem Blech mit der Form einer Ringscheibe. Die Kupplungsplatte **21** und die Rückhalteplatte **22** sind bezüglich zueinander mit einem vorbestimmten Abstand in der Axialrichtung zwischen diesen angeordnet. Die Kupplungsplatte **21** ist auf der Motorseite angeordnet, und die Rückhalteplatte **22** ist auf der Getriebeseite der Kupplungsscheibenanordnung **1** angeordnet. Die Kupplungsplatte **21** und die Rückhalteplatte **22** sind durch plattenartige Verbindungsabschnitte **31** zusammen befestigt, welche unten beschrieben sind. Daher bestimmen die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** den Axialabstand zwischen den beiden Platten **21** und **22** und bewirken, dass diese als eine einzige Einheit drehen.

[0050] Die Kupplungsscheibe **23** ist derart gestaltet, dass sie gegen das (nicht dargestellte) Schwungrad drückt. Die Kupplungsscheibe **23** umfasst eine Dämpfungsplatte **24** sowie einen ersten und einen zweiten Reibbelag **25**. Die Dämpfungsplatte **24** umfasst einen Ringabschnitt **24a**, eine Vielzahl von Dämpfungsabschnitten **24b** und eine Vielzahl von Verbindungsabschnitten **24c**. Die Vielzahl von Dämpfungsabschnitten **24b** ist ringartig um einen Außenumfang des Ringabschnitts **24a** angeordnet. Die Vielzahl von Verbindungsabschnitten **24c** erstreckt sich in Radialrichtung nach innen, ausgehend von dem Ringabschnitt **24a**. Die Verbindungsabschnitte **24c** sind an vier Stellen vorgesehen, und jeder ist an der Kupplungsplatte **21** mittels Nieten **27** befestigt, welche unten beschrieben sind. Reibbeläge **25** sind an beiden Seiten jedes Dämpfungsabschnitts **24b** der Dämpfungsplatte **24** unter Verwendung von Nieten **26** befestigt. Es existieren vorzugsweise vier Fensterlöcher **35**, welche im Außenumfangsabschnitt jeder der Kupplungsplatte **21** und der Rückhalteplatte **22** mit gleichem Abstand in der Umfangsrichtung vorgesehen sind. Geschnittene und erhöhte Abschnitte **35a** und **35b** sind auf einer Seite weiter weg von der Drehmittellinie bzw. einer Seite näher zur Drehmittellinie jedes Fensterlochs **35** ausgebildet. Diese geschnittenen und erhöhten Abschnitte **35a** und **35b** dienen zum Begrenzen sowohl einer Axial- als auch einer Radialbewegung der zweiten Federn **8** (unten beschrieben). Die geschnittenen und erhöhten Abschnitte **35a** befinden sich in Radialrichtung außerhalb der geschnittenen und erhöhten Abschnitte **35b**. Anschlagflächen **36**, welche gegen Endabschnitte der zweiten Federn **8** anschlagen bzw. sich dicht an diese annähern, sind auf beiden in Umfangsrichtung zugewandten Enden von Fensterlöchern **35** ausgebildet.

[0051] Wie aus Fig. 3 ersichtlich, ist ein Mittenloch **37** bzw. eine Innenkante sowohl auf der Kupplungsplatte **21** als auch auf der Rückhalteplatte **22** ausgebildet. Die keilverzahnte Nabe **3**, welche als Ausgangsdrehelement dient, ist im Inneren des Mittenlochs **37** angeordnet. Die keilverzahnte Nabe **3** umfasst einen zylindrischen Nabenwulst **52** und einen Flansch **54**. Der zylindrische Nabenwulst **52** erstreckt sich der Axialrichtung, und der Flansch **54** erstreckt sich der Radialrichtung. Ein Innenabschnitt des Nabenwulstes **52** bildet eine keilverzahnte Öffnung **53**, welche in Eingriff mit einer (nicht dargestellten) Welle ist, die sich ausgehend von der Getriebeseite erstreckt. In Fig. 5 ist der Flansch **54** versehen mit einer Vielzahl von Außenzähnen **55** und Einkerbungen **56**. Die Außenzähne **55** sind in der Drehrichtung angeordnet. Die Einkerbungen **56** sind derart gestaltet, dass sie die ersten Federn **7** (unten beschrieben) aufnehmen. Die Einkerbungen **56** sind vorzugsweise an zwei Stellen ausgebildet, welche einander in Radialrichtung gegenüberliegen.

[0052] In Fig. 3 und Fig. 4 ist ein Nabenflansch **6** an der Außenseite der keilverzahnten Nabe **3** und zwischen der Kupplungsplatte **21** und der Halteplatte **22** angeordnet. Der Nabenflansch **6** ist ein scheibenförmiges Element. Der Nabenflansch **6** ist elastisch mit der keilverzahnten Nabe **3** in der Drehrichtung über die ersten Federn **7** verbunden und elastisch mit dem Eingangsdrehmoment **2** über die zweiten Federn **8** verbunden. Wie in Fig. 7 bis Fig. 9 genau dargestellt, ist eine Vielzahl von Innenzähnen **59** auf der Innenkante des Nabenflansches **6** ausgebildet. Die Innenzähne **59** sind zwischen den oben erwähnten Außenzähnen **55** und mit einem vorbestimmten Abstand in der Drehrichtung angeordnet. Die Außenzähne **55** und die Innenzähne **59** können in der Drehrichtung gegeneinander anschlagen. Kurz ausgedrückt, bilden die Außenzähne **55** und die Innenzähne **59**, wie in Fig. 10 dargestellt, einen ersten Anschlag **9**, welcher zum Begrenzen des Verdrehungswinkels zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** dient. Der hier erwähnte erste Anschlag **9** ermöglicht ein Auftreten einer Relativdrehung zwischen dem Eingangsdrehelement **3** und der keilverzahnten Nabe **3** zu einem vorbestimmten Winkel, verhindert jedoch eine Relativdrehung über den vorbestimmten Winkel hinaus, wenn die Zähne **55** und **59** gegeneinander anschlagen. Ein erster Zwischenraumwinkel θ1 ist zwischen jedem Außenzahn **55** und jedem der beiden Innenzähne **59** gesichert, welche sich auf beiden Seiten davon in der Drehrichtung befinden. Genauer ist, wie in Fig. 10 und Fig. 15 dargestellt, ein erster Zwischenraumwinkel θ1p von 8 Grad zwischen jedem Außenzahn **55** und Innenzahn **59** auf der R2-Seite davon gebildet. Ferner ist ein erster Zwischenraumwinkel θ1n von 2 Grad zwischen jedem Außenzahn **55** und Innenzahn **59** auf der R1-Seite davon gebildet. So weicht die Größe des ersten Zwischenraumswinkels θ1p von der Größe des ersten Zwischenraumwinkels θ1n ab. Der erste

Zwischenraumwinkel θ1p ist vorzugsweise größer als der erste Zwischenraumwinkel θ1n.

[0053] Ferner sind, wie in Fig. 5 dargestellt, Einkerbungen **67** auf einer Innenkante des Nabenflansches **6** in Übereinstimmung mit den Einkerbungen **56** des Flansches **54** ausgebildet. Eine erste Feder **7** ist im Inneren jeder der Einkerbungen **56** und **67** angeordnet, um vorzugsweise eine Gesamtheit von zwei ersten Federn **7** zu ergeben. Die ersten Federn **7** sind Schraubenfedern mit verhältnismäßig niedriger Steifigkeit. Die ersten Federn **7** sind derart angeordnet, dass sie parallel wirken. In Umfangsrichtung zugewandte Enden der ersten Federn **7** sind in Eingriff mit den in Umfangsrichtung zugewandten Enden der Einkerbungen **56** und **67** über Federsitze **7a**. Infolge der hier beschriebenen Struktur drücken die keilverzahnte Nabe **3** und der Nabenflansch **6** die ersten Federn **7** in der Drehrichtung innerhalb des Bereichs der ersten Zwischenraumwinkel θ1 zusammen, wenn sie relativ zueinander drehen.

[0054] Es existieren vorzugsweise vier Fensterlöcher **41**, welche im Nabenflansch **6** mit gleichem Abstand in der Drehrichtung aufgebildet sind. Die Fensterlöcher **41** sind derart geformt, dass sie der Länge nach in der Drehrichtung verlaufen. Wie in Fig. 5 und Fig. 6 dargestellt, umfassen Kanten jedes Fensterlochs **41** Anschlagabschnitte **44**, einen Außenabschnitt **45** und einen Innenabschnitt **46**. Die Anschlagabschnitte **44** befinden sich auf beiden in Umfangsrichtung zugewandten Enden jedes Fensterlochs **41**. Der Außenabschnitt **45** befindet sich weiter außen in Radialrichtung als die Anschlagabschnitte **44**. Der Innenabschnitt **46** befindet sich auf einer in Radialrichtung inneren Seite jedes Fensterlochs **41**. Der Außenabschnitt **45** ist durchgehend und schließt einen in Radialrichtung äußeren Abschnitt des Fensterlochs **41** durch Verbinden der Anschlagabschnitte **44**. Es ist jedoch auch möglich, dass ein Abschnitt des Außenabschnitts des Fensterlochs **41** derart geformt ist, dass er nach außen in der Radialrichtung offen ist. Der Innenabschnitt **46** verbindet einen in Radialrichtung inneren Abschnitt des Fensterlochs **41**. Eine Einkerbung **42** ist im Nabenflansch **6** in Umfangsrichtung zwischen jedem der Fensterlöcher **41** ausgebildet. Die Einkerbungen **42** sind fächerförmig und derart ausgerichtet, dass deren Länge in der Umfangsrichtung nach Außen in der Radialrichtung zunimmt. Die Einkerbungen weisen ferner Kantenflächen **43** auf beiden in Umfangsrichtung zugewandten Seiten auf.

[0055] Ein Vorsprung **49** ist auf dem in Radialrichtung zugewandten Außenabschnitt jedes Abschnitts ausgebildet, wo ein Fensterloch **41** ausgebildet ist. Anders ausgedrückt, erstrecken sich die Vorsprünge **49** nach außen in der Radialrichtung ausgehend von der Außenkante **48** des Nabenflansches **6**. Die Vorsprünge **49** erstrecken sich der Länge nach in der Drehrichtung und bilden Anschlagflächen **50**.

[0056] Die zweiten Federn **8** sind Federelemente, das heißt, Federn, welche in der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung **1** verwendet werden. Jede zweite Feder **8** weist vorzugsweise ein Paar von konzentrisch angeordneten Schraubenfedern auf. Die zweiten Federn **8** sind größer als die ersten Federn **7** und weisen ferner eine größere Federkonstante auf. Die zweiten Federn **8** sind im Inneren der Fensterlöcher **41** und **35** untergebracht. Die zweiten Federn **8** sind in der Drehrichtung lang und nehmen vorzugsweise die Gesamtheit der Fensterlöcher **41** ein. Die in Umfangsrichtung zugewandten Enden der zweiten Federn **8** berühren Anschlagabschnitte **44** der Fensterlöcher **41** und Anschlagflächen **36** bzw. nähern sich dicht an diese an. Wie in Fig. 1 dargestellt, kann ein Drehmoment von den Platten **21** und **22** auf den Nabenflansch **6** durch die zweiten Federn **8** übertragen werden. Wenn die Platten **21** und **22** bezüglich des Nabenflansches **6** drehen, werden die zweiten Federn **8** zwischen diesen zusammengedrückt. Genauer wird, wie in Fig. 1 und Fig. 6 dargestellt, jede der zweiten Federn **8** in der Drehrichtung zwischen einer Anschlagfläche **36** an einem Ende und dem Anschlagabschnitt **44** am gegenüberliegenden Ende zusammengedrückt. Wenn dies auftritt, wirken die vier zweiten Federn **8** vorzugsweise parallel.

[0057] Wie in Fig. 2 und Fig. 5 dargestellt, sind die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** vorzugsweise an vier Stellen um die Außenkante der Rückhalteplatte **22** vorgesehen. Die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** sind vorzugsweise in gleichen Abständen in der Drehrichtung angeordnet. Die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** verbinden die Kupplungsplatte **21** und die Rückhalteplatte **22** miteinander und bilden ferner einen Abschnitt des Anschlags der Kupplungsscheibenanordnung **1** (wie unten beschrieben). Wie am besten aus Fig. 1 ersichtlich, sind die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** plattenartige Elemente, welche einstückig auf der Rückhalteplatte **22** ausgebildet sind und eine vorbestimmte Breite in der Drehrichtung aufweisen. Wie aus Fig. 2 und Fig. 5 ersichtlich, sind die plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** in Umfangsrichtung zwischen den Fensterlöchern **41**, das heißt, an Positionen entsprechend den Einkerbungen **42**, angeordnet. Jeder der plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** umfasst einen Anschlagabschnitt **32** und einen Befestigungsabschnitt **33**. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, erstreckt sich der Anschlagabschnitt **32** in der Axialrichtung ausgehend von der Außenkante der Rückhalteplatte **22**. Der Befestigungsabschnitt **33** erstreckt sich in einer Radialeinwärtsrichtung ausgehend von dem Anschlagabschnitt **32**. Die Anschlagabschnitte **32** erstrecken sich ausgehend von der Außenkante der Rückhalteplatte **22** hin zur Kupplungsplatte **21**. Die Befestigungsabschnitte **33** sind ausge-

hend von dem Endabschnitt der Anschlagabschnitte **32** in Radialrichtung nach innen gebogen. Wie aus Fig. 5 ersichtlich, umfasst jeder Anschlagabschnitt **32** Anschlagflächen **51** auf beiden in Umfangsrichtung zugewandten Seiten davon. Die Radialposition der Befestigungsabschnitte **33** entspricht dem Außenabschnitt der Fensterlöcher **41**. Die Umfangsposition der Befestigungsabschnitte **33** liegt zwischen und nächst den Fensterlöchern **41** in der Drehrichtung. Folglich sind die Befestigungsabschnitte **33** derart angeordnet, dass sie Einkerbungen **42** des Nabenflansches **6** entsprechen. Die Einkerbungen **42** sind größer als die Befestigungsabschnitte **33** und somit können sich während der Montage die Befestigungsabschnitte **33** durch die Einkerbungen **42** bewegen, wenn die Rückhalteplatte **22** in der Axialrichtung bezüglich der Kupplungsplatte **21** bewegt wird. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, sind die Befestigungsabschnitte **33** parallel zu den Verbindungsabschnitten **24c** der Dämpfungsplatte **24** und stoßen an diese ausgehend von der Getriebeseite an. Wie aus Fig. 5 ersichtlich, ist ein Loch **33a** in jedem Befestigungsabschnitt **33** ausgebildet. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, ist einer der oben erwähnten Nieten **27** durch jedes Loch **33a** eingesetzt. Die Nieten **27** verbinden die Befestigungsabschnitte **33**, die Kupplungsplatte **21** und die Dämpfungsplatte **24** als eine einzige Einheit miteinander. Setzlöcher **34** zum Setzen der Niete sind in der Rückhalteplatte **22** an Positionen entsprechend den Befestigungsabschnitten **33** vorgesehen.

[0058] Nachfolgend wird unter Bezugnahme auf Fig. 5 und Fig. 10 ein zweiter Anschlag **10** beschrieben, der Anschlagabschnitte **32** der plattenartigen Verbindungsabschnitte **31** und die Vorsprünge **49** aufweist. Der zweite Anschlag **10** ist eine Vorrichtung, welche dem Nabenflansch **6** und dem Eingangsdrehmoment **2** ermöglicht, eine Relativdrehung bis zu einem Zwischenraumwinkel von θ4 auszuführen, jedoch eine Relativdrehung der beiden Elemente über den Zwischenraumwinkel hinaus verhindert, wenn der Verdrehungswinkel θ4 erreicht. Wenn eine Relativdrehung innerhalb des Bereichs des Zwischenraumwinkels θ4 auftritt, so werden die zweiten Federn **8** zwischen dem Nabenflansch **6** und dem Eingangsdrehelement **2** zusammengedrückt. Genauer ist ein vierter Zwischenraumwinkel θ4p von 26 Grad gebildet zwischen jedem Vorsprung **49** und Anschlagabschnitt **32** auf der R2-Seite des Vorsprungs **49**. Ferner ist ein vierter Zwischenraumwinkel θ4n von 23,5 Grad gebildet zwischen jedem Vorsprung **49** und dem Anschlagabschnitt **32** auf der R1-Seite des Vorsprungs **49**. So weicht die Größe eines vierten Zwischenraumwinkels θ4p von der Größe eines vierten Zwischenraumwinkels θ4n dahingehend ab, dass der vierte Zwischenraumwinkel θ4p größer ist als der vierte Zwischenraumwinkel θ4n. Um die bevorzugte Beziehung zwischen den vierten Zwischenraumwinkeln θ4p und θ4n zu erreichen, werden die Vorsprünge **49** in der Umfangsrichtung bezüglich der Mittenposition zwischen den Anschlagabschnitten **32** versetzt, wie am besten aus Fig. 6 ersichtlich.

