(19) Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 197 29 421 B4** 2005.03.17

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **197 29 421.9**
(22) Anmeldetag: **09.07.1997**
(43) Offenlegungstag: **29.01.1998**
(45) Veröffentlichungstag der Patenterteilung: **17.03.2005**

(51) Int Cl.[7]: **F16F 15/134**

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden.

(30) Unionspriorität:
8-180942 10.07.1996 JP

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

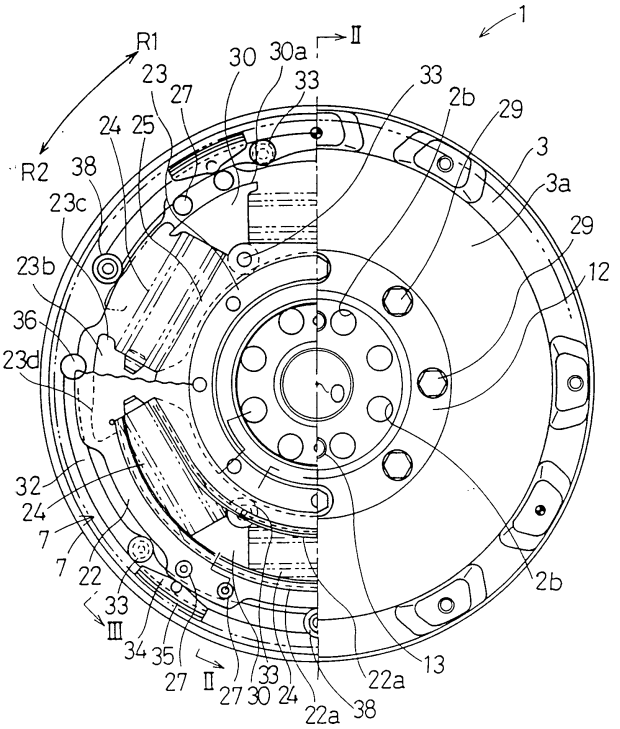
(74) Vertreter:
Hoefer, Schmitz, Weber, 82031 Grünwald

(72) Erfinder:
Kajitani, Koji, Neyagawa, Osaka, JP; Mizukami, Hiroshi, Neyagawa, Osaka, JP

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
FR 25 48 299
JP 5184-40 A

(54) Bezeichnung: **Schwungradanordnung**

(57) Hauptanspruch: Schwungradanordnung (1), mit:
– einem ersten Schwungrad (2),
– einem an das erste Schwungrad (2) angrenzend angeordneten zweiten Schwungrad (3), das gegenüber dem ersten Schwungrad begrenzt verdrehbar ist,
– einem zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad angeordneten elastischen Teil (24), das die relative Verdrehung zwischen den beiden Schwungrädern (2, 3) begrenzt, und
– einem an dem ersten Schwungrad (2) angebrachten Hebelmechanismus (7), der gegenüber dem ersten Schwungrad verschwenkbar und so ausgebildet ist, daß er infolge der Zentrifugalkraft von dem zweiten Schwungrad gelöst wird, wenn sich das erste und das zweite Schwungrad oberhalb eines bestimmten Drehzahlbereiches drehen,
– wobei bei einer bestimmten relativen Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad (2, 3) der Hebelmechanismus an einem Teil des zweiten Schwungrades (3) angreift, so daß eine weitere Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad verhindert wird, dadurch gekennzeichnet,
– daß der Hebelmechanismus...



Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Schwungradanordnung gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1.

[0002] Ein Schwungrad ist auf der Kurbelwelle eines Motors angebracht. Seine träge Masse dient dazu, die Drehschwingungen des Motors bei niedrigen Drehgeschwindigkeiten zu verringern. Auf dem Schwungrad sind ferner üblicherweise ein Zahnkranz für den Anlasser, eine Kupplung u.dgl. angebracht.

[0003] Eine unterteilte Schwungradanordnung mit einem ersten und einem zweiten Schwungrad und einer dazwischen eingefügten Dämpfungseinrichtung ist bekannt. Die Dämpfungseinrichtung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad enthält dabei ein elastisches Teil, das in Umfangsrichtung kompressibel ist, wenn die beiden Schwungräder gegeneinander verdreht werden. Einige Dämpfungseinrichtungen haben auch ein Reibung erzeugendes Teil, das zum Erzielen einer Dämpfungshysterese parallel zu dem elastischen Teil wirkt.

[0004] In dem Kraftübertragungssystem von Kraftfahrzeugen treten oft störende Geräusche und Schwingungen auf, die auf dem Zahnradeingriff und dem Zusammenwirken weiterer mechanischer Bauteile in der Kraftübertragung beim Betrieb des Fahrzeugs beruhen. Zum Reduzieren von Geräuschen und Schwingungen ist es wünschenswert, die Resonanzfrequenz des Kraftübertragungssystems auf ein Niveau zu bringen, das niedriger als die Leerlaufdrehzahl des Motors ist, indem die Torsionssteifigkeit in den Drehmomentbereichen beim Beschleunigen und Verzögern so weit als möglich herabgesetzt werden. Zum Herabsetzen der Torsionssteifigkeit ist bei einigen Dämpferbauarten der Verdrehwinkel des elastischen Teils vergrößert, oder es sind mehrere elastische Teile so angeordnet, daß sie seriell wirken.

[0005] Wenn andererseits bei einer derartigen Schwungradanordnung der Motor gestartet oder abgestellt wird, durchläuft die Drehzahl des Motors die Resonanzfrequenz bei niedrigen Drehgeschwindigkeiten wie etwa 500 Upm oder weniger. In einem solchen Fall besteht die Möglichkeit, daß eine große Drehmomentänderung auftritt, die zu einer Beschädigung der Dämpferanordnung und/oder zu deutlichen Geräuschen bzw. Schwingungen führen kann. Zur Behebung dieser Schwierigkeiten wird in der offengelegten Japanischen Patentanmeldung Hei 5-18440 ein Sperrmechanismus vorgeschlagen, durch den bei niedrigen Drehzahlen das erste und das zweite Schwungrad zu gemeinsamer Drehung aneinander festgelegt sind. Bei höheren Drehzahlen wird die Sperrung der beiden Teil gelöst, um die Dämpferanordnung in einen wirksamen Zustand zu bringen.

