



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

(10) **DE 37 45 156 C5 2005.09.01**

(12)

## Geänderte Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **P 37 45 156.1**

(22) Anmeldetag: **01.07.1987**

(43) Offenlegungstag der Stammanmeldung: **07.01.1988**

(45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **30.11.2000**

(45) Veröffentlichungstag  
 des geänderten Patents: **01.09.2005**

(51) Int Cl.7: **F16D 3/14**  
**F16F 15/12**

Patent nach Einspruchsverfahren beschränkt aufrechterhalten

(66) Innere Priorität:

**P 36 22 697.1**      **05.07.1986**

**P 36 33 828.1**      **04.10.1986**

**P 36 42 716.0**      **13.12.1986**

(62) Teilung aus:

**P 37 21 711.9**

(71) Patentinhaber:

**LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs  
 KG, 77815 Bühl, DE**

(74) Vertreter:

**Wallinger & Partner, 80331 München**

(72) Erfinder:

**Reik, Wolfgang, Dr., 77815 Bühl, DE; Jäckel,  
 Johann, 77815 Bühl, DE**

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

**DE 35 20 853 C2**

**DE-AS 28 48 748**

**DE 36 10 127 A1**

**DE 35 15 928 A1**

**DE 29 26 012 A1**

**US 41 90 142**

**US 39 52 928**

**US 24 76 043**

(54) Bezeichnung: **Einrichtung zum Dämpfen von Schwingungen**

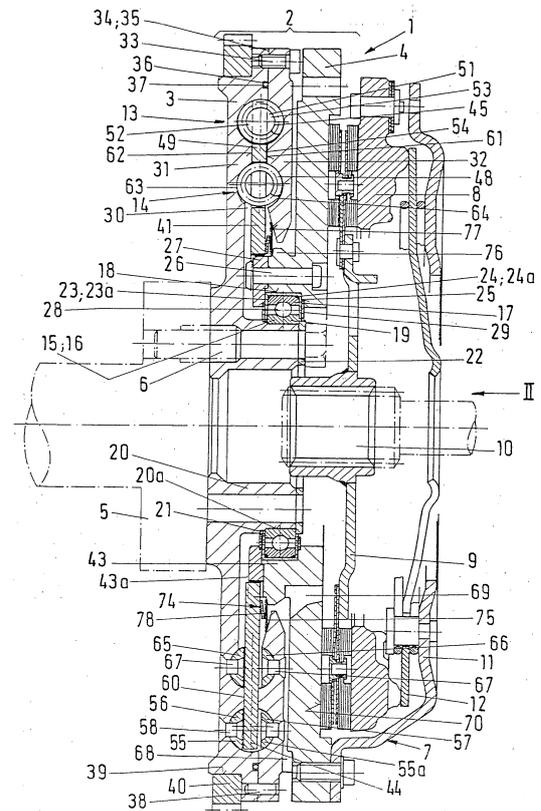
(57) Hauptanspruch: Einrichtung zum Dämpfen von Schwingungen, insbesondere zwischen einem Motor und einer Kupplung in einem Antriebsstrang, mit zwischen zwei Schwungrad-elementen vorzusehender Dämpfungsvorkehrung, wobei das Eingangsteil das erste, mit dem Motor verbindbare, und das Ausgangsteil das zweite, eine Gegenreibfläche zum Angriff einer Reibscheibe der Kupplung aufweisende Schwungrad-element ist, gekennzeichnet durch die nachfolgend angeführten Merkmale:

a) die Dämpfungsvorkehrung besitzt eine radial nach außen geschlossene, ringförmige Kammer (30), die radial außen einen Ringkanal (51) bildet, in dem Kraftspeicher, wie Federn, aufgenommen sind.

b) an den seitlichen Begrenzungswandung des Ringkanals (51) sind erste Abstützbereiche zur Beaufschlagung von Enden der Kraftspeicher vorgesehen,

c) in den Ringkanal (51, 151, 251, 551) ragt ein mit dem zweiten Schwungrad-element (4, 204, 504) in Drehschluß stehender Flanschkörper (41, 141; 241, 541), der zweite Abstützbereiche zur Beaufschlagung von Kraftspeicherenden bildet, hinein,

d) die zwischen ersten und zweiten Abstützbereichen vorgesehenen Kraftspeicher (45; 145; 245) lassen zwischen den Schwungrad-elementen...