[0059] Wie aus Fig. 3 und Fig. 4 ersichtlich, sind Reibplatten **11** und **11'** ein Paar von Plattenelementen, welche außerhalb der keilverzahnten Nabe **3** angeordnet sind. Eine Reibplatte **11'** ist zwischen der Kupplungsplatte **21** und dem Nabenflansch **6** angeordnet. Eine weitere Reibplatte **11** ist zwischen dem Nabenflansch **6** und der Rückhalteplatte **22** angeordnet. Die Reibplatten **11** und **11'** sind geformt wie eine Ringscheibe und bilden einen Abschnitt des Dämpfungsabschnitts **4** zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3**. Eine Vielzahl von Innenzähnen **66** ist auf den Innenkanten der Reibplatten **11** und **11'** ausgebildet. Wie in Fig. 7 genau dargestellt, sind die Innenzähne **66** derart angeordnet, dass sie mit den Innenzähnen **59** des Nabenflansches **6** in der Axialrichtung überlappen. Die Innenzähne **66** sind in der Umfangsrichtung breiter als die Innenzähne **59**. Beide Enden der Innenzähne **66** stehen über die Enden der Innenzähne **59** in der Umfangsrichtung hinaus vor. Die Innenzähne **66** sind derart angeordnet, dass sie einen vorbestimmten Zwischenraum bezüglich der Außenzähne **55** der keilverzahnten Nabe **3** in der Drehrichtung aufweisen. Anders ausgedrückt, vollziehen die keilverzahnte Nabe **3** und die Reibplatten **11** eine Relativdrehung innerhalb des Bereichs dieses Zwischenraums. Wie aus Fig. 10 ersichtlich, bilden die Außenzähne **55** und die Innenzähne **59** einen dritten Anschlag **12**, welcher den Relativdrehungswinkel zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und den Reibplatten **11** begrenzt. Wie aus Fig. 7 ersichtlich, sichert der aus den Außenzähnen **55** und den Innenzähnen **59** bestehende Anschlag **12** einen zweiten Zwischenraumwinkel θ2 zwischen den Außenzähnen **55** und den Innenzähnen **66**. Genauer ist ein zweiter Zwischenraumwinkel θ2p von 7,5 Grad gebildet zwischen jedem Außenzahn **55** und jedem Innenzahn **66** auf der R2-Seite jedes Außenzahns **55**. Ferner ist ein zweiter Zwischenraumwinkel θ2n von 1,5 Grad gebildet zwischen jedem Außenzahn **55** und dem Innenzahn **66** auf der R1-Seite jedes Außenzahns. So weicht der zweite Zwischenraumwinkel θ2p in der Größe ab von dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2n und ist vorzugsweise größer als dieser. Hingegen ist der zweite Zwischenraumwinkel θ2n kleiner als der erste Zwischenraumwinkel θ1p, und der zweite Zwischenraumwinkel θ2n ist kleiner als der erste Zwischenraumwinkel θ1n.

[0060] Wie aus Fig. 2 und Fig. 4 ersichtlich, umfasst die Reibplatte **11**, welche näher an der Rückhalteplatte **22** angeordnet ist, eine Vielzahl von Vorsprüngen **61**, welche sich nach außen in der Radialrichtung erstrecken. Wie aus Fig. 4 und Fig. 5 ersichtlich, sind die Vorsprünge **61** zwischen den Fensterlöchern **61** des Nabenflansches **6** angeordnet. Eine halbkreisförmige Positioniereinkerbung **61a** ist

an Außenradialschnittpunkten einer Kantenfläche **43** eines der Fensterlöcher **41** mit einer anderen Kantenfläche **43** ausgebildet. Wie aus Fig. 4 und Fig. 5 ersichtlich, entsprechen die Einkerbungen **61a** Positioniereinkerbungen **98**, welche in dem Nabenflansch **6** ausgebildet sind, und den Positionierlöchern, welche in den Platten **21** und **22** ausgebildet sind.

[0061] Eine Vielzahl von Stiften **62** dient zum Verhindern, dass die beiden Reibplatten **11** und **11'** eine Drehung relativ zueinander ausführen. Die Stifte **62** bestimmten ferner die Axialpositionierung der beiden Reibplatten **11** und **11'** bezüglich einander. Die Stifte **62** umfassen einen Körperabschnitt und Kopfabschnitte, welche sich ausgehend von beiden Enden des Körperabschnitts in der Axialrichtung erstrecken. Jede der Reibplatten **11** und **11'** wird durch ihren Kontakt mit den Endflächen der Körperabschnitte der Stifte **62** daran gehindert, sich in der Axialrichtung an die anderen anzunähern. Die Kopfabschnitte der Stifte **62** sind durch Löcher eingesetzt, welche in den Reibplatten **11** und **11'** ausgebildet sind. Die Reibplatten **11** und **11'** klemmen die Stifte **62** zwischen sich selbst und den Körperabschnitt. Wie aus Fig. 3 und Fig. 4 ersichtlich, ist ein Abstandshalter **63** zwischen jeder Reibplatte **11** und **11'** und dem Nabenflansch **6** angeordnet. Die Abstandshalter **63** sind Ringplattenelemente, welche zwischen dem Innenumfangsabschnitt der Reibplatten **11** und **11'** und dem Ringinnenabschnitt des Nabenflansches **6** angeordnet sind. Löcher zum Einsetzen der Körperabschnitte der Stifte **62** sind in den Abstandshaltern **63** vorgesehen. Die Abstandshalter **63** werden zum einstückigen Drehen mit den Reibplatten **11** und **11'** durch den Eingriff der Stifte **62** mit den Löchern gebracht. Eine Beschichtung zum Verringern des Reibungskoeffizienten ist auf die Abstandshalter **63** auf den Seiten, welche den Nabenflansch **6** berühren, aufgebracht. Wie aus Fig. 4 und Fig. 7 ersichtlich, ist eine Vielzahl von Löchern **69**, durch welche hindurch die Stifte **62** verlaufen, in dem Nabenflansch **6** ausgebildet. Die Stifte **62** können sich relativ zu den Löchern **69** über einen vorbestimmten Winkel in beiden Umfangsrichtungen bewegen. Das heißt, ein dritter Zwischenraumwinkel θ3 ist auf beiden Seiten des Körperabschnitts jedes Stifts **62** bezüglich beider in Umfangsrichtung zugewandten Abschnitte der Innenfläche jedes Lochs **69** gesichert. Folglich ist, wie in Fig. 10 dargestellt, ein vierter Anschlag **14** ausgebildet. Wie aus Fig. 7 ersichtlich, ist ein dritter Zwischenraumwinkel θ3p zwischen jedem Stift **62** und dem Abschnitt der Innenfläche eines Lochs **69** auf der R2-Seite davon gesichert. Ferner ist ein dritter Zwischenraumwinkel θ3n zwischen jedem Stift **62** und dem Abschnitt der Innenfläche eines Lochs **69** auf der R1-Seite davon gesichert. Die Größen der dritten Zwischenraumwinkel θ3p und θ3n sind verschieden. Der dritte Zwischenraumwinkel θ3p beträgt vorzugsweise 0,50 Grad, und der dritte Zwischenraumwinkel θ3n beträgt vorzugsweise 0,70 Grad. Die Größe des dritten Zwischenraumwinkels θ3p ist vorzugsweise gleich der Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1p und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2p (θ3p = θ1p – θ2p). Außerdem ist die Größe des dritten Zwischenraumwinkels θ3n gleich der Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1n und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2n (θ3n = θ1n – θ2n).

[0062] Die relative Positionierung der Stifte **62** und der Löcher **69**, welche hier beschrieben ist, ordnet die Stifte **62** näher an der R2-Seite der Löcher **69** an, wenn der in Fig. 7 dargestellte neutrale Zustand vorliegt. Genauer befindet sich die Umfangsposition der Stifte **62** auf der R2-Seite der Umfangsmittenposition der Löcher **69**. Anders ausgedrückt, befinden sich in dem in Fig. 7 dargestellten neutralen Zustand die Stifte **62** näher an der R2-seitigen Innenkante der Löcher **69** als an einer R1-seitigen Innenkante der Löcher **69**. Die Positionierung wird erreicht durch Bewegen der Position der Stifte **62** bzw. Ändern der Größe der Löcher **69** im Nabenflansch **6** auf beiden in Umfangsrichtung zugewandten Seiten davon.

[0063] Nachfolgend sind die Elemente beschrieben, welche die Reibungserzeugungsvorrichtung bilden. Wie aus Fig. 3 und Fig. 4 ersichtlich, ist eine zweite Reibscheibe **72** zwischen dem Innenumfangsabschnitt der Reibplatte **11**, welche sich auf der Getriebeseite befindet, und dem Innenumfangsabschnitt der Rückhalteplatte **22** angeordnet. Die zweite Reibscheibe **72** umfasst im Wesentlichen einen Hauptkörper **74**, welcher vorzugsweise aus Harz besteht. Die Reibfläche des Hauptkörpers **74** berührt die Fläche, welche dem Getriebe der getriebeseitigen Reibplatte **11** zugewandt ist. Ein Eingriffsabschnitt **76** erstreckt sich in Axialrichtung ausgehend von einem Innenumfangsabschnitt des Hauptkörpers **74** hin zum Getriebe. Der Eingriffsabschnitt **76** ist in Eingriff mit der Rückhalteplatte **22**, so dass eine Relativdrehung zwischen diesen nicht auftreten kann. Der Eingriffsabschnitt **76** sichert ferner die Rückhalteplatte **22** in der Axialrichtung. Eine Vielzahl von Vertiefungen **77** ist auf der Getriebeseite eines Innenumfangsabschnitts des Hauptkörpers **74** ausgebildet. Eine zweite Kegelfeder **73** ist zwischen dem Hauptkörper **74** und der Rückhalteplatte **22** angeordnet. Die zweite Kegelfeder **73** ist derart angeordnet, dass sie zwischen dem Hauptkörper **74** der zweiten Reibscheibe **72** und der Rückhalteplatte **22** zusammengedrückt wird. Folglich wird die Reibfläche der zweiten Reibscheibe **72** fest gegen die erste Reibplatte **11** gedrückt. Eine erste Reibscheibe **79** ist zwischen dem Flansch **54** und einem Innenumfangsabschnitt der Rückhalteplatte **22** angeordnet. So ist die erste Reibscheibe **79** in Radialrichtung innerhalb der zweiten Reibscheibe **72** angeordnet, während sie sich in Radialrichtung außerhalb des Nabenwulstes **52** befindet. Die erste Reibscheibe **79** besteht vorzugsweise aus Harz. Die erste Reibscheibe **79** umfasst im Wesentlichen einen rin-

gartigen Hauptkörper **81**. Eine Vielzahl von Vorsprüngen **82** erstreckt sich nach außen in einer Radialrichtung ausgehend von dem ringartigen Hauptkörper **81**. Der Hauptkörper **81** berührt den Flansch **54**, und die Vielzahl von Vorsprüngen **82** ist in Eingriff mit den Vertiefungen **77** der zweiten Reibscheibe **72**, so dass eine Relativdrehung zwischen diesen nicht auftreten kann. Folglich kann die erste Reibscheibe **79** einstückig mit der Rückhalteplatte **22** durch deren Eingriff mit der zweiten Reibscheibe **72** drehen. Eine erste Kegelfeder **80** ist zwischen der ersten Reibscheibe **79** und einem Innenumfangsabschnitt der Rückhalteplatte **22** angeordnet. Die erste Kegelfeder **80** ist derart angeordnet, dass sie in einer Axialrichtung zwischen der ersten Reibscheibe **79** und dem Innenumfangsabschnitt der Rückhalteplatte **22** zusammengedrückt wird. Ferner ist die durch die erste Kegelfeder **80** ausgeübte Kraft derart ausgelegt, dass sie kleiner ist als die durch die zweite Kegelfeder **73** ausgeübte Kraft. Die erste Reibscheibe **79** besteht aus einem Material mit einem niedrigeren Reibungskoeffizienten als derjenige der zweiten Reibscheibe **72**. Folglich ist die Reibung bzw. das Hysterese-Drehmoment, welches durch die erste Reibscheibe **79** erzeugt wird, viel kleiner als die durch die zweite Reibscheibe **72** erzeugte Reibung.

[0064] Eine dritte Reibscheibe **85** und eine vierte Reibscheibe **86** sind zwischen einem Innenumfangsabschnitt der Kupplungsplatte **21** und sowohl dem Flansch **54** als auch einem Innenumfangsabschnitt der Reibplatte **11'** angeordnet. Die dritte Reibscheibe **85** und die vierte Reibscheibe **86** sind ringartige Elemente, welche vorzugsweise aus Harz bestehen. Die dritte Reibscheibe **85** ist in Eingriff mit einer Innenkante der Kupplungsplatte **21**, so dass eine Relativdrehung nicht auftreten kann. Die Innenfläche der Scheibe berührt eine Außenfläche der Nabenwulst **52**, so dass sie darauf gleiten kann. So wird die Kupplungsplatte **21** in der Radialrichtung bezüglich der Nabenwulst **52** mittels der dritten Reibscheibe **85** positioniert. Die dritte Reibscheibe **85** berührt die Seite des Flansches **54**, welche dem Motor in der Axialrichtung zugewandt ist. Die vierte Reibscheibe **86** ist in Radialrichtung außerhalb der dritten Reibscheibe **85** angeordnet. Die vierte Reibscheibe **86** umfasst einen ringartigen Hauptkörper **87** und eine Vielzahl von Eingriffsabschnitten **88**. Die Vielzahl von Eingriffsabschnitten **88** erstreckt sich ausgehend von dem ringartigen Hauptkörper **87** hin zum Motor in der Axialrichtung. Der Hauptkörper **87** weist eine Reibfläche auf, welche die Reibplatte **11'** berührt, welche sich näher am Motor in der Axialrichtung befindet. Die Eingriffsabschnitte **88** sind in Eingriff mit Löchern, welche in der Kupplungsplatte **21** ausgebildet sind, so dass eine Relativdrehung nicht auftreten kann. Die Eingriffsabschnitte **88** weisen Klauenabschnitte auf, welche eine Axialfläche der Kupplungsplatte **21** auf der Seite berühren, die hin zum Motor in der Axialrichtung zugewandt ist. Die dritte Reibscheibe **85** und die vierte Reibscheibe **86** sind miteinander in Eingriff, so dass sie nicht relativ zueinander drehen können. Die dritte Reibscheibe **85** und die vierte Reibscheibe **86** sind getrennte Elemente. Die vierte Reibscheibe **86** besteht aus einem Material mit einem höheren Reibungskoeffizienten als derjenige des Materials der dritte Reibscheibe **85**.

[0065] Bei der oben beschriebenen Reibungsvorrichtung erzeugt die Vorrichtung **13** großer Reibung (Reibvorrichtung) ein verhältnismäßig hohes Hysterese-Drehmoment. Die Vorrichtung **13** großer Reibung ist gebildet zwischen den Reibplatten **11** und **11'** bzw. der zweiten Reibscheibe **72** und der vierten Reibscheibe **86**. Hingegen erzeugt, wie in Fig. 10 dargestellt, eine Vorrichtung **15** kleiner Reibung ein verhältnismäßig niedriges Hysterese-Drehmoment. Wie aus Fig. 3 und Fig. 4 ersichtlich, umfasst die Vorrichtung **15** kleiner Reibung den Flansch **54** und die erste Reibscheibe **79** und ist zwischen dem Flansch **54** und der dritten Reibscheibe **85** ausgebildet.

[0066] Nachfolgend werden die Bestandteilmerkmale der Kupplungsscheibenanordnung **1** weiter unter Bezugnahme auf Fig. 10 beschrieben. Fig. 10 ist ein mechanisches Schaltbild, welches die Dämpfungsvorrichtungsfunktion der Kupplungsscheibenanordnung **1** darstellt. Dieses mechanische Schaltbild zeigt in schematischer Weise die Beziehungen zwischen den Elementen der Dämpfungsvorrichtung anhand der Drehrichtung. Folglich werden Elemente, welche als eine einzige Einheit drehen, als ein Element behandelt.

[0067] Wie in Fig. 10 deutlich dargestellt, ist eine Vielzahl von Elementen zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3** angeordnet, um den Dämpfungsabschnitt **4** zu bilden. Der Nabenflansch **6** ist drehbar zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3** angeordnet. Der Nabenflansch **6** ist elastisch mit der keilverzahnten Nabe **3** in der Drehrichtung über die ersten Federn **7** verbunden. Der erste Anschlag **9** ist ebenfalls zwischen dem Nabenflansch **6** und der keilverzahnten Nabe **3** ausgebildet. Die ersten Federn **7** werden über den ersten Zwischenraumwinkel $\theta 1p$ des ersten Anschlags **9** zusammengedrückt. Der Nabenflansch **6** ist elastisch mit dem Eingangsdrehelement **2** in der Drehrichtung über die zweiten Federn **8** verbunden.