[0006] Der aus JP-A 5-18440 bekannte Sperrmechanismus enthält ein Sperrteil zum Festlegen der beiden Schwungräder sowie ein elastisches Teil zum Vorspannen des Sperrteils in die Sperrstellung. Das Sperrteil ist ringförmig und hat zwei übereinstimmende Vertiefungen, von denen eine erste Vertiefung in dem ersten Schwungrad und eine zweite Vertiefung in dem zweiten Schwungrad ausgebildet ist. Das Sperrteil und die Vertiefungen sind so ausgebildet, daß das Sperrteil sich radial zwischen einer radial inneren und einer radial äußeren Stellung bewegen kann. In der radial äußeren Stellung befindet sich das Sperrteil vollständig in der ersten Vertiefung des ersten Schwungrades. In der radial inneren Stellung reicht das Sperrteil in die zweite Vertiefung des zweiten Schwungrades und teilweise in die erste Vertiefung des ersten Schwungrades und legt damit die beiden Schwungräder aneinander fest. Eine Feder spannt das Sperrteil in der radial inneren Stellung vor. Bei niedrigen Drehzahlen wird das Sperrteil durch die Feder radial nach innen vorgespannt und sperrt die beiden Schwungräder gegeneinander. Wenn der Motor in einen höheren Drehzahlbereich kommt, wird das Sperrteil unter Überwindung der Vorspannkraft der Feder durch die Zentrifugalkraft radial nach außen bewegt und gibt damit die beiden Schwungräder frei.

[0007] Bei der Schwungradanordnung nach der JP-A 5-18440 sind die das Sperrteil aufnehmenden Vertiefungen in den beiden Schwungrädern ausgebildet. Infolge dieser Eingriffsbereiche ist der Aufbau der gesamten Anordnung kompliziert und führt zu hohen Herstellungskosten. Wegen der ständigen Einwirkung der Drehkraft kann das Sperrteil auch eine kurze Lebensdauer haben. Desgleichen dürfte die Betriebssicherheit des Mechanismus nicht sehr hoch sein. In der Sperrstellung ist das Sperrteil außerdem in Eingriff mit den beiden Schwungrädern und wird von diesen zurückgehalten, so daß bei bestimmten Bedingungen wie etwa einer konstanten Beschleunigung das Sperrteil sich nicht radial nach außen in die gelöste Stellung bewegen kann.

[0008] Die FR 2 548 299 beschreibt eine Schwungradanordnung mit einem. ersten und einem zweiten Schwungrad, welche im begrenzten Umfang zueinander drehbar sind. Zwischen den beiden Schwungrädern ist eine Schraubenfeder angeordnet, welche die relative Verdrehung zwischen den beiden Schwungrädern begrenzt.

[0009] Schließlich weist die Schwungradanordnung einen Hebelmechanismus auf, welcher aufgrund von Zentrifugalkraft bei einer bestimmten relativen Verdrehung zwischen den beiden Schwungrädern am zweiten Schwungrad angreift, so daß eine weitere Verdrehung zwischen dem ersten und zweiten

Schwungrad verhindert wird.

Aufgabenstellung

[0010] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Schwungradanordnung der eingangs genannten Art zu schaffen, welche mit einem einfacheren und zuverlässigeren Aufbau eine gegenseitige Verdrehung bei anfänglich niedrigen Umdrehungszahlen der beiden Schwungräder begrenzt.

[0011] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die Merkmalskombination des Anspruchs 1 gelöst.

[0012] Vorzugsweise kann die erfindungsgemäße Schwungradanordnung eine mit dem zweiten Schwungrad zu gemeinsamer Drehung verbundene getriebene Scheibe aufweisen, von der ein Teil als eine Nockenfläche ausgebildet ist, die bei einer bestimmten Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad in einer ersten Richtung mit einem Teil des Hebelmechanismus in Eingriff kommt.

[0013] Vorzugsweise ist das zweite Schwungrad mit einer in Umfangsrichtung verlaufenden inneren Fläche versehen, der die Reibungskupplung gegenüberliegt.

[0014] Die innere Fläche des zweiten Schwungrades ist vorzugsweise als Ringlippe ausbildet, die in Axialrichtung an dem zweiten Schwungrad verläuft.

[0015] An dem ersten Schwungrad sind vorzugsweise zwei Treibscheiben befestigt, die voneinander beabstandet und mit Eingriffsbereichen versehen sind. Zwischen den Treibscheiben ist die getriebene Scheibe angeordnet, an der mehrere radial verlaufende Halteteile ausgebildet sind. Das elastische Teil wird ferner von mehreren einzelnen elastischen Teilen gebildet, die jeweils zwischen einem radial verlaufenden Halteteil und den Eingriffsbereichen angeordnet sind.

[0016] Zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad kann ein Gleitkörper angeordnet sein, der gegenüber dem ersten und dem zweiten Schwungrad in Drehrichtung verlagert werden kann und radial nach außen zwischen benachbarte elastische Teile verläuft, so daß zwei elastische Teile zwischen die radial verlaufenden Halteteile ragen und der Gleitkörper die beiden benachbarten elastischen Teile voneinander trennt.

[0017] Der Gleitkörper und die radial verlaufenden Halteteile sind vorzugsweise an radial äußeren Teilen mit in Umfangsrichtung verlaufenden Begrenzungsteilen ausgebildet.

Ausführungsbeispiel

[0018] Im folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels in Verbindung mit der Zeichnung näher beschrieben. Dabei zeigt:

[0019] **Fig.** 1 eine teilweise weggeschnittene Ansicht einer erfindungsgemäßen Schwungradanordnung,

[0020] **Fig.** 2 einen Schnitt durch die Schwungradanordnung in der Linie II-II der **Fig.** 1,

[0021] **Fig.** 3 einen Teilschnitt der Schwungradanordnung in der Linie III-0 der **Fig.** 1,

[0022] **Fig.** 4 Einzelheiten des Hebelmechanismus im gelösten Zustand in teilweiser Schnitt- und teilweiser Aufsichtdarstellung, und

[0023] **Fig.** 5 Einzelheiten des Hebelmechanismus im Eingriffszustand in teilweiser Schnitt- und teilweiser Aufsichtdarstellung.