**Beschreibung**

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zum Dämpfen von Schwingungen, insbesondere zwischen einem Motor und einer Kupplung in einem Antriebsstrang, mit zwischen zwei Schwungradelementen vorzusehender Dämpfungsvorkehrung, wobei das Eingangsteil das eine, mit dem Motor verbindbare und das Ausgangsteil das andere, eine Gegenreibfläche zum Angriff einer Reibscheibe der Kupplung aufweisende Schwungradelement ist.

**[0002]** Derartige Einrichtungen, wie sie beispielsweise durch die DE 35 20 853 C2 vorgeschlagen wurden, besitzen als Dämpfungsmittel in der Regel zwischen den Schwungradelementen sowohl in Umfangsrichtung wirksame Kraftspeicher, wie z.B. Schraubenfedern, die Energie speichern, als auch in Achsrichtung wirksame Kraftspeicher, die im Zusammenwirken mit Reib- oder Gleitbelägen eine Reibung, d.h. eine Hysterese bewirken, die parallel zu den in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern geschaltet ist.

**[0003]** Solche Einrichtungen vermögen zwar bei gewissen Einsatzfällen relativ gute Verbesserungen des Schwingungs- bzw. Geräuschverhaltens zu bewirken, jedoch stellen diese in vielen Fällen eine Kompromißlösung dar. So vermögen diese rein mechanischen Lösungen nicht, das breite Spektrum der anstehenden Forderungen bei den verschiedenen Betriebszuständen, die vollkommen unterschiedlichen Schwingungs- und Geräuschverhalten aufweisen, abzudecken. Sie wären also um so aufwendiger und damit teurer, wenn versucht wird, viele Betriebszustände zu erfassen, da für zusätzliche Amplitudenbereiche zusätzliche und jeweils kompliziertere Maßnahmen erforderlich sind. Insbesondere vermögen derartige Einrichtungen nicht, die Dämpfungscharakteristik an mehrere sich verändernde Betriebsbedingungen anzupassen, unter anderem deshalb nicht, weil die den einzelnen Dämpferstufen bzw. den in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern zugeordneten Hysteresen sich nicht in Abhängigkeit der auftretenden Bedingungen verändern können. Sie sind außerdem verschleiß- und stör anfällig.

**[0004]** Bei den bisherigen Einrichtungen der eingangs genannten Art ist weiterhin zwischen den Schwungradelementen eine verhältnismäßig geringe drehelastische Relativrotation möglich, weshalb zumindest über einen großen Bereich dieser Relativrotation die Dämpfungsrate der zwischen den Schwungradelementen wirksamen Dämpfungsmittel verhältnismäßig hoch ist. Für viele Einsatzfälle wäre es jedoch vorteilhaft, um eine bessere Dämpfung der Schwingungen zu erzielen, wenn große Relativverdrehungen zwischen den Schwungradelementen vorhanden wären, da nämlich dadurch Schwingungen mit großer Amplitude besser gedämpft werden

könnten.

**[0005]** Durch die DE-AS 28 48 748 ist eine elastische Kupplung in Scheibenbauweise vorgeschlagen worden, die ein mit Flüssigkeit füllbares Gehäuse aufweist, in dem Federn sowie spezielle Verdrängungskammern angeordnet sind. Die das Gehäuse bildende Bauteile werden mit der Abtriebswelle eines Motors und die in das Gehäuse hineinragende Mittelscheibe über eine Innennabe unmittelbar mit einer anzutreibenden Welle verbunden. Diese Schrift betrifft also keine Einrichtungen mit zwei Schwungradelementen gemäß der eingangs beschriebenen Art. Eine solche elastische Kupplung in Scheibenbauweise hat weiterhin den Nachteil, daß infolge der Anordnung der Verdrängungskammern für die radial außen in dem Gehäuse vorgesehenen Federn verhältnismäßig wenig Platz in Umfangsrichtung verbleibt, so daß nur ein kleiner Relativverdrehwinkel zwischen dem Gehäuse und der Mittelscheibe möglich ist.