[0068] Ferner ist der zweite Anschlag **10** zwischen dem Nabenflansch **6** und dem Eingangsdrehelement **2** ausgebildet. Die zweiten Federn **8** können über den vierten Zwischenraumwinkel $\theta 4p$ des zweiten Anschlags **10** zusammengedrückt werden. Wie oben beschrieben, sind das Eingangsdrehelement **2** und die keilverzahnte Nabe **3** elastisch in der Drehrichtung mittels der ersten Federn **7** und der zweiten Fe-

dern **8** miteinander verbunden, welche in Reihe angeordnet sind. So dient der Nabenflansch **6** als ein Zwischenelement, welches zwischen zwei verschiedenen Typen von Federn angeordnet ist. Diese Struktur kann betrachtet werden als eine Struktur, in welcher ein erster Dämpfer mit den ersten Federn **7**, welche parallel zueinander angeordnet sind, und dem ersten Anschlag **9** in Reihe angeordnet ist mit einem zweiten Dämpfer mit den zweiten Federn **8**, die parallel zueinander angeordnet sind, und dem zweiten Anschlag **10**. Außerdem kann die Struktur ebenfalls betrachtet werden als eine Struktur, welche den Dämpfungsabschnitt **4** aufweist, der das Eingangsdrehelement **2** und die keilverzahnte Nabe **3** drehbar und elastisch miteinander verbindet. Die Gesamtsteifigkeit der ersten Federn **7** ist derart festgelegt, dass sie viel niedriger ist als die Gesamtsteifigkeit der zweiten Federn **8**. Folglich werden die zweiten Federn **8** in der Drehrichtung im Bereich von Verdrehungswinkeln bis zum ersten Zwischenraumwinkel θ1 kaum zusammengedrückt.

[0069] Die Reibplatten **11** und **11'** sind drehbar zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3** angeordnet. Die Reibplatten **11** und **11'** sind derart angeordnet, dass sie eine Relativdrehung zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** ausführen können. Der dritte Anschlag **12** ist zwischen den Reibplatten **11** und **11'** und der keilverzahnten Nabe **3** ausgebildet. Ferner ist der vierte Anschlag **14** zwischen den Reibplatten **11** und **11'** und dem Nabenflansch **6** ausgebildet. Darüber hinaus sind die Reibplatten **11** und **11'** in Reibeingriff mit dem Eingangsdrehelement **2** in der Drehrichtung mittels der Vorrichtung **13** großer Reibung. So angeordnet zwischen dem Eingangsdrehelement **2**, der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** bilden die Reibplatten **11** und **11'** eine Reibverbindungsvorrichtung **5**.

[0070] Nachfolgend werden die Beziehungen zwischen den Zwischenraumwinkeln θ1 bis θ4 der in Fig. 15 dargestellten Dämpfungsvorrichtung beschrieben. Die Zwischenraumwinkel werden hier beschrieben unter Betrachtung ausgehend von der keilverzahnten Nabe **3** hin zum Eingangsdrehelement **2** in der R2-Richtung. Der erste Zwischenraumwinkel θ1p des ersten Anschlags **9** ist der Winkelbereich, über welchen die ersten Federn **7** in der Drehrichtung zusammengedrückt werden, und der vierte Zwischenraumwinkel θ4p des zweiten Anschlags **10** ist der Winkelbereich, über welchen die zweiten Federn **8** in der Drehrichtung zusammengedrückt werden. Die Summe aus dem ersten Zwischenraumwinkel θ1p und dem vierten Zwischenraumwinkel θ4p ist der maximale Verdrehungswinkel der gesamten Kupplungsscheibenanordnung **1**, wenn diese als Dämpfungsvorrichtung in der positiven Richtung arbeitet. Der dritte Zwischenraumwinkel θ3p ist vorzugsweise gleich der Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1p und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2p. Daher existiert kein positivseitiger Zwischenraumwinkel der zweiten Stufe in der zweiten Stufe der positiven Seite zum Verhindern eines Arbeitens der Vorrichtung **13** großer Reibung, wenn winzige Torsionsschwingungen eingegeben werden.

[0071] Nachfolgend werden die Beziehungen zwischen Zwischenraumwinkeln θ1n bis θ4n der in Fig. 10 dargestellten Dämpfungsvorrichtung beschrieben. Die Zwischenraumwinkel werden hier beschrieben unter Betrachtung ausgehend von der keilverzahnten Nabe **3** hin zum Eingangsdrehelement **2** in der R1-Richtung. Der erste Zwischenraumwinkel θ1n des ersten Anschlags **9** ist der Winkelbereich, über welchen die ersten Federn **7** in der Drehrichtung zusammengedrückt werden, und der vierte Zwischenraumwinkel θ4n des zweiten Anschlags **10** ist der Winkelbereich, über welchen die zweiten Federn **8** in der Drehrichtung zusammengedrückt werden. Die Summe aus dem ersten Zwischenraumwinkel θ1n und dem vierten Zwischenraumwinkel θ4n ist der maximale Verdrehungswinkel der gesamten Kupplungsscheibenanordnung **1**, wenn diese als Dämpfungsvorrichtung in der negativen Richtung arbeitet. Der Wert, welcher erhalten wird, wenn die Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1n und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2n von dem dritten Zwischenraumwinkel θ3n subtrahiert wird, ist der Betrag eines negativseitigen Zwischenraumwinkels θACn der zweiten Stufe, wie in Fig. 18 dargestellt. Der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe verhindert ein Arbeiten der Vorrichtung **13** großer Reibung, wenn winzige Torsionsschwingungen eingegeben werden, während die Dämpfungsvorrichtung in der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik arbeitet. Der Betrag des negativseitigen Zwischenraumwinkels θACn der zweiten Stufe bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt 0,2 Grad, was viel kleiner ist als beim Stand der Technik; ein Winkel von 0,15 bis 0,25 Grad ist bevorzugt. Der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe kann auf einem hohen Genauigkeitsgrad gehalten werden, da er zwischen den Stiften **62**, welche als Befestigungselemente dienen, die in der Axialrichtung verlaufen, und Löchern **69** im Nabenflansch **6** gebildet wird. Folglich können kleine Winkel von weniger als 1 Grad erreicht werden. Es ist auch möglich, dass die Löcher **69** eine Form aufweisen, in welche ein Abschnitt eingekerbt wurde.

[0072] Die vorliegende Erfindung kann auch in einer Struktur verwendet werden, in welcher ein negativseitiger Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe zwischen der Reibplatte **11** und den zweiten Federn **8** vorgesehen ist. Wie in Fig. 15 dargestellt, ist die Vorrichtung **15** kleiner Reibung zwischen dem Eingangsdrehelement **2** und der keilverzahnten Nabe **3** vorgesehen. Die Vorrichtung **15** kleiner Reibung ist derart aufgebaut, dass ein Gleiten immer auftritt,

wenn das Eingangsdrehelement **2** und die keilverzahnte Nabe **3** relativ zueinander drehen. Bei diesem Ausführungsbeispiel umfasst die Vorrichtung **15** kleiner Reibung im Wesentlichen die erste Reibscheibe **79** und die dritte Reibscheibe **85**, jedoch ist es auch möglich, andere Elemente zu verwenden. Ferner ist es in Abhängigkeit von der Situation bevorzugt, dass das durch die Vorrichtung **15** kleiner Reibung erzeugte Hysterese-Drehmoment möglichst klein ist.

[0073] Nachfolgend ist die Wirkungsweise der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung **1** unter Verwendung einer Vielzahl von mechanischen Schaltbildern genau erläutert. Fig. 10 bis. **14** werden verwendet zum Erläutern der Wirkungsweise der Elemente sowie der Beziehungen zwischen den Elementen, wenn die keilverzahnte Nabe **3** in der R2-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** derart verdreht wird, dass die Dämpfungsvorrichtung auf der positiven Seite (rechte Seite in Fig. 20) der Torsionscharakteristik arbeitet. Fig. 15 bis Fig. 19 werden verwendet zum Erläutern der Wirkungsweise der Elemente und der Beziehungen zwischen den Elementen, wenn das Ausgangsdrehelement in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** derart verdreht wird, dass die Dämpfungsvorrichtung auf der negativen Seite (linke Seite in Fig. 20) der Torsionscharakteristik arbeitet.

[0074] Wie aus Fig. 10 ersichtlich, wird, wenn die keilverzahnte Nabe **3** in der R2-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 10 dargestellten Neutralzustand verdreht wird, das Eingangsdrehelement **2** in der R1-Richtung, das heißt, der Drehantriebsrichtung, bezüglich der keilverzahnten Nabe **3** verdreht. Fig. 11 zeigt den Zustand, welcher erhalten wird, wenn die keilverzahnte Nabe **3** um 3 Grad bezüglich des Eingangsdrehelements **2** in der R2-Richtung ausgehend von dem in Fig. 10 dargestellten Zustand gedreht wird. Während dieser Verschiebung werden die ersten Federn **7** in der Drehrichtung zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** zusammengedrückt, und es tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **15** kleiner Reibung auf, was zu einer Torsionscharakteristik mit niedriger Steifigkeit und niedrigem Hysterese-Drehmoment führt. Die Zwischenraumwinkel des ersten Anschlags **9** und des dritten Anschlags **12** verringern sich beide um 3 Grad. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** weiter ausgehend von dem in Fig. 11 dargestellten Zustand um 4,5 Grad bezüglich des Eingangsdrehelements **2** verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung der Vorrichtung in den in Fig. 12 dargestellten Zustand. Auch während dieser Verschiebung werden die ersten Federn **7** in der Drehrichtung zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** zusammengedrückt, und es tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **15** kleiner Reibung auf. In Fig. 12 berühren die keilverzahnte Nabe **3** und die Reibplatten **11** einander mittels des dritten Anschlags **12**, da die keilverzahnte Nabe über den vollen Bereich des zweiten Zwischenraumwinkels θ2p in der R2-Richtung ausgehend von dem in Fig. 10 dargestellten Neutralzustand verdreht wurde. Hier ist ein Zwischenraumwinkel, welcher gleich der Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1p des ersten Anschlags **9** und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2p des dritten Anschlags **12** ist, im ersten Anschlag **9** gesichert. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** um 0,5 Grad (θ1p – θ2p) in der R2-Richtung relativ zum Eingangsdrehelement **2** ausgehend von dem in Fig. 12 dargestellten Zustand verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung der Vorrichtung in den in Fig. 13 dargestellten Zustand. Während dieser Verschiebung tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **13** großer Reibung auf, und es wird ein großes Hysterese-Drehmoment erzeugt. Folglich wird ein Bereich einer niedrigen Steifigkeit und eines hohen Hysterese-Drehmoments am Ende des Bereichs einer niedrigen Steifigkeit und eines niedrigen Hysterese-Drehmoments gebildet. Dabei drehen die Reibplatten **11** und **11'** einstückig mit der keilverzahnten Nabe **3** und bewegen sich in der R2-Richtung bezüglich des Nabenflansches **6**. Anders ausgedrückt, bewegen sich die Stifte **62** in der R2-Richtung in den Löchern **69** und schlagen gegen die R2-Seite der Löcher **69** (Fig. 8) an. In Fig. 13 schlagen die Außenzähne **55** der keilverzahnten Nabe **3** und die Innenzähne **59** des Nabenflansches **6** im ersten Anschlag **9** gegeneinander an, und die Stifte **62** schlagen gegen die R2-Seiten der Löcher **69** im vierten Anschlag **14** an. So existiert kein Drehzwischenraum mehr zwischen den Reibplatten **11** und dem Nabenflansch **6**. In Fig. 13 können die ersten Federn **7** nicht weiter zusammengedrückt werden, da die Zähne des ersten Anschlags **9** gegeneinander anschlagen. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** noch weiter in der R2-Richtung ausgehend von dem in Fig. 13 dargestellten Zustand relativ zum Eingangsdrehelement **2** verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung der Vorrichtung in den in Fig. 14 dargestellten Zustand. Während dieser Verschiebung drückt der Nabenflansch **6** die zweiten Federn **8** gegen das Eingangsdrehelement **2** zusammen. Hier wird Reibung in der Vorrichtung **13** großer Reibung erzeugt, da ein Gleiten zwischen den Reibplatten **11** und dem Eingangsdrehelement **2** auftritt. Folglich wird eine Charakteristik mit hoher Steifigkeit und hohem Hysterese-Drehmoment erhalten.

[0075] Bei diesem Winkel in der zweiten Stufe existiert kein zwischen den Reibplatten **11** und dem Nabenflansch **6** gesicherter Drehzwischenraum. Folglich wirkt, wenn die Torsionsschwingungen eingegeben werden, die Federkraft der zweiten Federn **8** auf die Reibplatten **11** unmittelbar bei einer Ausdehnung der zweiten Federn **8** ausgehend von deren zusammengedrückten Zustand und bewirken ein Auftreten eines Gleitens in der Vorrichtung **13** großer Reibung.

[0076] Nachfolgend wird die Wirkungsweise der Dämpfungsvorrichtung für einen Fall erläutert, in wel-

chem die keilverzahnte Nabe **3** in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 15 dargestellten Neutralzustand verdreht wird. In diesem Fall erfolgt ein Verdrehen des Eingangsdrehelements **2** in der R2-Richtung, das heißt, in der Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung, bezüglich der keilverzahnten Nabe **3**. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** um 1 Grad in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 15 dargestellten Zustand verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung der Vorrichtung in den in Fig. 16 dargestellten Zustand. Während dieser Verschiebung werden die ersten Federn **7** in der Drehrichtung zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** zusammengedrückt. Es tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **15** kleiner Reibung auf, was zu einer Charakteristik mit niedriger Steifigkeit und niedrigem Hysterese-Drehmoment führt. In Fig. 16 verringern sich die Zwischenraumwinkel sowohl des ersten Anschlags **9** als auch des dritten Anschlags **12** um 1 Grad. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** um 1 Grad weiter in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 16 dargestellten Zustand verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung in den in Fig. 17 dargestellten Zustand. Auch während dieser Verschiebung werden die ersten Federn **7** zwischen der keilverzahnten Nabe **3** und dem Nabenflansch **6** zusammengedrückt, und es tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **15** kleiner Reibung auf. In Fig. 17 berühren die keilverzahnte Nabe und die Reibplatten **11** und **11'** einander mittels des dritten Anschlags **12**, da die keilverzahnte Nabe über den Gradbereich des zweiten Zwischenraumwinkels θ2n in der R1-Richtung ausgehend von dem in Fig. 15 dargestellten Neutralzustand verdreht wurde. Hier ist ein Zwischenraumwinkel, welcher gleich der Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1n des ersten Anschlags **9** und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2n des dritten Anschlags **12** ist, im ersten Anschlag **9** gesichert. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** um 0,5 Grad (θ1n – θ2n) in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 17 dargestellten Zustand verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung in den in Fig. 18 dargestellten Zustand. Während dieser Verschiebung tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **13** großer Reibung auf, und es wird ein großes Hysterese-Drehmoment erzeugt. Folglich wird ein Bereich einer niedrigen Steifigkeit und eines hohen Hysterese-Drehmoments am Ende des Bereichs einer niedrigen Steifigkeit und eines niedrigen Hysterese-Drehmoments gebildet. Dabei drehen die Reibplatten **11** einstückig mit der keilverzahnten Nabe **3** und bewegen sich in Drehrichtung bezüglich des Nabenflansches **6**. Anders ausgedrückt, bewegen sich die Stifte **62** in der R1-Richtung in den Löchern **69**. In Fig. 18 berühren die keilverzahnte Nabe **3** und der Nabenflansch **6** einander im ersten Anschlag **9**, so dass die ersten Federn **7** nicht weiter zusammengedrückt werden können. In dem in Fig. 18 dargestellten Zustand ist der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn (0,2 Grad) der zweiten Stufe im vierten Anschlag **14** (Fig. 9) gebildet. Wie erwähnt, ist der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe der Winkel, welcher erhalten wird, wenn die Differenz zwischen dem ersten Zwischenraumwinkel θ1n und dem zweiten Zwischenraumwinkel θ2n von dem dritten Zwischenraumwinkel θ3n subtrahiert wird. Wenn die keilverzahnte Nabe **3** noch weiter in der R1-Richtung bezüglich des Eingangsdrehelements **2** ausgehend von dem in Fig. 18 dargestellten Zustand verdreht wird, so erfolgt eine Verschiebung in den in Fig. 19 dargestellten Zustand. Während dieser Verschiebung werden die zweiten Federn **8** in der Drehrichtung zusammengedrückt, und gleichzeitig tritt ein Gleiten in der Vorrichtung **13** großer Reibung auf. Folglich wird eine Charakteristik mit hoher Steifigkeit und hohem Hysterese-Drehmoment erhalten. Da die Reibplatten **11** als einzige Einheit mit dem Nabenflansch **6** drehen, ist der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe während der Verschiebung von dem in Fig. 18 dargestellten Zustand zu dem in Fig. 19 dargestellten Zustand im vierten Anschlag **14** weiterhin gesichert. Wenn sich die Vorrichtung in dem in Fig. 19 dargestellten Zustand befindet und Torsionsschwingungen eingegeben werden, so erfolgt ein wiederholtes Ausdehnen der zweiten Federn **8** ausgehend von ihrem zusammengedrückten Zustand sowie ein wiederholtes Zurückkehren in ihren zusammengedrückten Zustand. Wenn sich die zweiten Federn **8** ausdehnen, so wirkt die Federkraft der zweiten Federn **8** nicht auf die Reibplatten **11** innerhalb des Bereichs von θACn, so dass ein Gleiten in der Vorrichtung **13** großer Reibung nicht auftritt. So dient der negativseitige Zwischenraumwinkel θACn der zweiten Stufe als eine Reibungsunterdrückungsvorrichtung, welche ein Auftreten eines Gleitens in der Vorrichtung **13** großer Reibung verhindert, wenn winzige Torsionsschwingungen auftreten, während die Dämpfungsvorrichtung in der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik arbeitet.