[0024] Die **Fig.** 1 bis 5 zeigen eine Schwungradanordnung **1** in einer Ausführungsform der Erfindung. Die Schwungradanordnung **1** kann auf der (nicht dargestellten) Kurbelwelle eines (nicht dargestellten) Motors angebracht werden und dient zum Weiterleiten des Drehmoments an ein Getriebe über eine (nicht dargestellte) Kupplung, die an der Schwungradanordnung befestigt ist. In der Darstellung der **Fig.** 2 befindet sich der nicht dargestellte Motor links von der Schwungradanordnung **1**, so daß die linke Seite in **Fig.** 2 nachfolgend als die Motorseite bezeichnet wird. Das (nicht dargestellte) Getriebe befindet sich auf der rechten Seite der Schwungradanordnung **1** in **Fig.** 2, so daß die rechte Seite in **Fig.** 2 nachfolgend als die Getriebeseite bezeichnet wird.

[0025] Die Schwungradanordnung **1** weist ein erstes Schwungrad **2**, ein zweites Schwungrad **3**, eine Dämpferanordnung **5** und mehrere Hebelmechanismen **7** auf.

[0026] Das erste Schwungrad **2** ist scheibenförmig und hat im mittleren Bereich einen buchsenartigen, zur Getriebeseite hin weisenden zentralen Vorsprung **2a**. In dem zentralen Vorsprung **2a** sind Löcher ausgebildet, in die Schraubbolzen **11** eingesetzt sind. An der inneren Umfangsfläche des zentralen Vorsprungs **2a** ist ein Lager **15** befestigt, das dazu dient, das Ende einer (nicht dargestellten) Hauptwelle drehbar zu lagern, die von der Getriebeseite her kommt. An der äußeren Umfangsfläche des zentralen Vorsprungs **2a** ist ein Lager **4** befestigt. Zum Halten des Lagers **4** ist eine scheibenförmige Befestigungsplatte **12** am Ende des zentralen Vorsprungs **2a** mit Schrauben **13** befestigt. Am Außenumfang des ersten Schwungrades **2** ist ein Zahnring **14** befestigt.

[0027] Das zweite Schwungrad **3** ist scheibenförmig mit einem größeren Innendurchmesser als das erste Schwungrad **2**. Der innere Umfangsbereich des zweiten Schwungrades **3** wird über das Lager **4** auf dem zentralen Vorsprung **2a** des ersten Schwungrades **2** gehalten, so daß eine Drehung des ersten Schwungrades **2** gegenüber dem zweiten Schwungrad **3** möglich ist.

[0028] An der Getriebeseite des zweiten Schwungrades **3** ist eine flache Reibungsfläche **3a** ausgebildet. Ferner sind radial innerhalb der Reibungsfläche **3a** mehrere Luftlöcher **3b** ausgebildet, die das zweite Schwungrad **3** in Axialrichtung durchsetzen. Am radial äußeren Umfangsbereich des zweiten Schwungrades **3** ist ein zur Motorseite, d.h. zum ersten Schwungrad **2**, hin weisender zylindrischer Vorsprung **3c** ausgebildet. Die innere Umfangsfläche des zylindrischen Vorsprungs **3c** bildet eine Reibungsfläche **3d**.

[0029] Die Dämpferanordnung **5** liegt in einem zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad **2**, **3** gebildeten Raum und verbindet das erste Schwungrad **2** und das zweite Schwungrad **3** miteinander unter Belassung einer begrenzten relativen Drehbewegung gegeneinander in einem vorgegebenen Winkelbereich. Die Dämpferanordnung **5** enthält eine erste Treibscheibe **21**, eine zweite Treibscheibe **22**, eine getriebene Scheibe **23**, mehrere Schraubenfedern **24** und eine Gleitteilanordnung **25**. Die erste und die zweite Treibscheibe **21**, **22** sind scheibenförmig ausgebildet und in einem bestimmten axialen Abstand angeordnet. Ihre äußeren Umfangsbereiche sind an dem ersten Schwungrad **2** mit mehreren Nieten **27** befestigt, die den axialen Abstand zwischen der ersten und der zweiten Treibscheibe **21**, **22** aufrechterhalten. In einem radial mittleren Bereich der ersten und der zweiten Treibscheibe **21**, **22** sind in Radialrichtung verlaufende Fensteröffnungen **21a**, **22a** ausgebildet. Auf jeder Seite der drei Fensteröffnungen **21a** und **22a** sind in Radialrichtung Ausschnitte **21b** und **22b** ausgeformt.

[0030] Die getriebene Scheibe **23** ist ein scheibenförmiges Teil, das zwischen der ersten und der zweiten Treibscheibe **21**, **22** liegt. Sie hat einen Vorsprung **23a**, der in Axialrichtung zur Getriebeseite hin vorsteht. Im inneren Umfangsbereich hat die getriebene Scheibe **23** Schraubenlöcher, die die getriebene Scheibe **23** in ihrer axialen Dicke durchsetzen. In die Schraubenlöcher des Vorsprungs **23a** sind vom inneren Umfangsbereich des zweiten Schwungrades **3** aus an der Getriebeseite Schrauben **29** eingedreht, so daß die getriebene Scheibe an dem zweiten Schwungrad **3** festgelegt ist. Die innere Umfangsfläche der getriebenen Scheibe **23** liegt damit an dem zweiten Schwungrad fest. In der getriebenen Scheibe **23** sind den Fensteröffnungen **21a** und **22a** der ersten und zweiten Treibscheibe **21**, **22** entsprechende Fensteröffnungen ausgebildet, die zwischen Halteteilen **23b** liegen. Diese Fensteröffnungen haben keine Außenränder, sondern sind radial nach außen offen. Ihre Form wird durch die drei Halteteile **23b** definiert, die radial nach außen weisen und in der getriebenen Scheibe **23** ausgeformt sind. Die Abstände in Umfangsrichtung zwischen den drei Halteteilen **23b** legen die genannten Fensteröffnungen fest. Die Halteteile **23b** haben die Form eines T mit Begrenzungsteilen **23c** an den radial äußersten Enden der Halteteile **23b**. Die Begrenzungsteile **23c** verlaufen in Umfangsrichtung und schließen die genannten Fensteröffnungen teilweise ein. Am äußeren Umfangsrand des Halteteils **23b** ist eine Nockenfläche **23d** ausgeformt, deren Höhe sich in der Richtung R2 (**Fig.** 1) allmählich radial nach außen vergrößert.