**[0006]** Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, Einrichtungen der eingangs beschriebenen Art zu verbessern, insbesondere deren Dämpfungswirkung, so daß eine optimale Filtrierung der zwischen Motor und Getriebe auftretenden Schwingungen sowohl bei niedrigen, als auch bei hohen Drehzahlen, bei Resonanzdrehzahlen, beim Anlassen bzw. beim Abstellen oder dergleichen erzielt wird. Weiterhin soll die Möglichkeit geschaffen werden, die Dämpfungscharakteristik, d.h. das Maß der Energievernichtung an das unterschiedliche Schwingungs- und Geräuschverhalten eines Fahrzeuges unter verschiedenen Betriebsbedingungen und anderen Einflüssen anpassen zu können. Außerdem soll die erfindungsgemäße Einrichtung in besonders einfacher und kostengünstiger Weise herstellbar sein. Insbesondere soll durch konstruktive Maßnahmen ein geringer Fertigungsaufwand durch Einsatz eines möglichst hohen Anteils an spanloser Fertigung ermöglicht werden. Auch soll der Verschleiß minimiert und die Lebensdauer verlängert werden. Weiterhin soll eine gedrängte und somit platzsparende Bauweise, insbesondere in axialer Richtung, gewährleistet werden.

**[0007]** Gemäß der Erfindung wird dies dadurch erzielt, daß die erfindungsgemäße Einrichtung die nachfolgend angeführten Merkmale aufweist:

- a) die Dämpfungsvorkehrung besitzt eine radial nach außen geschlossene, ringförmige Kammer, die radial außen einen Ringkanal bildet, in dem Kraftspeicher, wie Federn, aufgenommen sind,
- b) an den seitlichen Begrenzungswandungen des Ringkanals sind erste Abstützbereiche zur Beaufschlagung von Endender Kraftspeicher vorgesehen,
- c) in den Ringkanal ragt ein mit dem zweiten Schwungradelement in Drehschluß stehender Flanschkörper, der zweite Abstützbereiche zur

Beaufschlagung von Kraftspeicherenden bildet, hinein,

d) die zwischen ersten und zweiten Abstützbereichen vorgesehenen Kraftspeicher lassen zwischen den Schwungradelementen mindestens eine relative Verdrehung von  $\pm 25$  Grad, ausgehend von einer Mittelstellung, zu,

e) das den Ringkanal bildende Schwungradelement besitzt Abschnitte, welche die Kraftspeicher axial übergreifen und fliehkraftmäßig abstützen.

**[0008]** Durch die erfindungsgemäßen Merkmale wird eine Ausgestaltung der Einrichtung ermöglicht, die eine einwandfreie Führung bzw. Abstützung der im Ringkanal aufgenommenen Federn gewährleistet, so daß diese Federn verhältnismäßig lang ausgebildet werden können und somit ein großer Verdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen ermöglicht wird. Dadurch kann eine bessere Dämpfung der zwischen den Schwungradelementen auftretenden Schwingungen erzielt werden da aufgrund der möglichen großen Relativverdrehungen zwischen den Schwungradelementen, die zwischen dieser wirksamen Dämpfungsrate über einen großen oder gar über fast den gesamten Verdrehwinkel verhältnismäßig niedrig sein kann. Die Dämpfungsrate kann dabei desto kleiner werden, je größer der mögliche Verdrehwinkel ist.

**[0009]** Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung der Einrichtung können also lange, einstückige Federn mit einer verhältnismäßig geringen Steifigkeit, jedoch mit großem Federweg eingesetzt werden, welche die zuvor erwähnte geringe Dämpfungsrate ermöglichen. Aufgrund des möglichen großen Verdrehwinkels bei gleichzeitiger geringer Dämpfungsrate können sowohl Schwingungen großer Amplitude bzw. große Wechseldrehmomenten als auch Schwingungen mit kleiner Amplitude bzw. kleinere Wechseldrehmomente gedämpft bzw. gefiltert werden. Somit ist praktisch in allen Betriebszuständen des Motors eine einwandfreie Dämpfung der auftretenden Schwingungen möglich.

**[0010]** Für die Montage und die Funktion einer erfindungsgemäß ausgestalteten Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn bei „n“ Federn, bzw. Kraftspeichern auf gleichem Durchmesser, wobei  $2 \leq n \leq 4$ , die einzelnen Federn bzw. Kraftspeicher sich über 70 – 96 % eines Winkelsektors erstrecken, wobei der Winkelsektor 360 Grad/n beträgt.

**[0011]** Insbesondere bei Verwendung von langen einstückigen Federn kann es für die Montage besonders vorteilhaft sein, wenn diese zumindest annähernd auf den Radius, auf den sie angeordnet werden, vorgekrümmt sind. Dadurch wird das Einlegen in die für die Federn vorgesehenen kanalartigen Aufnahmen erheblich erleichtert, da keine zusätzlichen Maßnahmen erforderlich sind, um die Federn bei der

Montage in einer gekrümmten Lage zu halten.