[0077] Nachfolgend werden Änderungen anhand der in Fig. 20 dargestellten Torsionskennlinien genau beschrieben, welche in der Torsionscharakteristik der Kupplungsscheibenanordnung **1** in Reaktion auf verschiedene Typen von Torsionsschwingungen auftreten. Wenn Torsionsschwingungen mit einer großen Amplitude, wie etwa Längsschwingungen des Fahrzeugs, auftreten, so schwankt die Dämpfungsvorrichtung wiederholt zwischen den zweiten Stufen auf der positiven Seite und der negativen Seite der Torsionscharakteristik. In einem solchen Fall werden die Längsschwingungen des Fahrzeugs durch das hohe Hysterese-Drehmoment der zweiten Stufen sofort gedämpft.

[0078] Nachfolgend sei ein Fall betrachtet, in welchem die Motorverbrennungsschwankungen ein Lie-

fern winziger Torsionsschwingungen an die Kupplungsscheibenanordnung **1** beispielsweise bei Verzögern des Fahrzeugs durch eine Motorbremsung bewirken. In diesem Fall können, wie in Fig. 21 dargestellt, die keilverzahnte Nabe **3** und das Eingangsdrehelement **2** innerhalb des Bereichs eines negativseitigen Zwischenraumwinkels θACn der zweiten Stufe relativ zueinander drehen, ohne dass die Vorrichtung **13** großer Reibung arbeitet. Das heißt, innerhalb der Grenzen eines Zwischenraumwinkels θACn auf der Torsionskennlinie arbeiten die zweiten Federn **8**, jedoch gleitet die Vorrichtung **13** großer Reibung nicht. Innerhalb des Bereichs von Verdrehungswinkeln, dargestellt durch θACn, wird ein Hysterese-Drehmoment H_{AC} erhalten, welches kleiner ist als ein Hysterese-Drehmoment H_2 der zweiten Stufe. Es ist bevorzugt, dass das Hysterese-Drehmoment H_{AC} etwa ein Zehntel des Betrags des Hysterese-Drehmoment H_2 beträgt. So kann aufgrund der Tatsache, dass ein Drehzwischenraum, welcher ein Arbeiten der Vorrichtung **13** gorßer Reibung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert, auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik vorgesehen ist, die Spitze verringert werden, welche bei der Resonanzdrehzahl auftritt, wenn Motorverbrennungsschwankungen infolge einer Verzögerung durch eine Motorbremsung auftreten.

[0079] Ein Drehzwischenraum, welcher ein Arbeiten einer Vorrichtung **13** großer Reibung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert, wurde nicht auf der positiven Seite der Torsionscharakteristik vorgesehen. Folglich tritt eine Verschlechterung des Geräusch- und Schwingungsverhaltens in der Nähe der Resonanzdrehzahl beim FF-Fahrzeug nicht auf, wo eine Resonanzspitze häufig im Bereich praktischer Motordrehzahlen bleibt. So wird das Geräusch- und Schwingungsverhalten sowohl während einer Beschleunigung als auch während einer Verzögerung verbessert durch Sichern eines Drehzwischenraums, welcher ein Arbeiten der Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs lediglich auf einer Seite, das heißt, der positiven oder der negativen Seite der Torsionscharakteristik verhindert.

[0080] Die Dämpfungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung kann auf Vorrichtungen angewandt werden, welche von Kupplungsscheibenanordnungen verschieden sind. Beispielsweise kann sie auf eine Dämpfungsvorrichtung angewandt werden, welche zwei Schwungräder in einer Drehrichtung elastisch verbindet.

[0081] Nachfolgend ist ein Arbeitsbeispiel beschrieben.

[0082] Der Geräuschpegel wurde für einen Fall verglichen, in welchem die Dämpfungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung in einem FF-Fahrzeug verwendet wurde, und für einen Fall, in welchem eine Dämpfungsvorrichtung mit einer anderen Struktur in einem FF-Fahrzeug verwendet wurde.

(1) Schwingungspegel während einer Beschleunigung

[0083] Der obere Graph von Fig. 22 zeigt die Änderung der Getriebedrehzahländerung, dargestellt durch ΔNM, bezüglich der Motordrehzahl, dargestellt durch NE, bei einem Beschleunigen mit einer weit geöffneten Drosselklappe im vierten Gang. Der untere Graph von Fig. 22 zeigt die Änderung des Übertragungsverhältnisses, dargestellt durch ΔNM/ΔNE, bezüglich der Motordrehzahl (NE) bei einem Beschleunigen mit weit geöffneter Drosselklappe im vierten Gang. Die dicke Strichlinie auf dem Graphen stellt die Änderung der Motordrehzahl dar und die Zweipunktstrichlinie stellt eine herkömmliche Struktur dar (das heißt, eine Struktur, bei welcher ein Drehzwischenraum, welcher einen sehr kleinen Verdrehungswinkel einnimmt, auf der positiven Seite der Torsionscharakteristik ausgebildet ist). Bei der herkömmlichen Struktur erscheint eine große Resonanzspitze in der Nähe einer Motordrehzahl von 2000 UPM, was anzeigt, dass ein hoher Geräuschpegel auftritt.

[0084] Ein erstes Arbeitsbeispiel und ein zweites Arbeitsbeispiel einer erfindungsgemäßen Struktur (das heißt, einer Struktur, bei welcher ein Drehzwischenraum, der einen sehr kleinen Verdrehungswinkel einnimmt, nicht auf der positiven Seite der Torsionscharakteristik ausgebildet ist, sondern auf der negativen Seite existiert) sind mittels einer Einpunktstrichlinie bzw. einer Volllinie dargestellt. Bei der Struktur des ersten Arbeitsbeispiels (Einpunktstrichlinie) ist das Hysterese-Drehmoment verhältnismäßig klein, und die Spitze am Resonanzpunkt ist kleiner als die der herkömmlichen Struktur. So ist, wie im unteren Graphen von Fig. 22 dargestellt, das Übertragungsverhältnis überall **1** oder weniger, mit Ausnahme des Resonanzpunkts. Selbst am Resonanzpunkt ist jedoch das Übertragungsverhältnis kleiner das der herkömmlichen Struktur. Bei der Struktur des zweiten Arbeitsbeispiels (Volllinie) ist das Hysterese-Drehmoment verhältnismäßig groß und die Spitze am Resonanzpunkt verschwindet beinahe, so dass die Getriebedrehzahländerung beinahe mit der Motordrehzahländerung übereinstimmt. Folglich ist, wie im unteren Graphen von Fig. 20 dargestellt, das Übertragungsverhältnis gleich **1** oder weniger über beinahe den gesamten Verlauf und beträgt annähernd **1** oder weniger selbst in der Nähe des Resonanzpunkts.

[0085] Daher kann, verglichen mit einer herkömmlichen Struktur, eine erfindungsgemäße Struktur die Änderung der Getriebedrehzahl, das heißt, den Geräuschpegel, während einer Beschleunigung in einem FF-Fahrzeug stark verringern.

(2) Schwingungspegel während einer Verzögerung

[0086] Der obere Graph von Fig. 23 zeigt die Änderung der Getriebedrehzahländerung (ΔNM) bezüglich der Motordrehzahl (NE) bei einem Verzögern mit vollständig geschlossener Drosselklappe im vierten Gang. Der untere Graph von Fig. 23 zeigt die Änderung des Übertragungsverhältnisses (ΔNM/ΔNE) bezüglich der Motordrehzahl (NE) bei Verzögern mit einer vollständig geschlossenen Drosselklappe im vierten Gang. Die dicke Strichlinie auf dem Graphen stellt die Änderung der Motordrehzahl dar. Ein erstes Arbeitsbeispiel und ein zweites Arbeitsbeispiel einer Struktur, bei welcher ein Drehzwischenraum, der einen sehr kleinen Verdrehungswinkel einnimmt, nicht auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik ausgebildet ist, sind mittels einer Einpunktstrichlinie bzw. einer Volllinie dargestellt. Die Struktur des ersten Arbeitsbeispiels (Einpunktstrichlinie) weist ein verhältnismäßig kleines Hysterese-Drehmoment auf, und die Struktur des zweiten Arbeitsbeispiels (Volllinie) weist ein verhältnismäßig großes Hysterese-Drehmoment auf. Bei beiden Arbeitsbeispielen ist die Getriebedrehzahländerung etwas kleiner bezüglich der Motordrehzahländerung.

[0087] Die Zweipunktstrichlinie stellt eine erfindungsgemäße Struktur dar und weist einen Drehzwischenraum auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik auf, welcher einen sehr kleinen Verdrehungswinkel einnimmt. Bei dieser Struktur wird die Getriebedrehzahländerung bezüglich der Motordrehzahländerung stark verringert. Anders ausgedrückt, das Übertragungsverhältnis wird im Vergleich zu herkömmlichen Strukturen stark verringert. Die Verringerung ist besonders ausgeprägt zwischen 2000 und 4000 UPM. Daher kann, verglichen mit anderen Strukturen, die erfindungsgemäße Struktur die Drehzahländerung des Getriebes, das heißt, den Geräuschpegel, während eines Verzögerns in einem FF-Fahrzeug stark verringern.

(3) Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

[0088] Basierend auf dem oben präsentierten Versuchsergebnissen unterdrückt die vorliegende Erfindung den Geräuschpegel während einer Verzögerung durch Sichern eines winzigen Drehzwischenraumwinkels auf der linken bzw. negativen Seite der Torsionscharakteristik in derselben Weise wie beim Stand der Technik und verringert bzw. beseitigt ebenfalls die während einer Beschleunigung auftretende Resonanzspitze durch Beseitigen des winzigen Drehzwischenraumwinkels auf der positiven Seite der Torsionscharakteristik, was ein Merkmal ist, welches sich vom Stand der Technik unterscheidet. Folglich wird das Geräusch- und Schwingungsverhalten sowohl während einer Beschleunigung als auch während einer Verzögerung verbessert, und es wird ein besseres Gesamtschwingungsdämpfungsverhalten erreicht.

[0089] Nachfolgend sind die Wirkungen der Erfindung beschrieben.

[0090] Eine erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung weist einen Drehzwischenraum zum Verhindern des Arbeitens der Reibungsvorrichtung lediglich auf einer Seite, das heißt, der positiven oder der negativen Seite, von deren Torsionscharakteristik auf. Daher kann das Geräusch- und Schwingungsverhalten sowohl bei einer Beschleunigung als auch bei einer Verzögerung verbessert werden durch Vorsehen eines Drehzwischenraums zum Verhindern des Arbeitens der Reibungsvorrichtung auf lediglich der positiven Seite oder der negativen Seite der Torsionscharakteristik in Übereinstimmung mit den spezifischen Eigenschaften des Fahrzeugs.

[0091] Die Ausdrücke bezüglich des Grades, wie etwa „im Wesentlichen", „etwa" und „annähernd", welche hier verwendet werden, bedeuten einen angemessenen Betrag einer Abweichung des modifizierten Ausdrucks, so dass das Endergebnis nicht wesentlich geändert wird. Diese Ausdrücke sollten betrachtet werden als Ausdrücke, welche eine Abweichung von mindestens +/– 5% des modifizierten Ausdrucks beinhalten, wenn diese Abweichung die Bedeutung des Wortes, welches sie modifiziert, nicht aufhebt.

[0092] Die Anmeldung beansprucht Priorität der japanischen Patentanmeldung Nr. 2001-67421. Die gesamte Offenbarung der japanischen Patentanmeldung Nr. 2001-67421 ist hierin durch Verweis enthalten.

[0093] Zusammenfassend betrifft die vorliegende Erfindung eine Kupplungsscheibenanordnung, welche ein Eingangsdrehelement **2**, eine keilverzahnte Nabe **3**, einen Dämpfungsabschnitt **4**, eine Reibungsvorrichtung **13** und eine Reibungsunterdrückungsvorrichtung umfasst. Der Dämpfungsabschnitt **4** umfasst zweite Federn **8** und eine Torsionscharakteristik mit einer positiven Seite entsprechend dem in einer Drehantriebsrichtung bezüglich der keilverzahnten Nabe **3** verdrehten Eingangsdrehelement **2** und einer negativen Seite entsprechend dem in einer entgegengesetzten Richtung verdrehten Eingangsdrehelement **2**. Die Reibungsvorrichtung **13** kann Reibung erzeugen, wenn das Eingangsdrehelement **2** und die keilverzahnte Nabe **3** eine Relativdrehung ausführen und die zweiten Federn **8** eine Federkraft ausüben. Die Reibungsunterdrückungsvorrichtung sichert einen Drehzwischenraum θACn auf lediglich der positiven oder der negativen Seite, wobei ein Wirken der zweiten Feder **8** auf die Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert wird.

[0094] Während lediglich ausgewählte Ausführungsbeispiele gewählt wurden, um die vorliegende Erfindung zu erläutern, ist es für Fachleute auf diesem Gebiet anhand der vorliegenden Offenbarung klar, dass verschiedene Änderungen und Abwandlungen daran vorgenommen werden können, ohne von dem Umfang der Erfindung, welcher in den beiliegenden Ansprüchen definiert ist, abzuweichen. Ferner dient die vorhergehende Beschreibung der erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiele lediglich der Veranschaulichung und hat nicht den Zweck, die Erfindung einzuschränken, welche durch die beiliegenden Ansprüche und deren Äquivalente definiert ist.

Patentansprüche

1. Dämpfungsvorrichtung, umfassend:
ein Eingangsdrehelement (**2**);
ein Ausgangsdrehelement (**3**), welches derart gestaltet ist, dass es relativ zum Eingangsdrehelement (**2**) dreht;
einen Dämpfungsabschnitt (**4**) mit
einem Federelement (**7**, **8**), welches derart gestaltet ist, dass es das Eingangsdrehelement (**2**) drehbar mit dem Ausgangsdrehelement (**3**) verbindet, und
einer Torsionscharakteristik mit einer positiven Seite entsprechend dem in einer Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements (**3**) verdrehten Eingangsdrehelement (**2**) und einer negativen Seite entsprechend dem in der Richtung entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung bezüglich des Ausgangsdrehelements (**3**) verdrehten Eingangsdrehelement (**2**);
eine Reibungsvorrichtung (**13**), welche derart gestaltet ist, dass sie Reibung erzeugt, wenn das Eingangsdrehelement (**2**) und das Ausgangsdrehelement (**3**) relativ zueinander drehen und das Federelement (**7**, **8**) eine Federkraft ausübt; und
eine einzige Reibungsunterdrückungsvorrichtung, welche derart gestaltet ist, dass sie einen Drehzwischenraum auf nur der positiven Seite oder nur der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung derart gestaltet ist, dass sie ein Wirken der Federkraft des Federelements (**7**, **8**) auf die Reibungsvorrichtung (**13**) innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert.

2. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung den Drehzwischenraum lediglich auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert.

3. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 2, wobei die Torsionscharakteristik ferner eine erste Stufe und eine zweite Stufe umfasst, wobei die zweite Stufe eine höhere Steifigkeit als die erste Stufe aufweist, und in dem Drehzwischenraum ein Hysterese-Drehmoment erhalten wird, welches kleiner ist als ein Hysterese-Drehmoment der zweiten Stufe.

4. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 3, wobei das Hysterese-Drehmoment des Drehzwischenraums etwa ein Zehntel des Hysterese-Drehmoments der zweiten Stufe beträgt.

5. Dämpfungsvorrichtung, umfassend:
ein Eingangsdrehelement (**2**);
ein Ausgangsdrehelement (**3**), welches derart angeordnet ist, dass es relativ zum Eingangsdrehelement dreht;
eine Dämpfungsvorrichtung (**4**) mit
einem Federelement (**8**), welches derart gestaltet ist, dass es das Eingangsdrehelement (**2**) drehbar mit dem Ausgangsdrehelement (**3**) verbindet, und
einer Torsionscharakteristik mit
einer positiven Seite entsprechend dem in einer Drehantriebsrichtung (R1) bezüglich des Ausgangsdrehelements (**3**) verdrehten Eingangsdrehelement (**2**),
einer negativen Seite entsprechend dem in einer Richtung (R2) entgegengesetzt zur Drehantriebsrichtung (R1) bezüglich des Ausgangsdrehelements (**3**) verdrehten Eingangsdrehelement (**2**),
einer ersten Stufe und
einer zweiten Stufe entsprechend dem zusammengedrückten Federelement, wobei die zweite Stufe eine höhere Steifigkeit als die erste Stufe aufweist und die zweite Stufe sowohl auf der positiven Seite als auch auf der negativen Seite existiert;
eine Reibungsvorrichtung (**13**), welche derart gestaltet ist, dass sie Reibung erzeugt, wenn das Eingangsdrehelement (**2**) und das Ausgangsdrehelement (**3**) relativ zueinander innerhalb der zweiten Stufe drehen und das Federelement eine Federkraft ausübt; und
eine einzige Reibungsunterdrückungsvorrichtung, welche derart gestaltet ist, dass sie einen Drehzwischenraum nur in der zweiten Stufe auf der positiven Seite oder nur der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung derart gestaltet ist, dass sie ein Wirken der Federkraft des Federelements auf die Reibungsvorrichtung (**13**) innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert.

6. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung den Drehzwischenraum lediglich in der zweiten Stufe auf der negativen Seite der Torsionscharakteristik sichert.

7. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei in dem Drehzwischenraum ein Hysterese-Drehmoment erhalten wird, welches kleiner ist als ein Hysterese-Drehmoment der zweiten Stufe, wobei das Hysterese-Drehmoment des Drehzwischenraums annähernd ein Zehntel des Hysterese-Drehmoments der zweiten Stufe beträgt.

8. Kupplungsscheibenanordnung, welche derart

gestaltet ist, dass sie ein Drehmoment von einem Motor überträgt und Schwingungen von einem Schwungrad dämpft, wobei die Kupplungsscheibenanordnung umfasst:
ein Eingangsdrehelement (**2**);
ein Ausgangsdrehelement (**3**), welches derart angeordnet ist, dass es relativ zum Eingangsdrehelement dreht;
einen Nabenflansch (**6**), welcher zwischen dem Eingangsdrehelement (**2**) und dem Ausgangsdrehelement (**3**) angeordnet ist;
ein erstes Federelement (**7**), welches derart gestaltet ist, dass es das Ausgangsdrehelement (**3**) elastisch mit dem Nabenflansch (**6**) in einer Drehrichtung verbindet, wobei das erste Federelement (**7**) derart gestaltet ist, dass ein Zusammendrücken in einer ersten Stufe einer Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehelement (**3**) und dem Eingangsdrehelement (**2**) erfolgt;
ein zweites Federelement (**8**), welches derart gestaltet ist, dass es das Eingangsdrehelement (**2**) elastisch mit dem Nabenflansch (**6**) in der Drehrichtung verbindet, wobei das zweite Federelement (**8**) derart gestaltet ist, dass ein Zusammendrücken in Reihe mit dem ersten Federelement (**7**) erfolgt, wobei das zweite Federelement (**8**) eine höhere Steifigkeit als das erste Federelement (**7**) aufweist und das zweite Federelement (**8**) derart gestaltet ist, dass ein Zusammendrücken in einer zweiten Stufe einer Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehelement (**3**) und dem Eingangsdrehelement (**2**) erfolgt;
eine Reibungsvorrichtung (**13**), welche derart gestaltet ist, dass sie Reibung erzeugt, wenn das Eingangsdrehelement (**2**) und das Ausgangsdrehelement (**3**) relativ zueinander innerhalb der zweiten Stufe drehen und das zweite Federelement (**8**) eine Federkraft ausübt; und
eine einzige Reibungsunterdrückungsvorrichtung, welche derart gestaltet ist, dass sie einen Drehzwischenraum nur in der zweiten Stufe auf einer positiven Seite oder nur der zweiten Stufe auf einer negativen Seite einer Relativdrehung zwischen dem Eingangsdrehelement (**2**) und dem Ausgangsdrehelement (**3**) sichert, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung derart gestaltet ist, dass sie ein Wirken einer Federkraft des zweiten Federelements (**8**) auf eine Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs verhindert.

9. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 8, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung den Drehzwischenraum lediglich in der zweiten Stufe auf der negativen Seite einer Relativdrehung zwischen dem Eingangsdrehelement (**2**) und dem Aungangsdrehelement (**3**) sichert.

10. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 9, wobei der Drehzwischenraum kleiner ist als 1 Grad.

11. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 10, wobei der Drehzwischenraum zwischen 0,15 und 0,25 Grad beträgt.

12. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 11, wobei der Drehzwischenraum 0,2 Grad beträgt.

13. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 9, wobei in dem Drehzwischenraum ein Hysterese-Drehmoment erhalten wird, welches kleiner ist als ein Hysterese-Drehmoment der zweiten Stufe.

14. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 13, wobei das Hysterese-Drehmoment des Drehzwischenraumwinkels etwa ein Zehntel des Hysterese-Drehmoments der zweiten Stufe beträgt.

15. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 9, wobei die Reibungsunterdrückungsvorrichtung ein im Nabenflansch (**6**) ausgebildetes Loch (**69**) und einen im Inneren des Lochs angeordneten Stift (**62**) umfasst, wobei der Stift derart gestaltet ist, dass er sich innerhalb des Lochs und relativ zum Loch bewegt.

16. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 15, wobei der Stift (**62**) an dem Eingangsdrehelement (**2**) befestigt ist.

17. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 16, wobei der Stift (**62**) und das Loch (**69**) in einer Radialrichtung kreisförmig sind.

18. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 17, wobei in einer Neutralposition der Kupplungsscheibenanordnung eine Kreismitte des Stifts (**62**) und eine Kreismitte des Lochs (**69**) sich in Radialrichtung in einem unausgerichteten Zustand befinden.

19. Kupplungsscheibenanordnung nach Anspruch 18, wobei in der Neutralposition der Kupplungsscheibenanordnung die Kreismitte des Stifts (**62**) sich näher an einer negativen Relativdrehungsseite des Lochs (**69**) befindet.

Es folgen 22 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig. 1

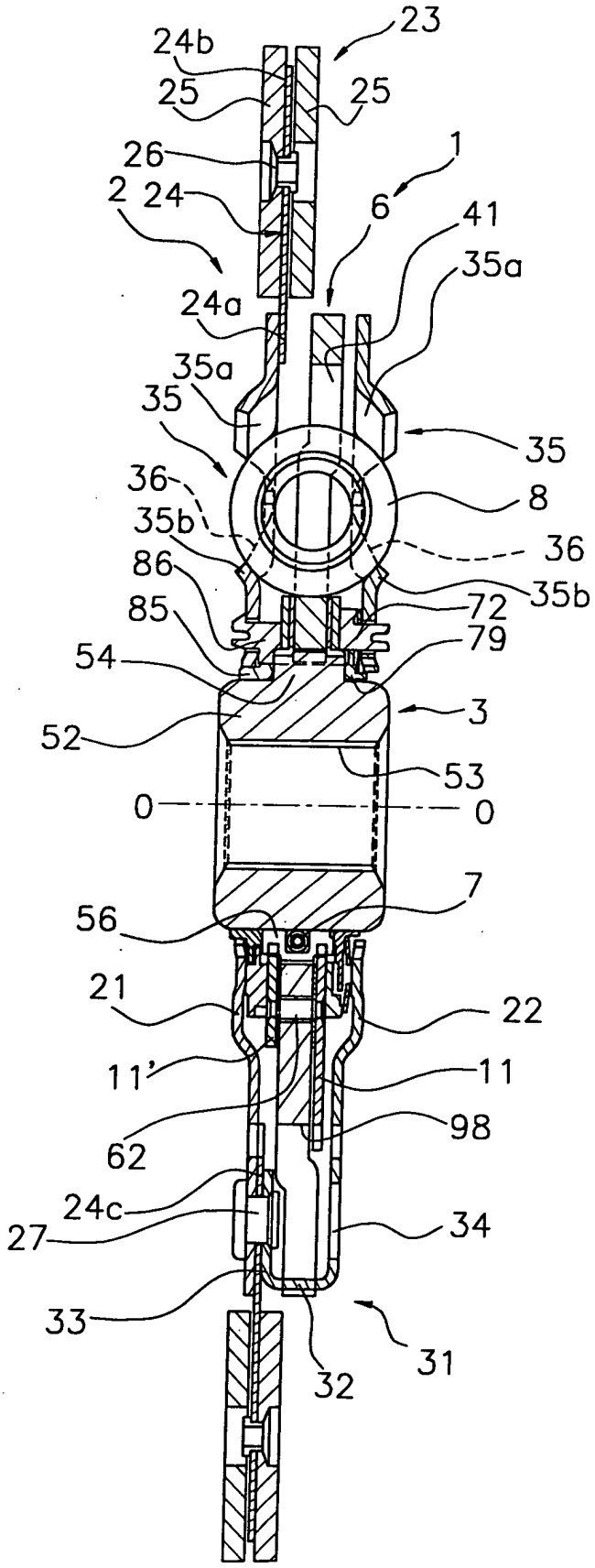


Fig. 2

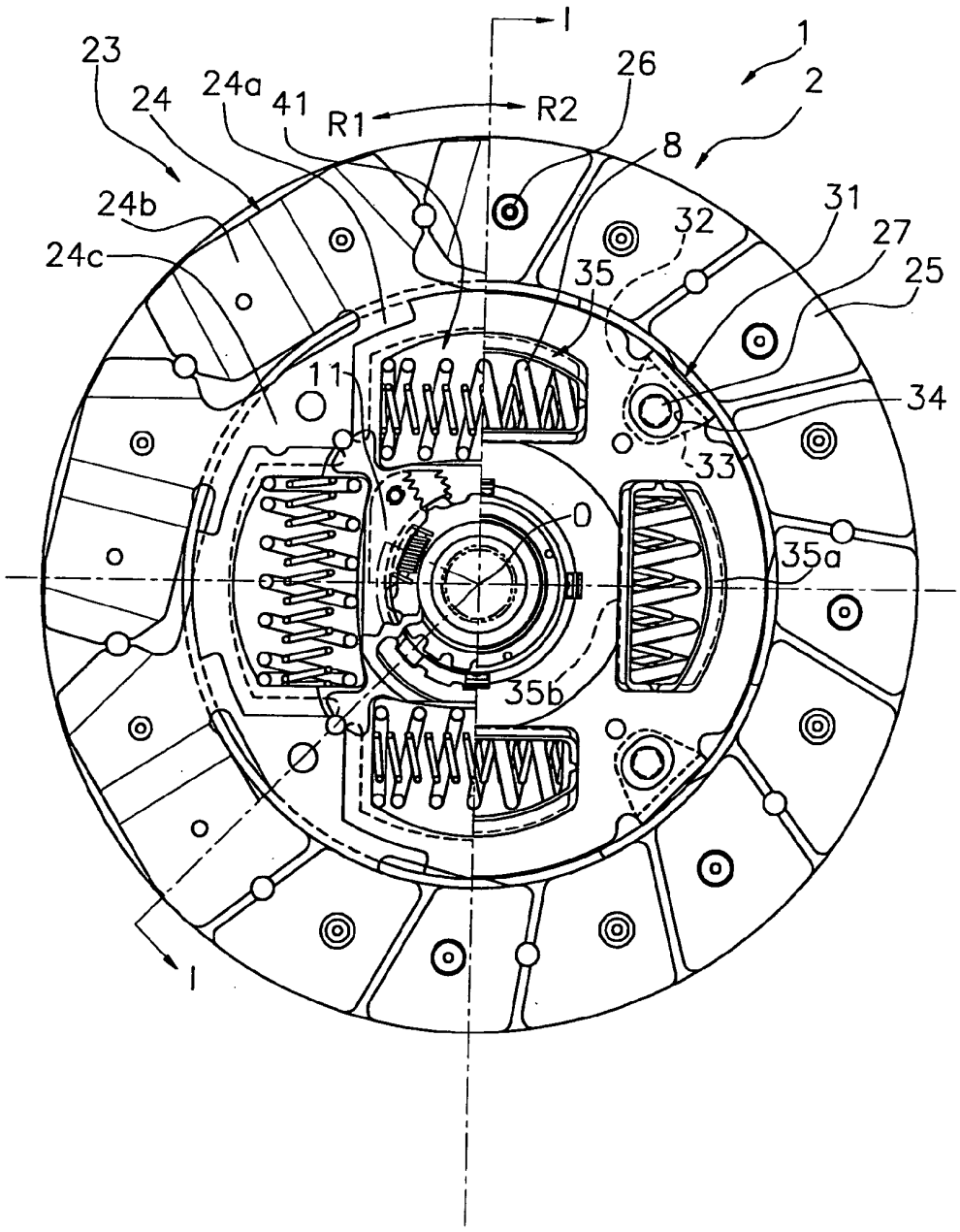


Fig. 3

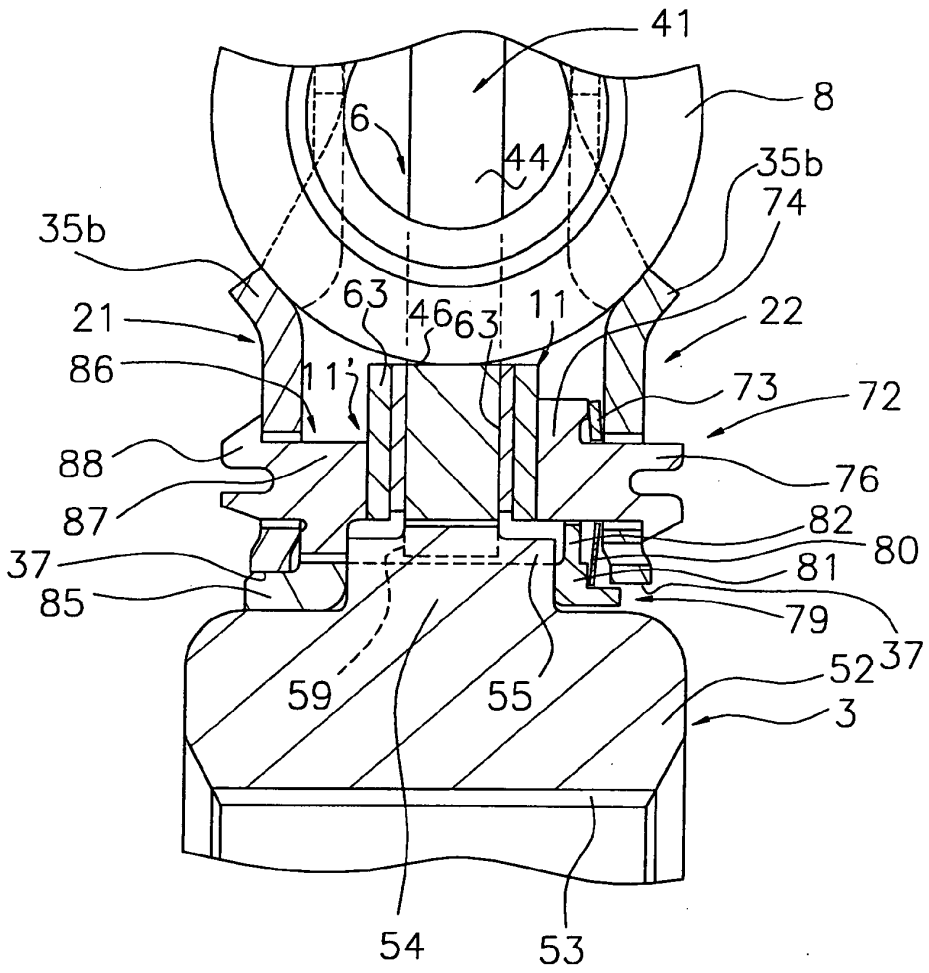

41
8
6
44
35b
74
35b
63
46
63
11
22
21
86
11'
73
72
88
76
87
82
80
37
81
85
79
37
52
59
55
3
54
53

Fig. 4

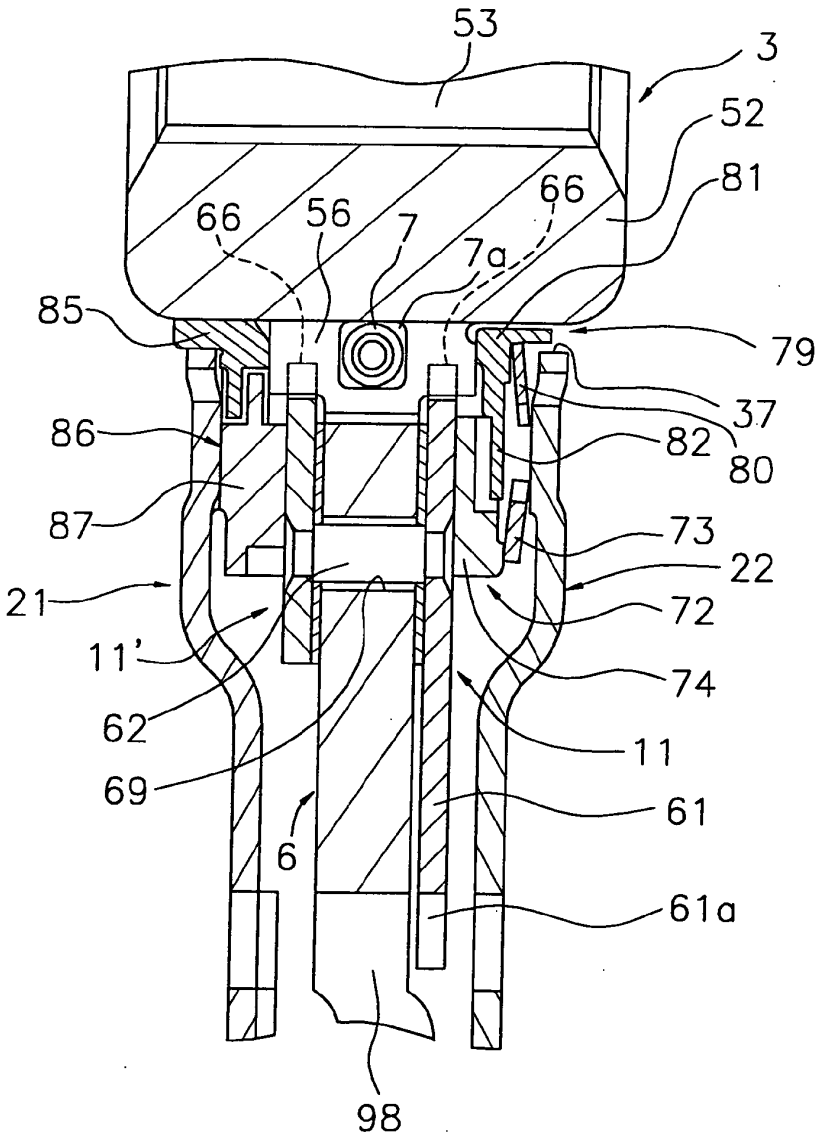

53
3
52
81
66
56
7
7a
66
85
79
37
86
82
80
87
73
22
21
72
11'
74
62
11
69
61
6
61a
98