[0031] In jeder Fensteröffnung der getriebenen Scheibe **23** und in den Fensteröffnungen **21a** und **22a** der ersten und der zweiten Treibscheibe **21**, **22** ist ein Paar von Schraubenfedern **24** angeordnet. Die Schraubenfederpaare **24** verlaufen generell gerade (die Schraubenfedern **24** sind im wesentlichen geradlinig und haben über ihre axiale Länge keine nennenswerte Krümmung) tangential zum Umfang der getriebenen Scheibe **23**. Anstelle von Schraubenfederpaaren **24** kann auch jeweils eine einzelne Schraubenfeder vorgesehen sein. Alternativ kann auch jede Schraubenfeder **24** aus einem Paar koaxialer Schraubenfedern mit großem und kleinem Durchmesser bestehen. Unabhängig von der möglichen Anordnung zweier koaxialer Schraubenfedern **24** wird nachfolgend der Einfachheit halber jedes koaxiale Schraubenfederpaar als einzelne Schraubenfeder **24** bezeichnet.

[0032] Die Gleitteilanordnung **25** liegt zwischen benachbarten, in jeweils einer Fensteröffnung angeordneten Schraubenfedern **24** und hat eine mittlere Zwischenverbindung zum Übertragen der Drehkraft zwischen zwei Schraubenfedern **24**. Sie besitzt drei Gleitteile **30** und ein Paar von Ringscheiben **31**, **32**. Jedes Gleitteil ist in einem Fenster zwischen den beiden Schraubenfedern **24** angeordnet. Das Gleitteil **30** ist derart fächerförmig ausgebildet, daß es im torsionsfreien Zustand in der Mitte der Fensteröffnung zwischen zwei benachbarten Halteteilen **23b** angeordnet ist. Der radial äußere Bereich des Gleitteils **30** ist in Umfangsrichtung verlängert, um Begrenzungsteile **30a** zu bilden, die eine Bewegung der beiden Schraubenfedern **24** radial nach außen begrenzen. Wie aus **Fig.** 2 ersichtlich, hat jedes Gleitteil **30** einen Vorsprung, der sich nach beiden Seiten in Axialrichtung erstreckt, um in Kontakt mit den Endflächen der Schraubenfedern **24** zu kommen.

[0033] Außerdem hat die Gleitteilanordnung **25** ein Paar Ringscheiben **31** und **32**. Jedes Gleitteil **30** ist zwischen den beiden Schraubenfedern **24** in jedem Fenster angeordnet und in gleicher Weise sektorför-

mig ausgebildet wie jedes Halteteil **23b**, so daß der Umfang am radial äußeren Rand größer ist. Die beiden Ringscheiben **31** und **32** liegen axial in der Weise zwischen den inneren Umfangsbereichen der ersten und der zweiten Treibscheibe **21** und **22**, daß die beiden Scheiben **31** und **32** an den beiden Seiten des Gleitteils **30** angeordnet sind. Das radial innere Ende jedes Gleitteils **30** ist an den Ringscheiben **31** und **32** mittels einer Niete **33** schwenkbar befestigt.

[0034] Die inneren Umfangsränder der Ringscheibe **32** und der zweiten Treibscheibe **22** sind in Kontakt mit dem Außenumfang des Vorsprungs **23a** der getriebenen Scheibe **23** und können dieser gegenüber eine begrenzte Drehbewegung ausführen.

[0035] Der Hebelmechanismus **7** dient dazu, das erste Schwungrad **2** und das zweite Schwungrad **3** mechanisch zu verbinden, so daß im Eingriffszustand der Hebelmechanismus **7** keine relative Drehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad **2**, **3** zuläßt. Zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad **2**, **3** sind drei Hebelmechanismen **7** mit gleichen Abständen in Umfangsrichtung angeordnet. In **Fig.** 3, 4 und 5 sind Einzelheiten der Hebelmechanismen **7** deutlicher dargestellt. Die drei Hebelmechanismen **7** sind gleich ausgebildet, so daß nur ein Hebelmechanismus **7** erläutert wird.

[0036] Der Hebelmechanismus **7** besitzt einen bogenförmigen Hebel **42** und weist eine Öffnung auf, durch welche ein Bolzen **33** verläuft. Der Bolzen **33** reicht bis in das erste Schwungrad **2** und bildet einen Drehpunkt, um den der Hebel **42** verschwenken kann. Der von dem Bolzen **33** gebildete Drehpunkt liegt generell in der Mitte des Hebels **42**, kann jedoch auch dieser gegenüber versetzt sein. An dem einen Ende des Hebels **42** ist im Abstand von dem Bolzen **33** eine Rolle **38** angebracht. An dem anderen Ende des Hebels **42** ist, wie in **Fig.** 1 gezeigt, ein Trägheitsmassenteil **36** angebracht. Gemäß **Fig.** 4 und 5 ist eine Reibungskupplung **34** an dem Hebel **42** etwas entfernt von dem Bolzen **33** angebracht. Wie ebenfalls in **Fig.** 4 und 5 gezeigt, ist die Reibungskupplung **34** an der in Richtung R2 liegenden Seite des Hebels **42** mit diesem verbunden.