**[0012]** Für die schwingungsmäßige Entkoppelung der beiden Schwungradelemente ist es besonders vorteilhaft, wenn die radial außen in der Kammer angeordneten Kraftspeicher eine federnde Verdrehsteifigkeit bewirken, die in der Größenordnung von 2 bis 15 Nm pro Grad liegt. Für viele Anwendungsfälle hat es sich als besonders zweckmäßig erwiesen, wenn die Kraftspeicher eine Verdrehsteifigkeit in der Größenordnung von 2 bis 4 Nm pro Grad zwischen den beiden Schwungradelementen erzeugen.

**[0013]** Die Kammer bzw. der Ringkanal kann zumindest im radial äußeren Bereich derart ausgebildet sein, daß die entsprechenden Begrenzungsflächen an den äußeren Querschnitt der Kraftspeicher angeglich ist. Durch eine derartige Auslegung kann eine zusätzliche Verbesserung der radialen Abstützung sowie der Führung der Kraftspeicher innerhalb der Kammer bzw. des Ringkanals erzielt werden.

**[0014]** Für den Aufbau und die Funktion der Einrichtung kann es weiterhin besonders vorteilhaft sein, wenn eines der die Kammer begrenzenden Bauteile einen Anlasserzahnkranz trägt.

**[0015]** Die Federrate bzw. die Steifigkeit des durch die Federn zwischen den Schwungradelementen gebildeten elastischen Dämpfers kann in der Größenordnung zwischen 2 bis 20 Nm/Grad, vorzugsweise zwischen 4 bis 15 Nm/Grad liegen. Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn diese Federrate bzw. Steifigkeit über zumindest einen Verdrehwinkel von 15 Grad zwischen den beiden Schwungradelementen in Zugrichtung und/oder in Schubrichtung vorhanden ist.

**[0016]** Als vorteilhaft kann es sich weiterhin erweisen, wenn der Ringkanal zumindest teilweise mit viskosem Medium, wie einem pastösen Mittel, gefüllt ist. Es kann auch zweckmäßig sein, wenn bei einer erfindungsgemäßen Einrichtung – in Umfangsrichtung der Einrichtung betrachtet – die Kraftspeicher zwischen den ihnen jeweils zugeordneten Abstützbereichen fliehkraftmäßig abgestützt sind.

**[0017]** Weiterhin kann durch die beim Komprimieren und Entspannen der langen Federn sowie infolge der Bewegung der Bereiche des Flanschkörpers, die in den Ringkanal hineinragen, auftretende Verwirbelung bzw. Verdrängung des im Ringkanal aufgenommenen viskosen Mediums eine viskose bzw. hydraulische Dämpfung erzeugt werden, die in Abhängigkeit der aufgrund von Drehmomentschwankungen bzw. Drehschwingungen zwischen den beiden Schwungradelementen auftretenden Winkelgeschwindigkeiten bzw. -beschleunigungen sich ändert. Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß die durch das viskose Medium verursachte Dämpfung veränderbar ist in Ab-

hängigkeit der Drehzahl des Motors. Es kann also in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit zwischen den beiden Schwungradelementen sowie in Abhängigkeit der Drehzahl der Einrichtung das Dämpfungsverhältnis bzw. die Hysterese und damit die gesamte Dämpfungscharakteristik der Einrichtung verändert werden. Durch das im Ringkanal vorgesehene viskose Medium können somit nicht nur Schwingungen großer Amplitude gedämpft werden, die durch hohe Drehmomentstöße bzw. Wechselmomente verursacht werden, sondern auch Schwingungen kleiner Amplitude, die mit entsprechend kleiner Hysterese gedämpft werden müssen und die insbesondere im Lastbetrieb auftreten. Dies kann darauf zurückgeführt werden, daß der sich im viskosen Medium aufbauende Druck abhängig ist von der momentanen Geschwindigkeit, mit der ein bestimmtes Volumen des viskosen Mediums verdrängt wird. Das bedeutet also, daß die Dämpfungskapazität des zumindest im Ringkanal aufgenommenen viskosen Mediums davon abhängig ist, ob zwischen den beiden Schwungradmassen Stoßmomente bzw. hohe Wechselmomente oder geringere Momentenschwankungen auftreten. Es kann also praktisch eine selbsttätige Regulierung der Dämpfungswirkung erzielt werden.

**[0018]** Durch die Verwendung von vorgekrümmten Federn können die in diesen beim Komprimieren auftretenden Spannungen reduziert und weiterhin die Montage erleichtert werden.