Fig. 5

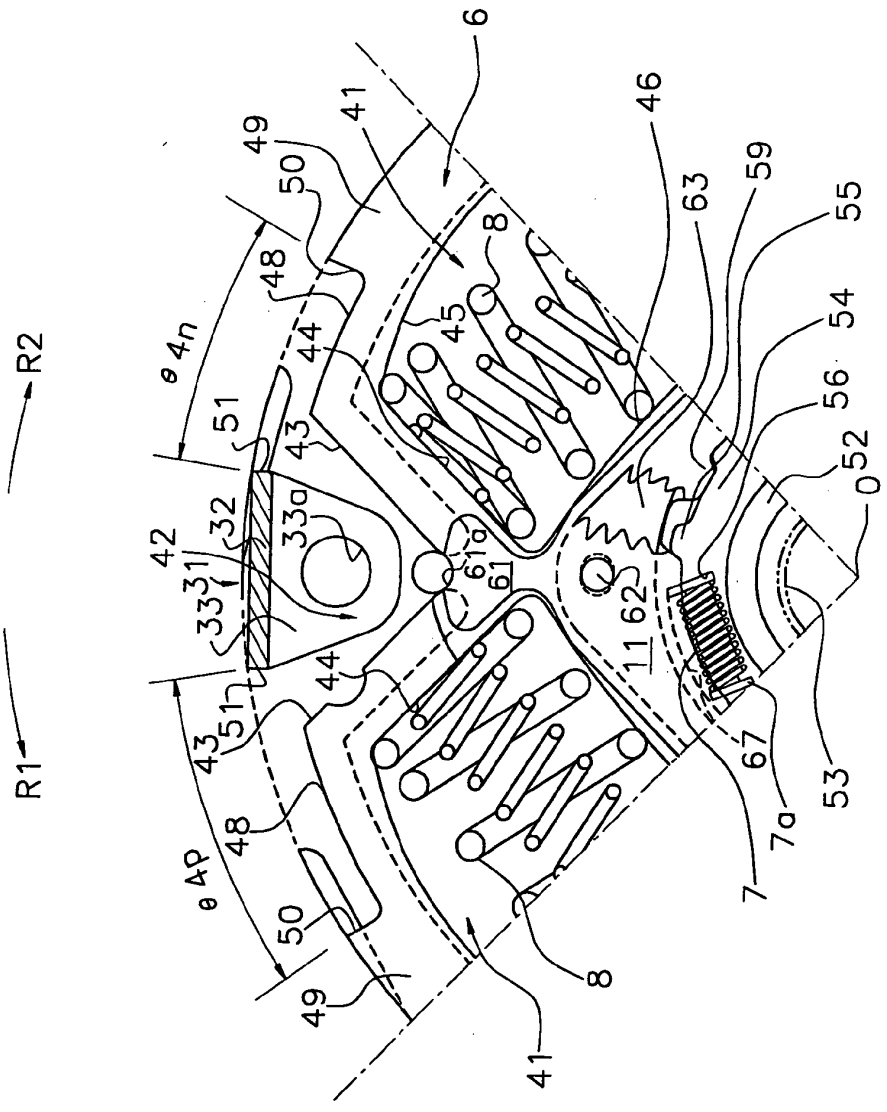

R2
R1
6
41
46
49
50
48
44
45
8
63
59
55
54
56
52
53
7a
7
67
51
43
32
33a
33
31
42
61a
61
62
11
θ4n
θ4P

Fig. 6

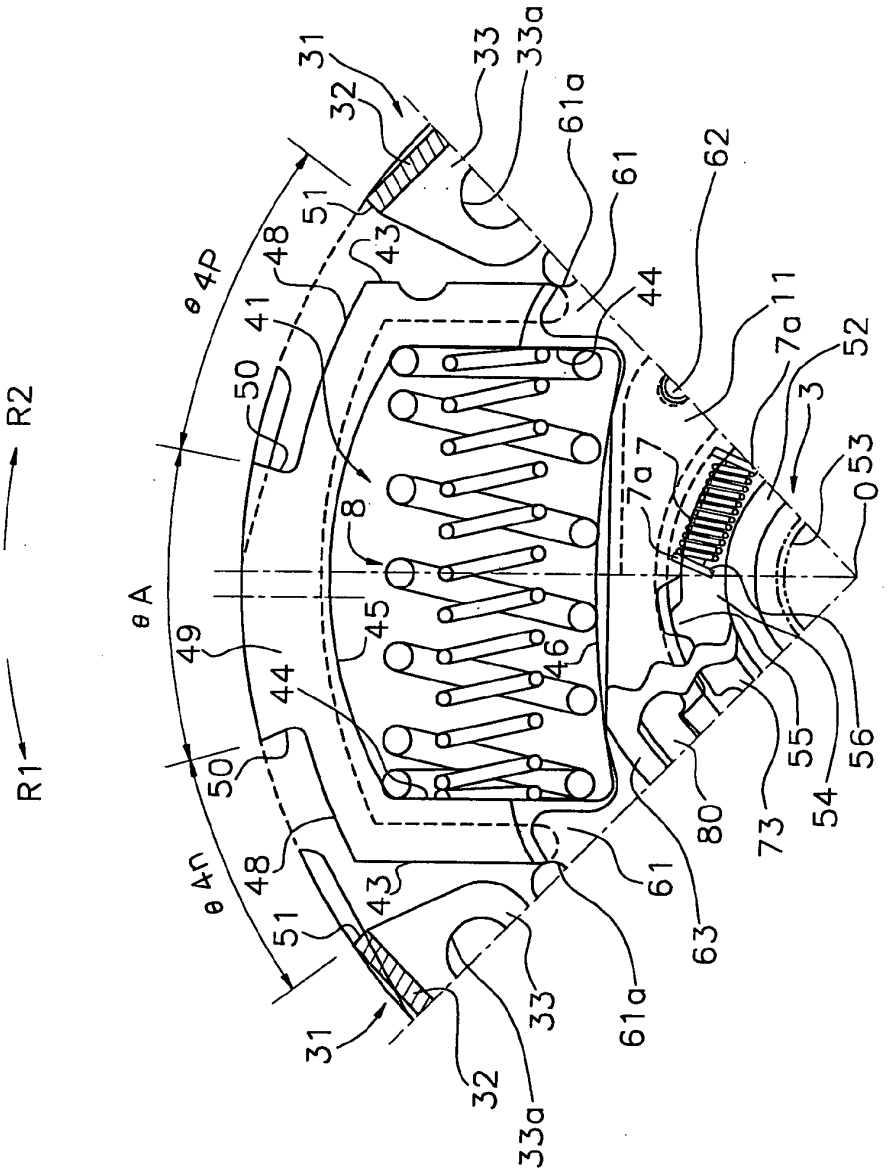

R2
R1
θ4p
θA
θ4n
31
32
33
33a
61a
61
62
51
48
43
44
41
50
11
7a
52
3
53
0
8
7
7a
45
46
49
44
50
48
43
51
31
33
61a
32
33a
61
63
80
73
54
55
56

Fig. 7

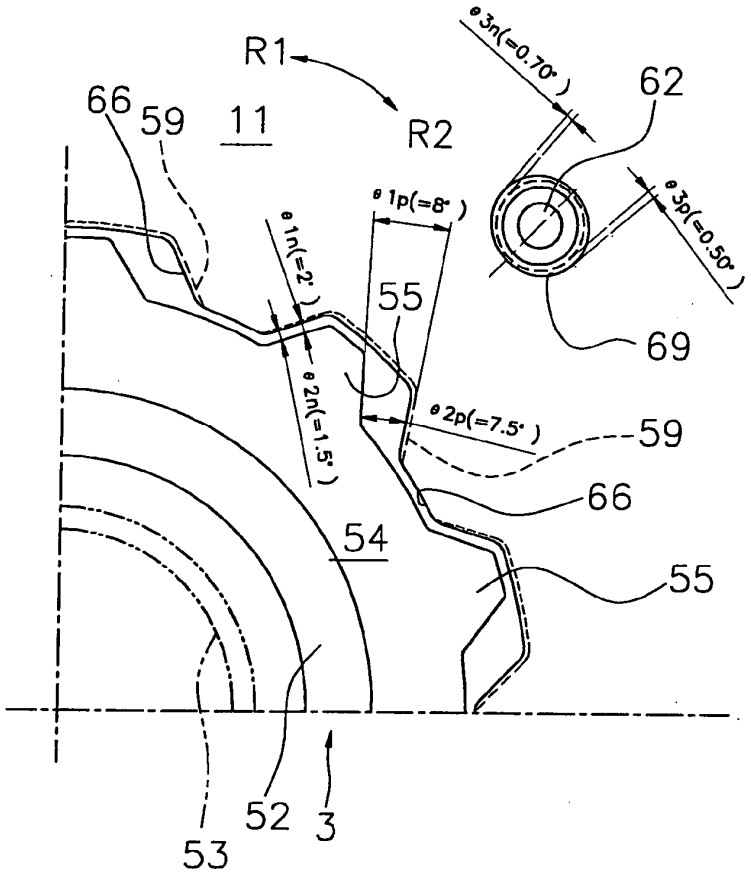

R1
R2
66
59
11
62
θ3n(=0.70°)
θ3p(=0.50°)
θ1p(=8°)
θ1n(=2°)
55
69
θ2p(=7.5°)
59
θ2n(=1.5°)
66
54
55
52
3
53

Fig. 8

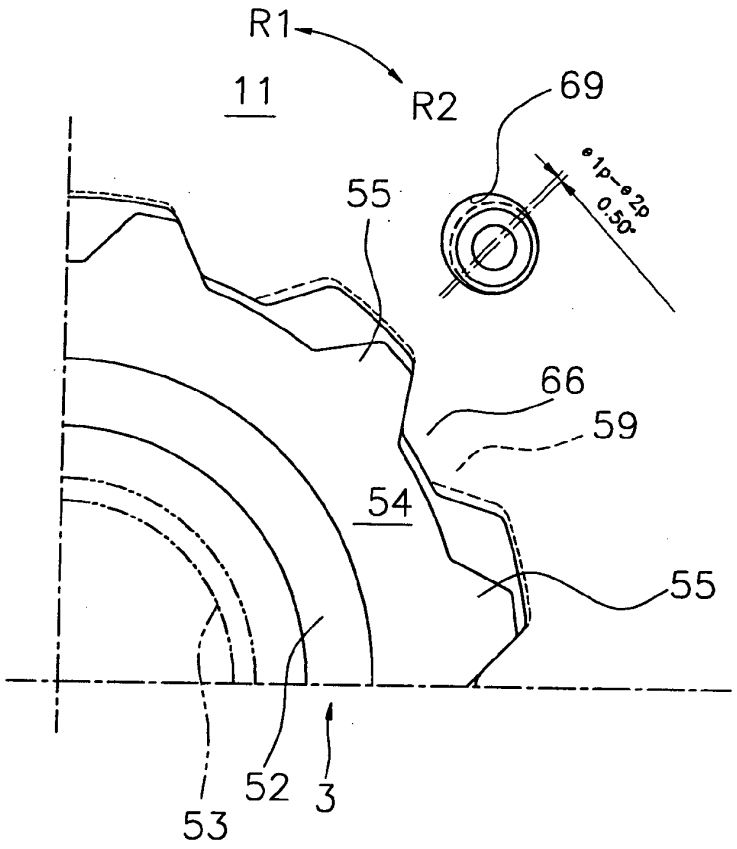
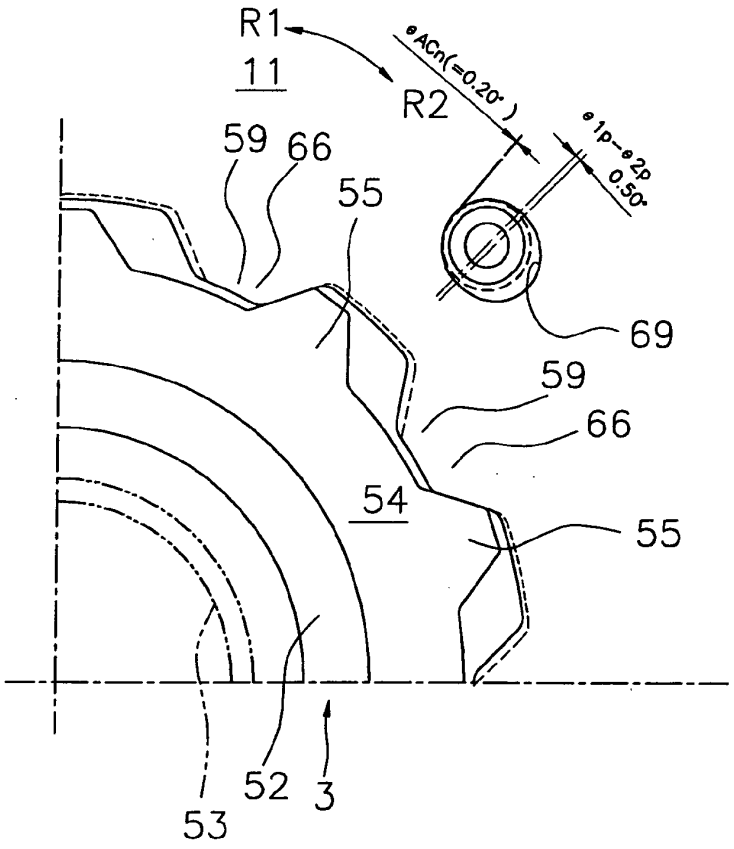


Fig. 9



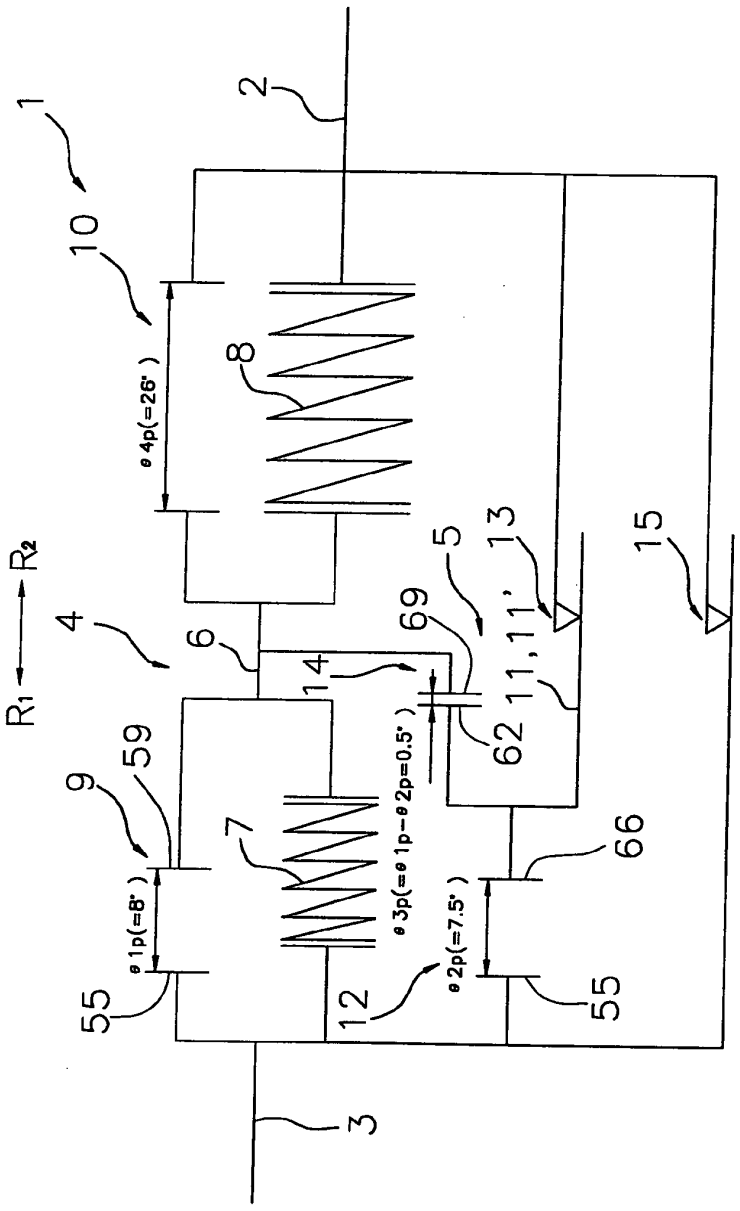

1
2
10
8
ø4p(=26°)
R1
R2
4
6
14
69
5
13
11, 11'
15
62
9
59
7
ø1p(=8°)
ø3p(=ø1p-ø2p=0.5°)
66
ø2p(=7.5°)
55
12
55
3