[0037] Die Reibungskupplung **34** liegt der Reibungsfläche **3d** gegenüber, die in der inneren Umfangsfläche des zylindrischen Vorsprungs **3c** an dem zweiten Schwungrad **3** ausgebildet ist. Ferner ist an der Reibungskupplung **34** ein der Reibungsfläche **3d** zugewandtes Reibteil **35** befestigt, das der Reibungsfläche **3d** zum wahlweisen Eingriff gegenüberliegt. Die Reibungskupplung **34** und das Reibteil **35** haben eine der inneren Umfangsfläche des zylindrischen Vorsprungs **3c** entsprechende bogenförmige Fläche.

[0038] Nachfolgend wird die Arbeitsweise der Schwungradanordnung **1** beschrieben.

[0039] Beim Anlassen des (nicht dargestellten) Motors wird die Drehkraft von der Kurbelwelle auf das erste Schwungrad **2** übertragen. Über die Dämpferanordnung **5** wird das Drehmoment von dem ersten Schwungrad **2** auf das zweite Schwungrad **3** weitergeleitet. Wenn die Drehgeschwindigkeit des Motors im niedrigen Drehzahlbereich (z.B. 0 bis 500 Upm) durch die Resonanzfrequenz kommt und dabei übermäßige Drehschwingungen auftreten, werden das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3** relativ zueinander verdreht. Dabei werden in der Dämpferanordnung **5** die Schraubenfedern **24** zusammengedrückt, und der Verdrehwinkel zwischen den Treibscheiben **21**, **22** und der getriebenen Scheibe **23** vergrößert sich. Bei dieser Verstellung wird die in Kontakt mit der Nockenfläche **23d** befindliche Rolle **38** durch die Nockenfläche **23d** radial nach außen gedrückt. Dies besagt, daß bei einer Drehverstellung zwischen dem ersten Schwungrad **2** und der getriebenen Scheibe **23** das Halteteil **23b** der getriebenen Scheibe **23** ebenfalls eine Drehbewegung gegenüber dem ersten Schwungrad **2** ausführt. Da der Hebelmechanismus **7** an dem ersten Schwungrad **2** durch den Bolzen **33** festgelegt ist, dreht er sich gegenüber dem Halteteil **23b**, und die Rolle **38** an dem Hebel **42** bewegt sich gegenüber der Nockenfläche **23d**. Die Bewegung des Hebels **42** bewirkt einen Eingriff des Reibungsteils **35** an der Reibungsfläche **3d** des zylindrischen Vorsprungs **3c** des zweiten Schwungrades **3**, wodurch das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3** miteinander verbunden werden und sich nicht mehr gegeneinander verdrehen können. Damit wird die Gefahr einer Beschädigung der Dämpferanordnung ebenso herabgesetzt wie das Entstehen von Geräuschen und/oder Vibrationen.

[0040] Nachfolgend werden der gelöste und der Eingriffszustand des Hebelmechanismus **7** erläutert. In dem in **Fig.** 4 gezeigten Zustand ist der Hebelmechanismus im gelösten Zustand, so daß das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3** eine begrenzte Drehbewegung gegeneinander ausführen können. Wenn die Drehzahl zunimmt, wird das Trägheitsmassenteil **36** durch Zentrifugalkräfte nach außen bewegt und verhindert damit, daß die Reibungskupplung **24** sich auf die Reibungsfläche **3d** des zylindrischen Vorsprungs **3c** zu bewegen kann. Wenn das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3** eine relative Drehung erfahren haben und die Verdrehung zwischen den Treibscheiben **21**, **22** und der getriebenen Scheibe **23** einen vorgegebenen Verdrehwinkel überschreitet, wie es in **Fig.** 5 dargestellt ist, wird das Halteteil **23b** der getriebenen Scheibe **23** in der Richtung R1 gegenüber dem Hebelmechanismus **7** bewegt, so daß die Nockenfläche **23d** des Halteteils **23b** mit der Rolle **38** in Kontakt kommt und sie radial nach außen bewegt. Die Bewegung der Rolle **38** bewirkt, daß der Betrieb und die Bewegung des Hebelmechanismus **7**

weich ablaufen. Das Reibungsteil **35** und die Reibungskupplung **34** werden dabei über den Hebel **42** gegen die Reibungsfläche **3d** des zylindrischen Vorsprungs **3c** gedrückt. Erfindungsgemäß hängt die von der Reibungskupplung **34** durch die Nockenfläche **23d** auf den zylindrischen Vorsprung **3c** ausgeübte Kraft von dem Abstand zwischen dem Bolzen **33** und der Reibungskupplung **34** und dem Abstand zwischen dem Bolzen **33** und der Rolle **38** ab. Damit kann von dem Hebelmechanismus **7** eine große Kraft für die Verbindung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad **2**, **3** aufgebracht werden.

[0041] Wenn die Drehzahl des Motors ansteigt (z.B. auf mehr als 500 Upm), wird die Drehkraft von dem ersten Schwungrad **2** über die Dämpferanordnung **5** auf das zweite Schwungrad **3** übertragen. Da in der Dämpferanordnung **5** drei Paare von Schraubenfedern **24** seriell verbunden sind, wird die Torsionssteifigkeit herabgesetzt und gleichzeitig der Verdrehungswinkel vergrößert. Deshalb braucht keine Anordnung zum Erzeugen eines Reibungswiderstandes vorgesehen zu werden, wie es bei bekannten Anordnungen der Fall ist, und die Torsionsschwingungen können mit einem zwischen den betreffenden Komponenten erzeugten geringen Reibungswiderstand abgeschwächt werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Geräuschentwicklung des Antriebssystems im Fahrzustand zu reduzieren.

[0042] Beim Passieren der Resonanzfrequenz bei geringer Drehzahl wird bei der erfindungsgemäßen Anordnung infolge der starken Drehmomentschwankungen der Verdrehwinkel zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad vergrößert, und der Sperrmechanismus verbindet die beiden Schwungräder undrehbar miteinander, wodurch es kaum möglich ist, daß eine Beschädigung in der elastischen Verbindung u.dgl. erfolgt oder im Resonanzbereich Geräusche oder Schwingungen auftreten.