**[0019]** Die Abstützbereiche für die Federn im Ringkanal können in vorteilhafter Weise durch am Flanschkörper angeformte radiale Ausleger gebildet werden, die in die radialen Bereiche des Ringkanals einmünden. Die Ausleger können dabei radial außerhalb der Abstützbereiche übergehen in einen die Federn in Umfangsrichtung übergreifenden Steg. Die – in Umfangsrichtung betrachtet – jeweils zwei radiale Ausleger verbindenden Stege können in einer ringförmigen Ausnehmung aufgenommen werden, welche sich radial außen an den Ringkanal anschließt.

**[0020]** Die Stege können – in radialer Richtung betrachtet – in bezug auf den Ringkanal derart ausgebildet sein, daß zumindest bei rotierender Einrichtung die Federn sich im wesentlichen an diesen Stegen radial abstützen. Dies kann insbesondere dann vorteilhaft sein, wenn zumindest einzelne der in den Ringkanal aufgenommenen Kraftspeicher nacheinander zur Wirkung kommen, also eine mehrstufige drehelastische Dämpfung bilden, und die erst nach einem Relativverdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen einsetzenden Federn zunächst über den Flansch in Umfangsrichtung positioniert sind, da dann während des Verdrehwinkels in dem diese Federn nicht komprimiert werden, diese sich mit dem Bauteil drehen, nämlich dem Flansch, an dem sie sich radial abstützen, so daß eine zusätzliche Reibungsdämpfung zwischen diesen Federn

und den Begrenzungsflächen des Ringkanals vermieden werden kann.

**[0021]** Ein besonders vorteilhafter Aufbau der Einrichtung kann gegeben sein, wenn der Ringkanal durch zwei schalenartige Körper gebildet ist, wobei wenigstens einer dieser Körper ein Blechformteil sein kann.

**[0022]** Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn der Ringkanal durch zwei halbschalenartige Blechformteile gebildet ist, wobei diese Bestandteil des mit dem Motor verbundenen Schwungradelementes sein können oder gar dieses Schwungradelement bilden. Ein Vorteil derartiger Blechformteile gegenüber durch Verspannung hergestellten Teilen besteht im wesentlich reduzierten Fertigungsaufwand. Weiterhin sind bei durch Stanzen, Ziehen und Prägen hergestellten Blechteilen eine Vielzahl von günstigen Ausgestaltungsformen möglich, so können z.B. auch Kanalquerschnitte kostengünstig hergestellt werden, die von der rotationssymmetrischen Form abweichen. Auch können die Umfangsabstützungen für die Federn im Ringkanal durch Anprägungen bzw. taschenförmige Anformungen gebildet werden, so daß keine zusätzlichen Elemente erforderlich sind, um diese Funktion sicherzustellen.

**[0023]** Die Abstützungen bzw. Anschläge im Ringkanal für die Endbereiche der Federn können jedoch auch in einfacher Weise durch einzelne Elemente gebildet werden, die in den ansonsten über den Umfang durchgehend ausgebildeten Ringkanal eingesetzt sind. Diese Elemente können durch aufgenietete Klötzchen bzw. Plättchen, durch Formniete oder durch angeschweißte Formteile gebildet sein.

**[0024]** Zur einwandfreien Beaufschlagung der im Ringkanal aufgenommenen Federn ist es angebracht, wenn – in der neutralen Stellung des Dämpfers bzw. der Einrichtung – beidseits eines Flanschauslegers eine taschenförmige Anformung oder ein anderes Anschlagelement vorgesehen ist.

**[0025]** Um – ausgehend von einer mittleren Stellung bzw. einem mittleren Bereich der beiden Schwungradelemente relativ zueinander – zumindest in eine Drehrichtung eine mehrstufige drehelastische Dämpfung zu erhalten, kann es vorteilhaft sein, wenn zumindest ein Ausleger des Flanschkörpers gegenüber den beidseits von diesem vorgesehenen Abstützungen des Ringkanals – in Umfangsrichtung betrachtet – eine geringere Erstreckung aufweist. Dabei können die Ausleger und die Abstützungen in der erwähnten Ausgangsposition in bezug aufeinander derart angeordnet sein, daß deren Beaufschlagungsbereiche in beiden Drehrichtungen relativ zueinander versetzt sind, so daß sich in beide Drehrichtungen eine mehrstufige drehelastische Dämpfung ergibt. In der erwähnten Ausgangsposition können die Beaufschla-

gungsbereiche der Ausleger für die Kraftspeicher und der Abstützungen jedoch auch auf einer Seite bündig sein, so daß sich dann lediglich in eine Drehrichtung eine abgestufte drehelastische Dämpfung ergibt.