Fig. 10

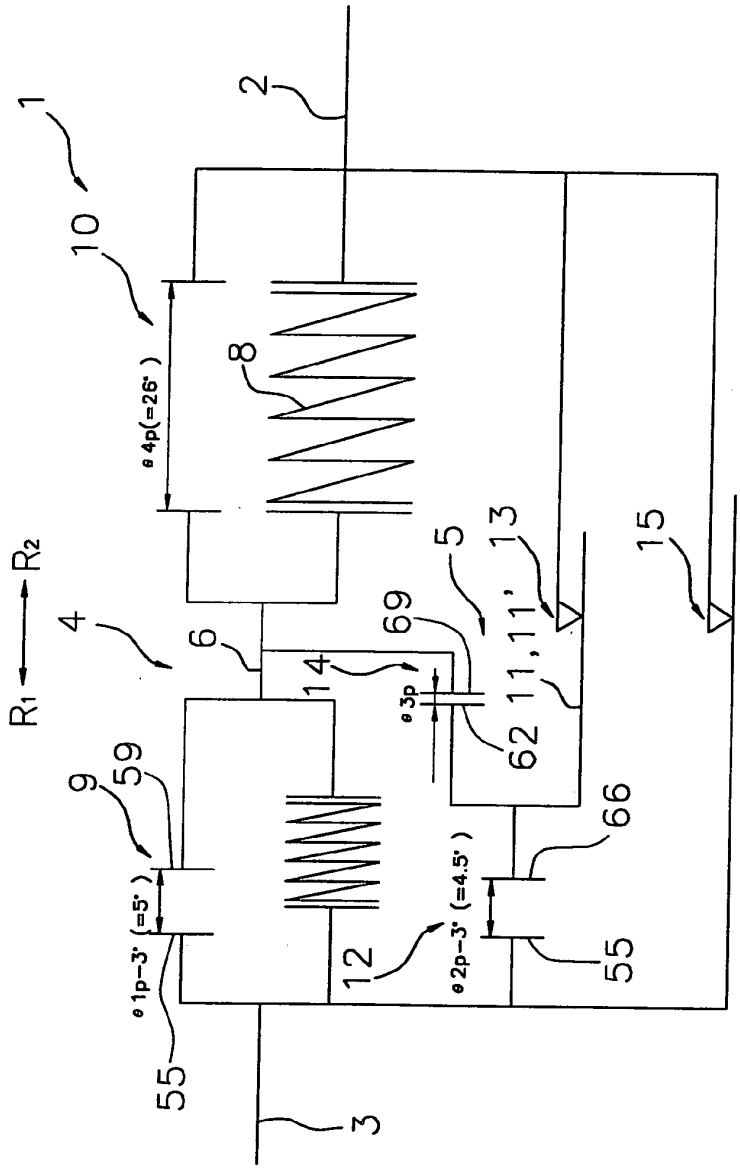

1
2
10
8
ø 4p(=26')
R1
R2
4
6
14
69
5
13
15
11, 11'
62
ø 3p
9
59
66
ø 1p-3' (=5')
ø 2p-3' (=4.5')
12
55
55
3

Fig. 11

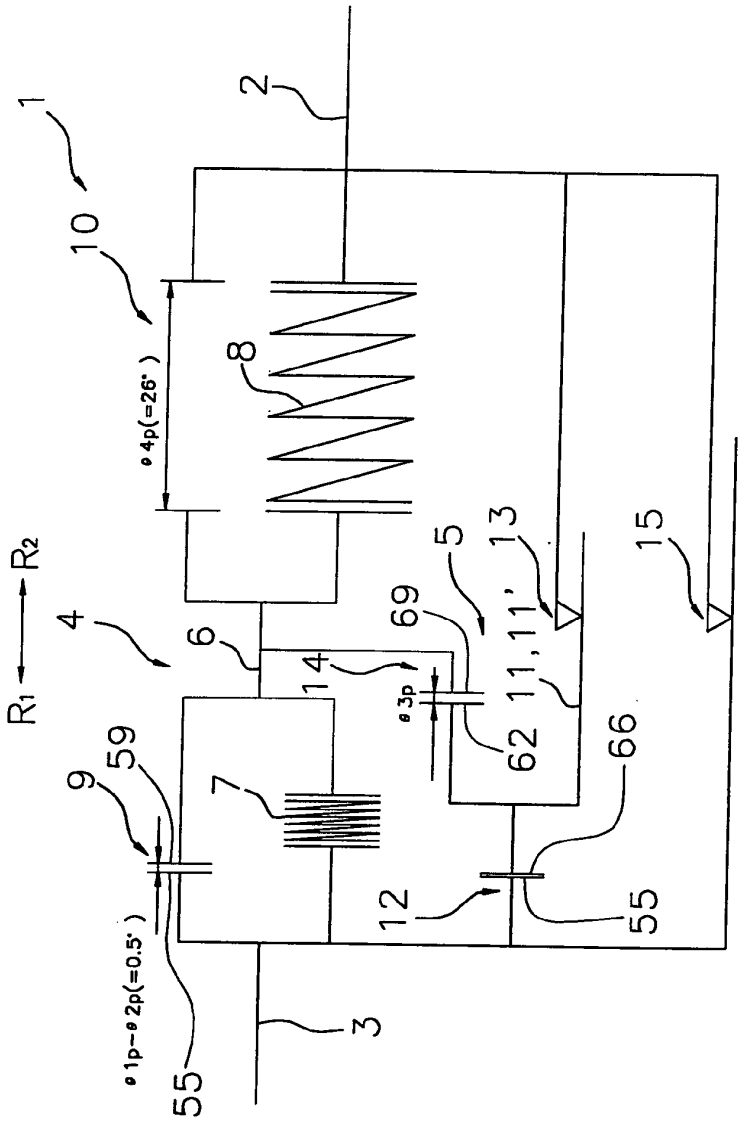

1
2
10
8
ø4p(=26°)
R1
R2
4
6
14
69
5
13
11, 11'
15
ø3p
62
66
9
59
7
12
55
ø1p-ø2p(=0.5°)
3
55

Fig. 12

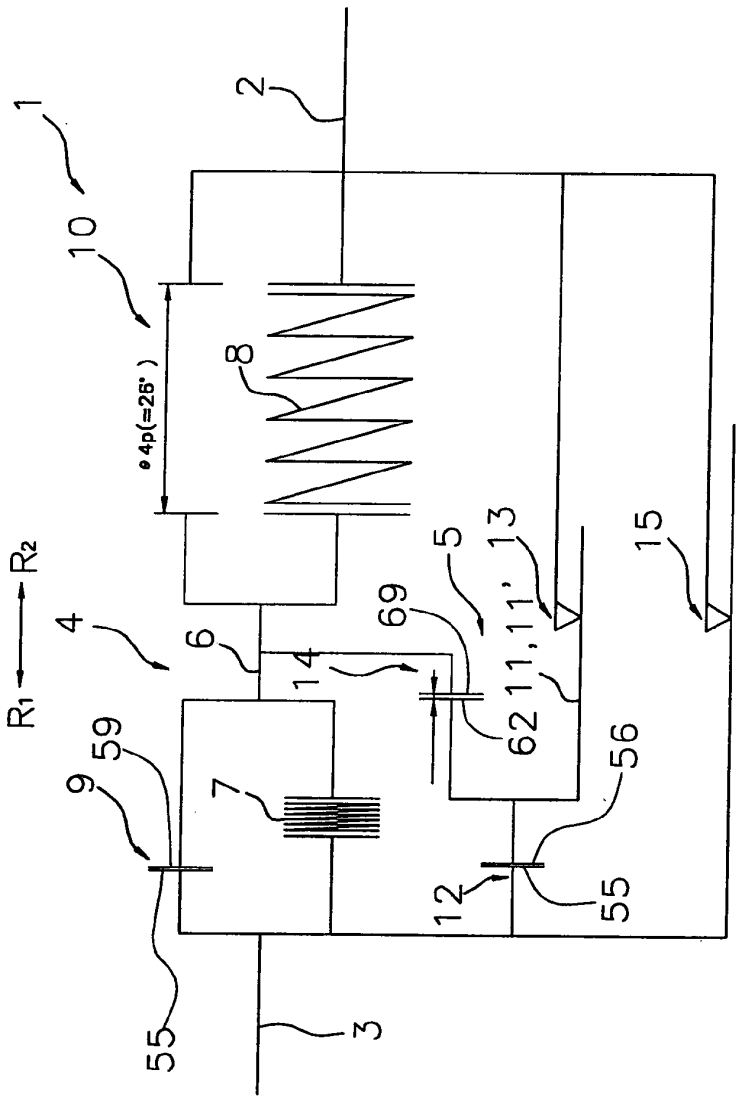


Fig. 13

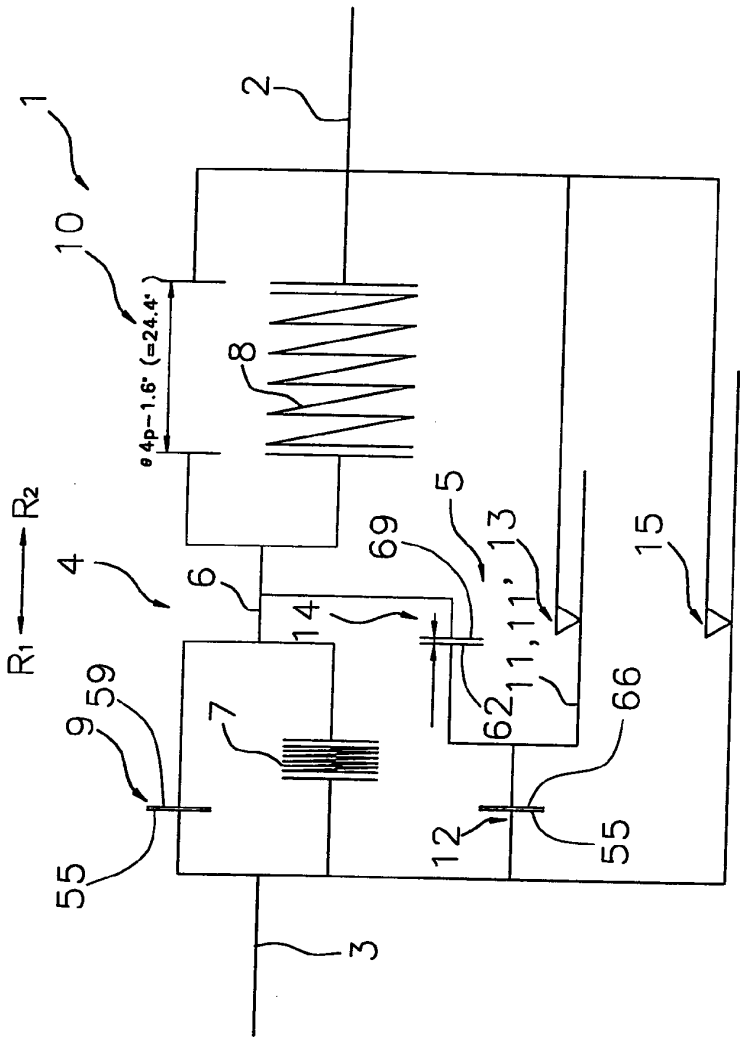


Fig. 14

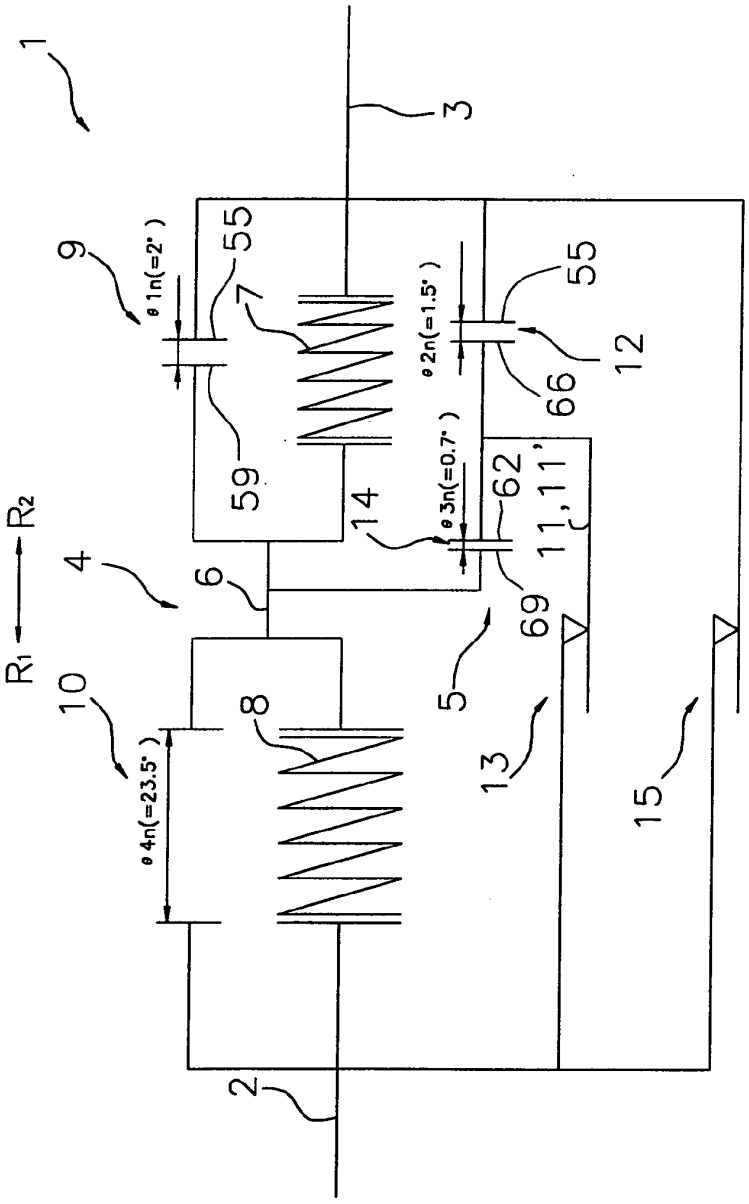

1
3
9
55
7
ø 1n(=2')
59
ø 2n(=1.5')
55
66
12
14
ø 3n(=0.7')
62
11, 11'
69
R1
R2
4
6
5
10
8
ø 4n(=23.5')
13
15
2

Fig. 15

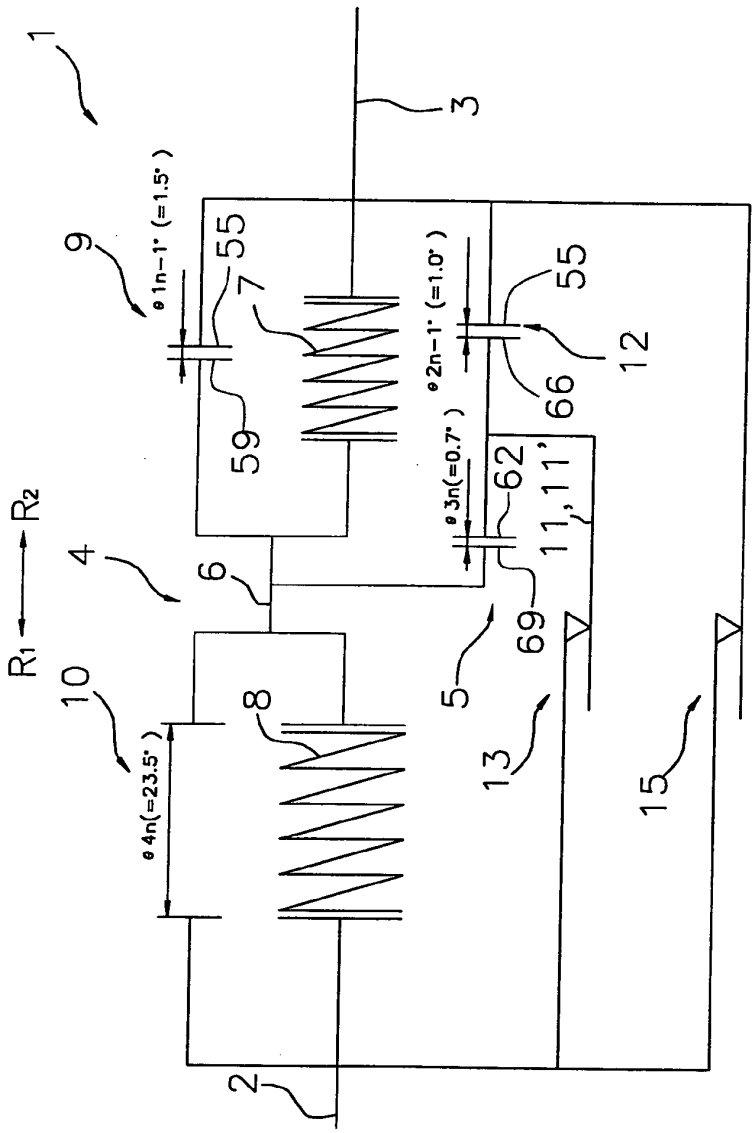

1
3
9
ø 1n-1' (=1.5')
55
7
59
ø 2n-1' (=1.0')
55
12
66
62
ø 3n(=0.7')
11, 11'
R2
R1
4
6
10
8
ø 4n(=23.5')
5
69
13
15
2