[0043] Zusammengefaßt sind in einer Schwungradanordnung **1** ein erstes und ein zweites Schwungrad **2**, **3** derart miteinander verbunden, daß sie bei einer bestimmten niedrigen Umdrehungsgeschwindigkeit zusammen ohne eine relative Drehbewegung gegeneinander umlaufen. Die Schwungradanordnung **1** weist das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3**, eine Dämpferanordnung **5** und einen Hebelmechanismus **7** auf. Das zweite Schwungrad **3** ist gegenüber dem ersten Schwungrad **2** verdrehbar. Die Dämpferanordnung **5** verbindet die beiden Schwungräder derart miteinander, daß zwischen ihnen eine begrenzte Drehbewegung möglich ist. Der Hebelmechanismus **7** ist auf dem ersten Schwungrad **2** angebracht und um einen mit dem ersten Schwungrad **2** verbundenen Schraubbolzen **33** schwenkbar. Er verschwenkt sich zwischen einem Eingriffszustand und einem gelösten Zustand. Im Eingriffszustand verbindet der Hebelmechanismus **7** das erste und das zweite Schwungrad **2**, **3** so miteinander, daß sie sich nicht gegeneinander verdrehen können.

Patentansprüche

1. Schwungradanordnung (**1**), mit:
– einem ersten Schwungrad (**2**),
– einem an das erste Schwungrad (**2**) angrenzend angeordneten zweiten Schwungrad (**3**), das gegenüber dem ersten Schwungrad begrenzt verdrehbar ist,
– einem zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad angeordneten elastischen Teil (**24**), das die relative Verdrehung zwischen den beiden Schwungrädern (**2**, **3**) begrenzt, und
– einem an dem ersten Schwungrad (**2**) angebrachten Hebelmechanismus (**7**), der gegenüber dem ersten Schwungrad verschwenkbar und so ausgebildet ist, daß er infolge der Zentrifugalkraft von dem zweiten Schwungrad gelöst wird, wenn sich das erste und das zweite Schwungrad oberhalb eines bestimmten Drehzahlbereiches drehen,
– wobei bei einer bestimmten relativen Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad (**2**, **3**) der Hebelmechanismus an einem Teil des zweiten Schwungrades (**3**) angreift, so daß eine weitere Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad verhindert wird,
dadurch gekennzeichnet,
– daß der Hebelmechanismus (**7**) einen mittels eines Stiftes (**33**) an einem ersten Schwungrad (**2**) befestigten Hebel (**42**) aufweist, dessen Drehpunkt von dem Stift gebildet wird,
– daß an einem Ende des Hebels (**42**) in Abstand von dem Drehpunkt ein Trägheitsmassenteil (**36**) befestigt ist,
– daß eine Rolle (**38**) an dem unteren Ende des Hebels in Abstand von dem Drehpunkt befestigt ist, und
– daß eine Reibungskupplung (**34**) an dem Hebel (**42**) an einer Stelle im Abstand von dem Drehpunkt zwischen diesem und dem anderen Ende befestigt ist.

2. Schwungradanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine mit dem zweiten Schwungrad (**3**) zu gemeinsamer Drehung verbundene getriebene Scheibe (**23**) vorgesehen ist, von der ein Teil als eine Nockenfläche (**23d**) ausgebildet ist, die bei einer bestimmten Verdrehung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad (**2**, **3**) in einer ersten Richtung mit einem Teil des Hebelmechanismus (**7**) in Eingriff kommt.

3. Schwungradanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Schwungrad (**3**) mit einer in Umfangsrichtung verlaufenden inneren Fläche (**3d**) versehen ist, der die Reibungskupplung (**34**) gegenüberliegt.

4. Schwungradanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die innere Fläche (**3d**)

des zweiten Schwungrades (**3**) als Ringlippe ausgebildet ist, die in Axialrichtung an dem zweiten Schwungrad verläuft.

5. Schwungradanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet,
– daß an dem ersten Schwungrad (**2**) zwei Treibscheiben (**21**, **22**) befestigt sind, die voneinander beabstandet und mit Eingriffsbereichen versehen sind,
– daß zwischen den Treibscheiben (**21**, **22**) die getriebene Scheibe (**23**) angeordnet ist, an der mehrere radial verlaufende Halteteile (**23b**) ausgebildet sind, und
– daß der elastische Teil mehrere einzelne elastische Teile (**24**) aufweist, die jeweils zwischen einem angrenzenden radial verlaufenden Halteteil (**23b**) und dem Eingriffsbereich angeordnet sind.

6. Schwungradanordnung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad (**2**, **3**) ein Gleitkörper (**30**) angeordnet ist, der gegenüber dem ersten und dem zweiten Schwungrad in Drehrichtung verlagert werden kann und sich radial nach außen zwischen benachbarte elastische Teile (**24**) erstreckt, so daß zwei elastische Teile (**24**) zwischen die radial verlaufenden Halteteile (**23b**) ragen und der Gleitkörper (**30**) die beiden benachbarten elastischen Teile voneinander trennt.