**[0026]** Die Beaufschlagungsbereiche der Ausleger und der Abstützungen können in bezug auf die Federenden jedoch auch derart zueinander versetzt sein, daß um die Nullage der Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen über einen bestimmten Winkel keine Federung vorhanden ist, so daß dann praktisch keine oder lediglich eine hydraulische bzw. viskose und/oder eine Reibungsdämpfung auftreten kann. Diese Dämpfung kann sehr klein sein.

**[0027]** Eine geringere Erstreckung der Ausleger des Flanschkörpers gegenüber den Abstützungen des Ringkanals ist insbesondere bei Einrichtungen vorteilhaft, bei denen die zunächst nicht komprimierte(n) Feder bzw. Federn durch die Abstützungen des Ringkanals in Umfangsrichtung festgelegt ist bzw. sind.

**[0028]** Bei Einrichtungen, bei denen die erst nach einem relativen Verdrehwinkel zwischen den Schwungradelementen zur Wirkung kommenden Kraftspeicher sich über diesen Relativverdrehwinkel mit dem Flanschkörper verdrehen, kann es zweckmäßig sein, wenn wenigstens ein Ausleger des Flanschkörpers gegenüber den beidseits desselben vorgesehenen Abstützungen im Ringkanal – in Umfangsrichtung betrachtet – eine größere Erstreckung aufweist. Dabei können die Beaufschlagungsbereiche der Ausleger und der Abstützungen lediglich in eine Drehrichtung zueinander versetzt sein oder aber auch in beide Drehrichtungen.

**[0029]** Für die Funktion der Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn zumindest zwischen einigen der Ausleger des Flanschkörpers und den ihnen zugewandten Federenden Zwischenlagen vorgesehen sind, die zumindest einen Querschnittsbereich aufweisen, der zumindest annähernd an den Querschnitt des die Federn aufnehmenden Ringkanals angepaßt ist. Durch eine derartige Ausgestaltung der Zwischenlagen wirken diese im Ringkanal bei einer Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen wie Verdrängungskolben für das in diesem Ringkanal vorgesehene viskose Medium. Zur besseren Führung der Federenden können die Zwischenlagen auf ihrer dem jeweiligen Federende zugekehrten Seite eine in den Innenraum der Federn hineinragende Verlängerung besitzen. Um eine Selbsteinfädelerung der Verlängerungen in die Federenden zu ermöglichen, können diese einen leicht konischen Bereich aufweisen, der zum Ende zu in einen größeren Kegelwinkel oder eine kalottenförmige Gestalt aufweisenden Abschnitt übergeht. Dadurch kann sichergestellt werden, daß, falls eine

Zwischenlage bzw. ein Federnapf im Betrieb aus einem Federende herausrutscht bzw. herausgedrängt wird, beim Entspannen der Feder bzw. bei der Beaufschlagung des Federnapfes letzterer sich wieder in die Feder einfädeln kann, ohne daß diese oder er selbst beschädigt wird.

**[0030]** Dadurch daß die Zwischenlagen bzw. die Federnäpfe im Ringkanal Verdrängungskolben für das viskose Medium bilden, können diese in vorteilhafter Weise zur Steuerung der durch das viskose Medium erzeugten Dämpfung herangezogen werden. So ist es in besonders einfacher Weise möglich, über die kolbenähnlichen Zwischenlagen die Durchflußmenge bzw. das verdrängte Volumen an viskosem Medium über einen bestimmten Relativverdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen zu bestimmen bzw. zu regulieren und somit einen definierten, charakteristischen Dämpfungsverlauf in Abhängigkeit bestimmter Betriebsparameter zu erzielen. Die Veränderung des durch das viskose Medium erzeugten Verdrehwiderstandes kann in einfacher Weise durch Veränderung wenigstens eines Durchflußquerschnittes für das viskose Medium erfolgen. Dies kann zum Beispiel dadurch erzielt werden, daß der Ringkanal wenigstens über Teilbereiche der Längerstreckung von zumindest einer Feder, die an beiden Enden mit Zwischenlagen bzw. Federnäpfen versehen ist, keinen konstanten Querschnitt besitzt. Bei einer Relativbewegung zwischen dem Ringkanal und einer Zwischenlage kann sich somit der freie Querschnitt zwischen dem Ringkanal und der Zwischenlage in Abhängigkeit des Verdrehwinkels verändern. Zweckmäßig kann es dabei sein, wenn zumindest einige der sich in den Endabschnitten der nicht komprimierten Federn befindlichen Bereiche des Ringkanals gegenüber den übrigen Bereichen dieses Kanals im Querschnitt erweitert sind. Derartige Querschnittserweiterungen können über einen bestimmten Verdrehwinkelbereich progressiv verlaufen oder es können auch die Querschnittsveränderungen schlagartig erfolgen. Um eine einwandfreie Führung der Zwischenlagen und der Kraftspeicher radial außen zu ermöglichen, ist es zweckmäßig, derartige Querschnittserweiterungen im Bereich der inneren Hälfte des Ringkanales vorzusehen.