Fig. 16

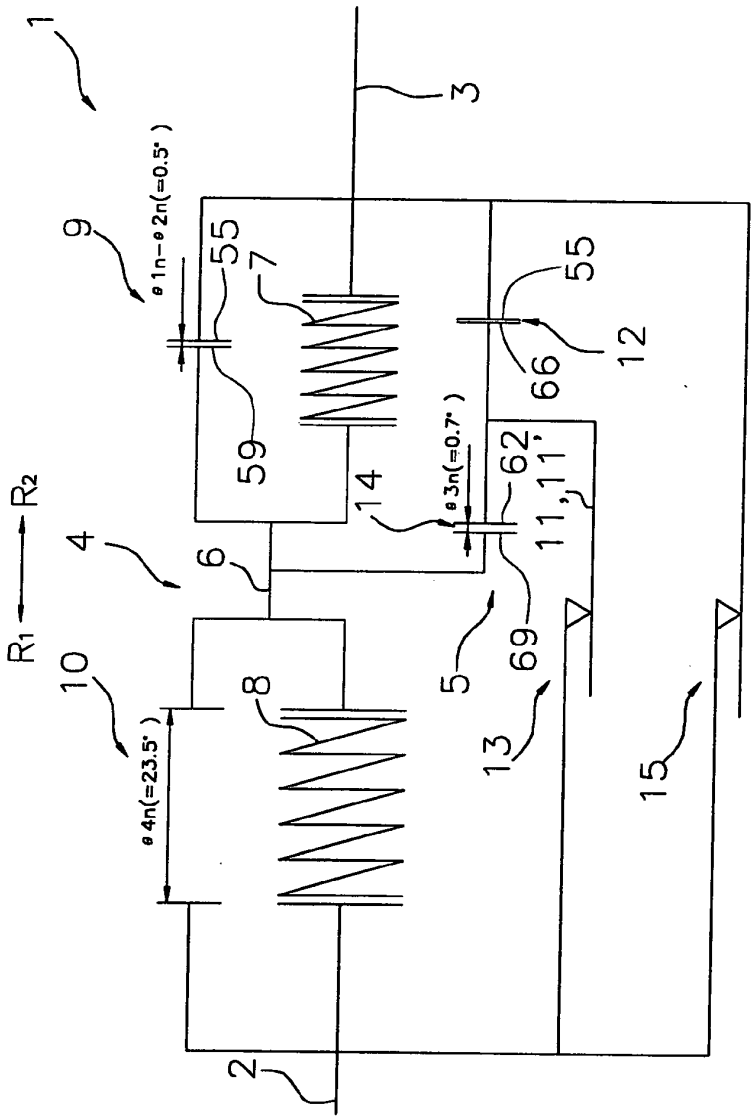

1
3
9
ø1n–ø2n(=0.5')
55
7
59
55
66
12
14
ø3n(=0.7')
62
11, 11'
R2
R1
4
6
10
8
ø4n(=23.5')
5
69
13
15
2

Fig. 17

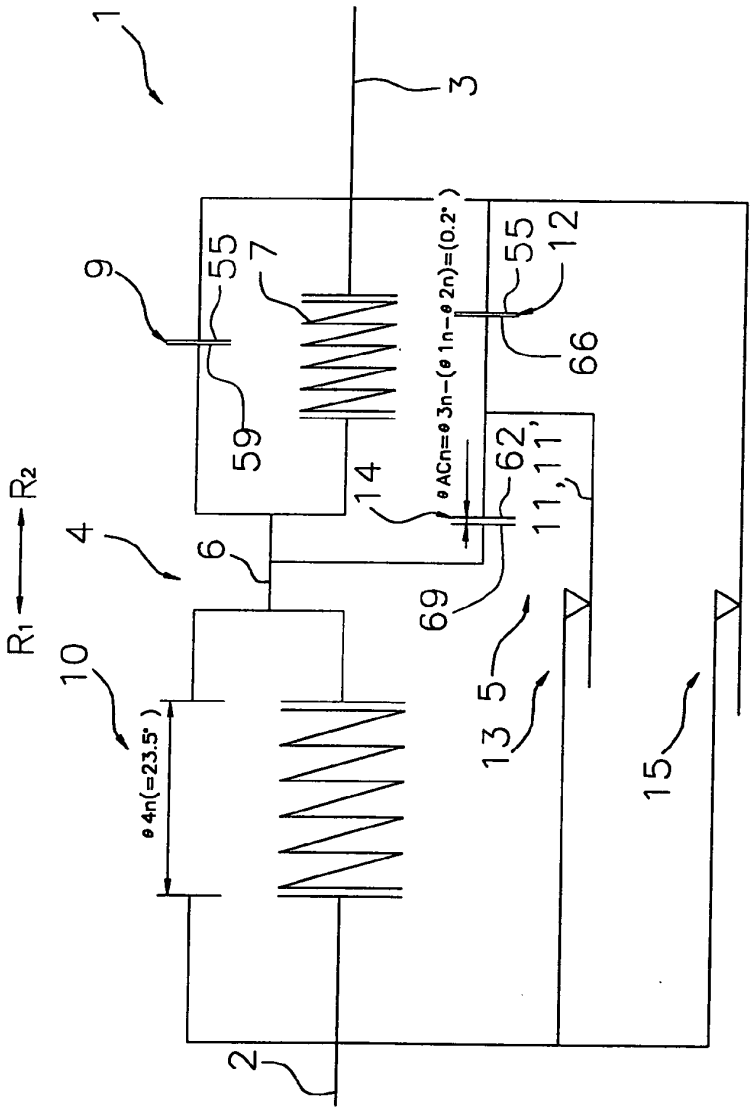

1
3
9
55
7
55
12
59
66
14
62
11, 11'
69
4
6
R2
R1
10
13
5
15
2
ø4n(=23.5°)
øACn=ø3n−(ø1n−ø2n)=(0.2°)

Fig. 18

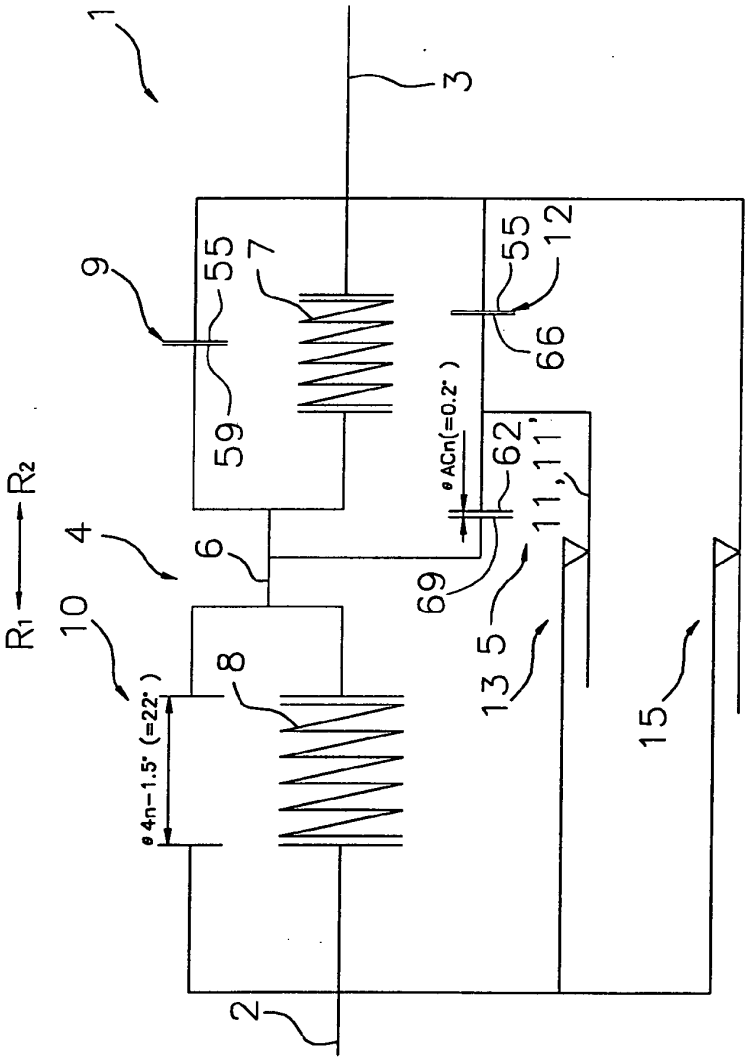

1
3
9
55
7
55
12
66
59
62
11, 11'
ø ACn(=0.2")
4
6
69
10
8
R1
R2
ø 4n-1.5" (=22")
13 5
15
2

Fig. 19

Fig. 20

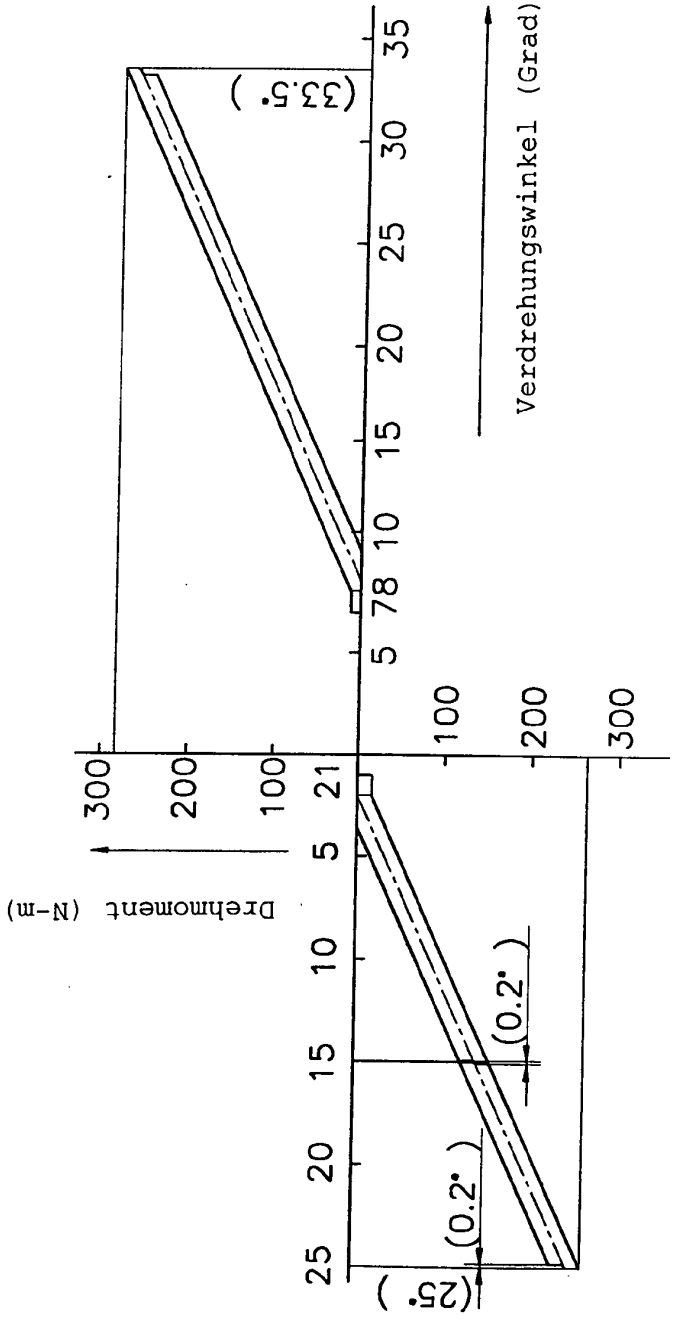

Drehmoment (N-m)
300
200
100
5
10
15
20
25
21
100
200
300
5 7 8 10 15 20 25 30 35
Verdrehungswinkel (Grad)
(25°)
(0.2°)
(0.2°)
(33.5°)

Fig. 21

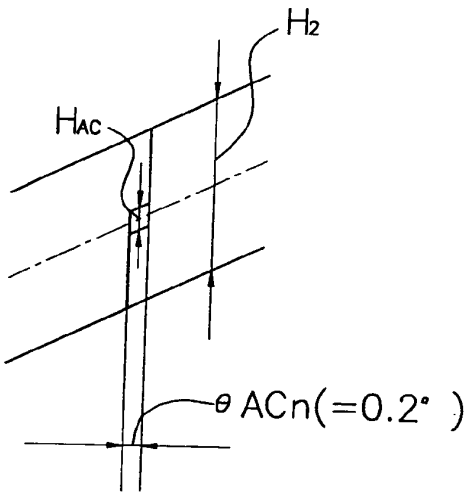

H2
HAC
θ ACn(=0.2°)

Fig. 22

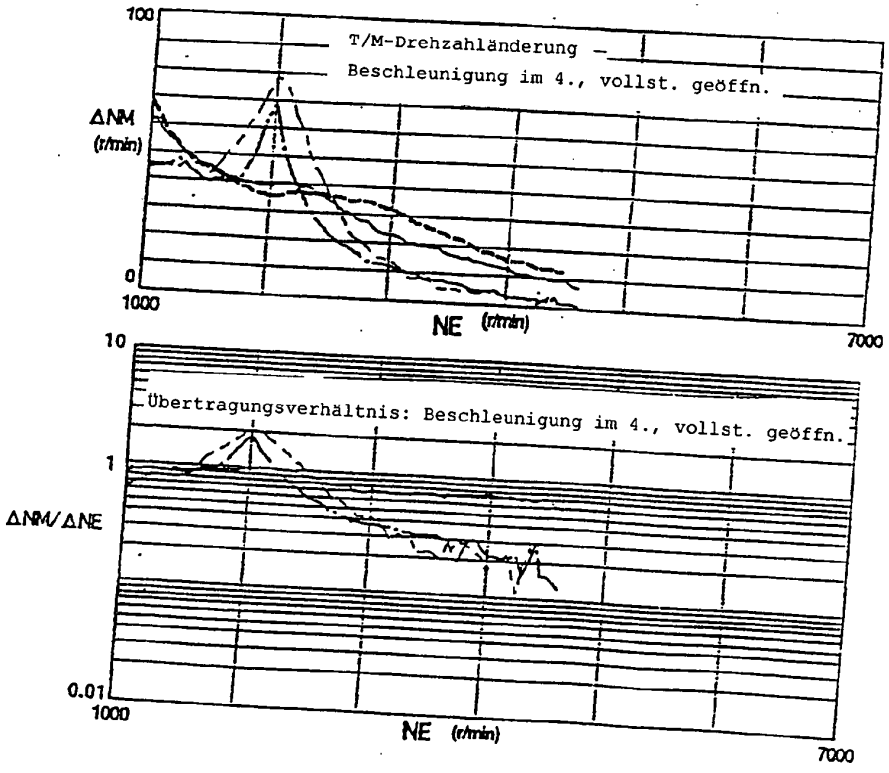
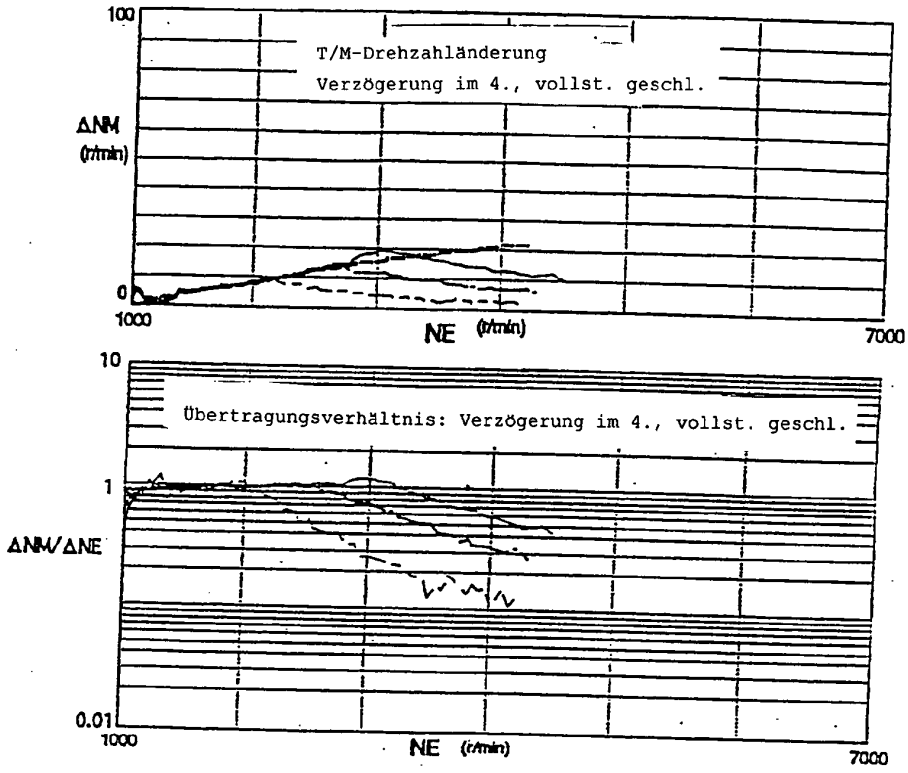

100
T/M-Drehzahländerung
Beschleunigung im 4., vollst. geöffn.
ΔNM
(r/min)
0
1000
NE (r/min)
7000
10
Übertragungsverhältnis: Beschleunigung im 4., vollst. geöffn.
1
ΔNM/ΔNE
0.01
1000
NE (r/min)
7000

Fig. 23


100
T/M-Drehzahländerung
Verzögerung im 4., vollst. geschl.
ΔNM
(r/min)
0
1000
NE (r/min)
7000
10
Übertragungsverhältnis: Verzögerung im 4., vollst. geschl.
1
ΔNM/ΔNE
0.01
1000
NE (r/min)
7000