7. Schwungradanordnung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Gleitkörper (**30**) und die radial verlaufenden Halteteile (**23b**) an radial äußeren Teilen mit in Umfangsrichtung verlaufenden Begrenzungsteilen (**23c**, **30a**) ausgebildet sind.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

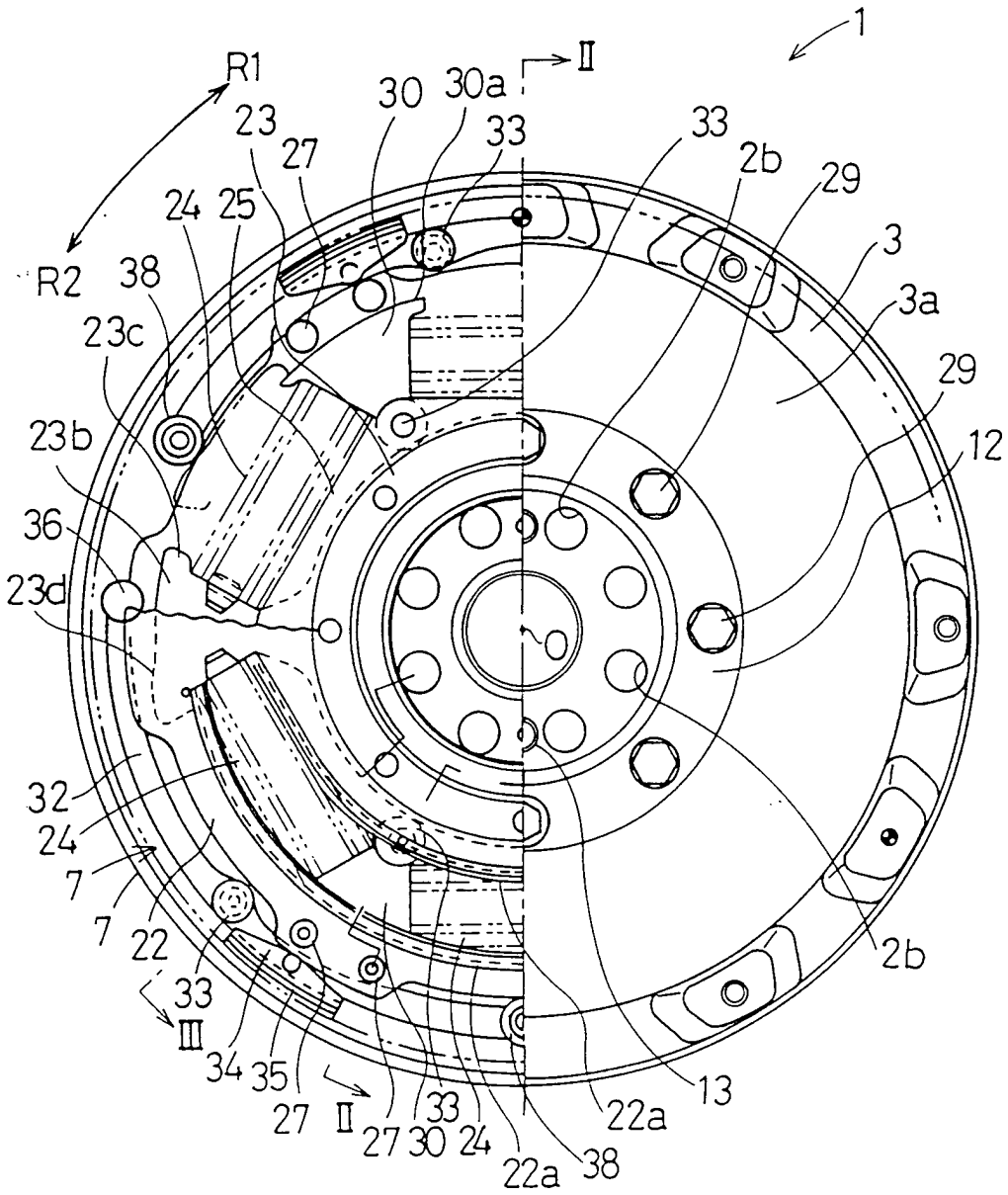