**[0031]** Die durch die Zwischenlagen in Verbindung mit dem viskosen Medium erzeugte Dämpfung kann weiterhin durch Einbringen von axialen Ausschitten oder von axialen Ausnehmungen in diese Zwischenlagen verändert werden.

**[0032]** Für die Funktion der Einrichtung kann es vorteilhaft sein, wenn die Ausleger des Flanschkörpers in Umfangsrichtung weisende Nasen besitzen, welche in eine Ausnehmung der Zwischenlagen eingreifen. Die Nasen der Ausleger sind dabei in bezug auf die ihnen jeweils zugeordnete Ausnehmung der Zwischenlagen derart angeordnet bzw. ausgebildet, daß

über die Zwischenlagen zumindest die Endbereiche der Federn außer Kontakt gehalten werden mit den radial äußeren Bereichen des Ringkanals. Die Nasen der Ausleger können dabei derart ausgebildet sein, daß bei Beaufschlagung der Zwischenlagen letztere durch die Nasen leicht radial nach innen gezogen werden, und damit von der Ringkanalwandung abgehoben werden. Hierdurch wird erreicht, daß auch bei hoher Drehzahl zumindest einige der Endwindungen der Federn nicht zur Anlage kommen an den schalenartigen Körpern, welche den Ringkanal bilden, und damit frei Federn können. Vorteilhaft kann es dabei sein, wenn die Ausnehmungen in den Zwischenlagen im Querschnitt kreisringförmig ausgebildet sind und die Vasen der Ausleger zumindest an die Ausnehmungen angepaßte Bereiche aufweisen. Letzteres kann zum Beispiel durch Anprägen der zuvor ausgestanzten Nasen erfolgen. Die Auslegernehmungen der Zwischenlagen können – in Achsrichtung der Federn betrachtet – kegel- oder kugelförmig geformt sein und Sacklöcher bilden.

**[0033]** Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung kann radial innerhalb des Ringkanals mindestens eine weitere Federgruppe der Dämpfungsvorkehrung vorgesehen sein. Für manche Einsatzfälle kann es vorteilhaft sein, wenn diese weitere Federgruppe mit der im Ringkanal vorgesehenen ersten Federgruppe zwischen den Schwungradelementen in Parallelschaltung angeordnet ist. Die Anordnung der einzelnen Federn der ersten und weiteren Federgruppe zwischen den beiden Schwungradelementen kann dabei derart vorgenommen werden, daß mindestens einzelne Federn beider Federgruppen stufenweise, das heißt winkelfersetzt zur Witzkung kommen und/oder mindestens einzelne Federn wenigstens einer Federgruppe stufenweise, das heißt winkelfersetzt einsetzen.

**[0034]** Gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung können die im Ringkanal vorgesehene erste Federgruppe und die radial weiter innen angeordnete weitere Federgruppe zwischen den Schwungradelementen in Reihenschaltung angeordnet sein. Die innerhalb dieser Federgruppen parallel geschalteten Federn können dabei ebenfalls verschiedene Stufen bilden, die winkelfersetzt zur Wirkung kommen.