FIG. 2

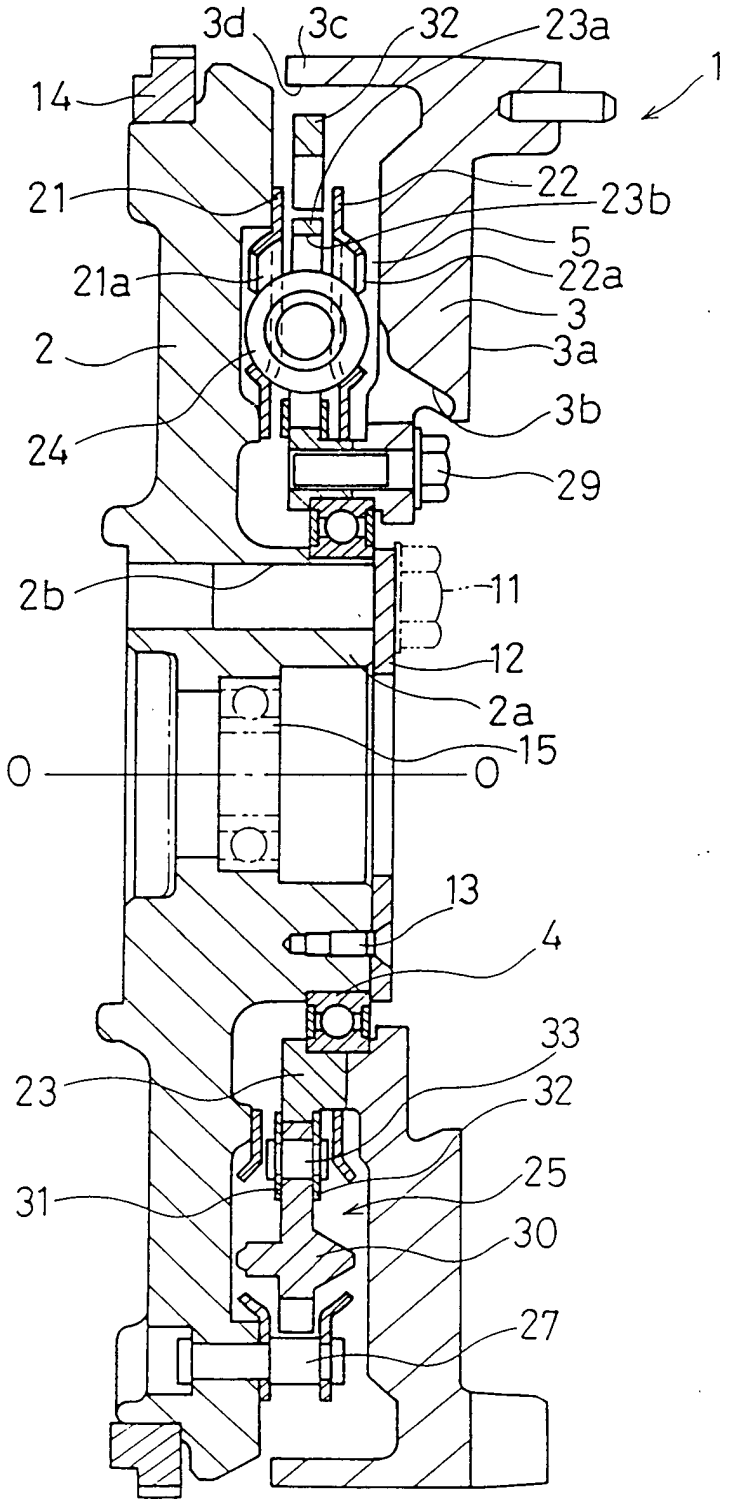

3d
3c
32
23a
1
14
21
22
23b
5
21a
22a
3
2
3a
3b
24
29
2b
11
12
2a
15
O
O
13
4
33
23
32
25
31
30
27

FIG. 3

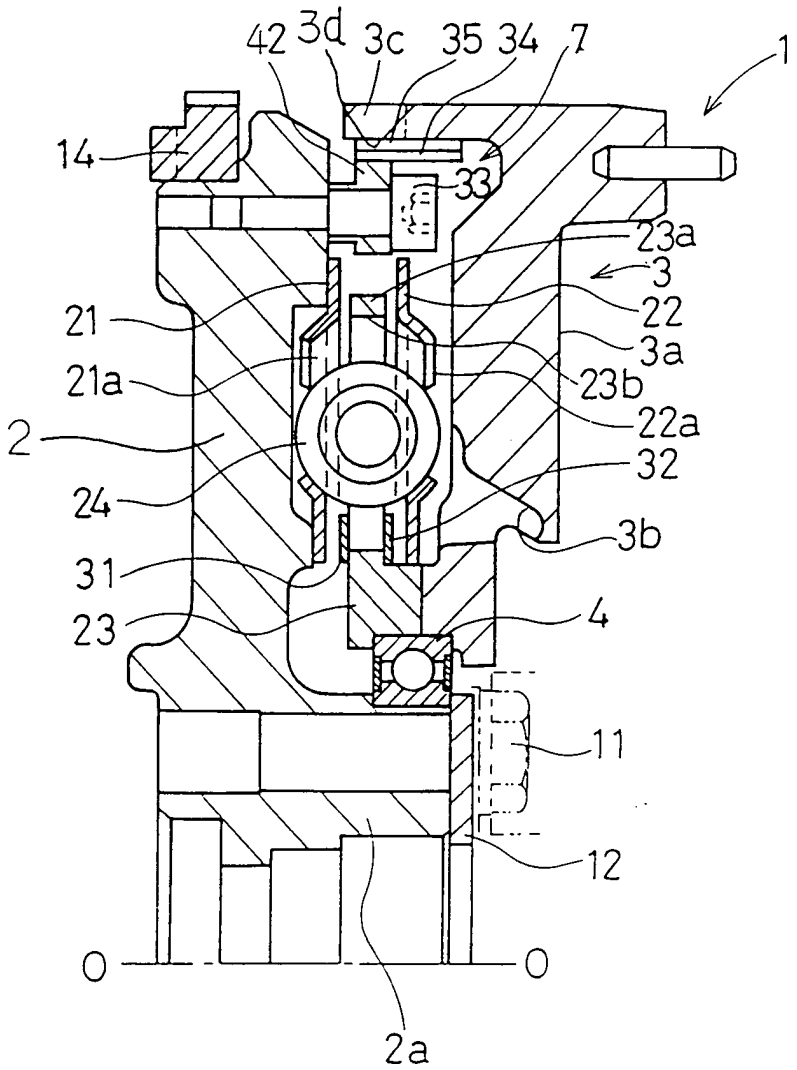

42
3d
3c
35
34
7
1
14
33
23a
3
22
21
3a
21a
23b
22a
2
32
24
3b
31
4
23
11
12
O
O
2a

FIG. 4

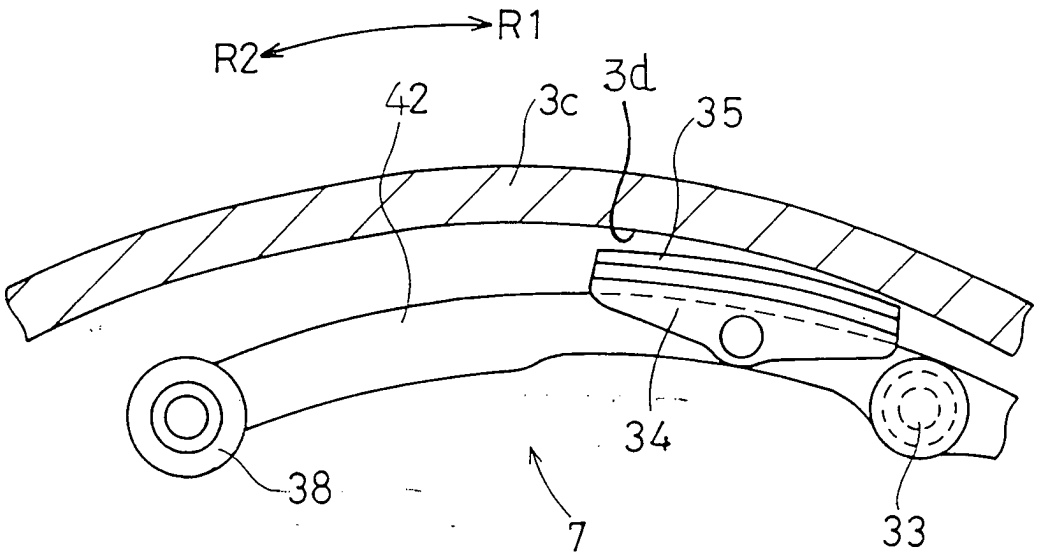


FIG. 5