**[0035]** Die Koppelung der wenigstens zwei Federgruppen, welche zwischen den Schwungradelementen vorgesehen sind, kann in einfacher Weise mittels eines Flanschkörpers erfolgen, der entsprechende Aufnahmen für die einzelnen Federn aufweist. Diese Aufnahmen können in vorteilhafter Weise dadurch gebildet werden, daß der Flanschkörper radial äußere, durch radiale Ausleger in Umfangsrichtung voneinander getrennte Ausschnitte besitzt, in denen die Federn der ersten Federgruppe aufgenommen sind, sowie radial weiter innen liegende Fenster, in denen die Federn der weiteren Federgruppe vorgesehen

sind. Die Ausschnitte und die Fenster können dabei – in Umfangsrichtung betrachtet – derart relativ zueinander angeordnet sein, daß radial innerhalb eines Ausschnittes jeweils ein Fenster liegt. Ausschnitte und Fenster können dabei zumindest annähernd eine gleiche winkelmäßige Erstreckung in Umfangsrichtung aufweisen.

**[0036]** Um einen möglichst großen Verdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen zu ermöglichen, kann es vorteilhaft sein, wenn die erste und/oder die weitere Federgruppe jeweils maximal vier Kraftspeicher aufweist.

**[0037]** Für den Aufbau und die Wirkungsweise der Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn radial innerhalb des Ringkanals die Gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper, wie Blechformteile, aufeinander zu weisende Bereiche besitzen, die für den Flanschkörper einen Durchlaß bilden. Die aufeinander zu weisenden Bereiche können dabei kreisringartige Flächen definieren, die einen kreisringförmigen Durchlaß bzw. Spalt begrenzen, der in den Ringkanal einmündet. Zur Erzielung einer sehr hohen Dämpfung durch das im Ringkanal aufgenommene viskose Medium kann die Durchlaßbreite zumindest annähernd der Dicke des Flanschkörpers entsprechen. Für viele Anwendungsfälle kann es jedoch vorteilhaft sein, wenn der axiale Abstand zwischen den aufeinander zu weisenden Bereichen 0,1 mm bis 2mm größer ist als die Dicke der darin aufgenommenen Bereiche des Flanschkörpers: Durch den dadurch definierten Spalt kann ein Teil des in dem Ringkanal aufgenommenen viskosen Mediums bei einer plötzlichen Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen radial nach innen entweichen. Durch entsprechende Bemessung des Spaltes kann die durch das im Ringkanal enthaltene viskose Medium hervorgerufene Dämpfungswirkung auf das gewünschte Maß festgelegt werden.

**[0038]** Weiterhin ist es möglich, die aufeinander zu weisenden Bereiche der Gehäusehälften und die darin aufgenommenen Bereiche des Flanschkörpers in bezug aufeinander derart auszubilden, daß zwischen diesen ein in Abhängigkeit des Verdrehwinkels zwischen den Schwungradelementen sich verändernder Spalt vorhanden ist, wobei der durch den Spalt definierte Durchflußquerschnitt mit zunehmendem Verdrehwinkel sich verringern kann, wodurch die durch das viskose Medium erzeugte Dämpfung größer wird. Hierfür kann der Flanschkörper auf zumindest einer Seite in Umfangsrichtung verlaufende und in axialer Richtung sich erhebende Rampen aufweisen, die mit entsprechend ausgebildeten Gegenrampen des ihm auf dieser Seite zugekehrten Gehäusebereiches zusammenwirken, derart, daß wenn die Rampen und Gegenrampen aufeinander zu bewegt werden, der Durchflußquerschnitt für das viskose Medium kleiner wird.

**[0039]** Für den Aufbau der Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn radial innerhalb des zwischen den aufeinander zu weisenden Bereichen der Gehäusehälften vorhandenen Durchlasses für den Flanschkörper die weitere Federgruppe vorgesehen ist. Zur Aufnahme dieser Federgruppe können die Gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper axiale Einbuchtungen aufweisen. Für die Funktion der Einrichtung kann es dabei besonders vorteilhaft sein, wenn die axialen Einbuchtungen, der Durchlaß für den Flanschkörper und der Ringkanal ineinander übergehen. Zur einwandfreien Führung der Kraftspeicher der weiteren, inneren Federgruppe kann es zweckmäßig sein, wenn die Einbuchtungen zumindest im radial äußeren Bereich den Umfang des Querschnittes dieser Kraftspeicher angeglichen sind. Der zwischen Ringkanal und den Einbuchtungen vorhandene Spalt bzw. Durchlaß für den Flanschkörper kann im wesentlichen verschlossen sein. Hierfür kann der Flanschkörper einen kreisringartigen Bereich aufweisen, der sich zumindest teilweise radial in diesen Spalt erstreckt. In vorteilhafter Weise kann dieser kreisringartige Bereich des Flanschkörpers im wesentlichen durch sich in Umfangsrichtung radial zwischen den äußeren und den inneren Federn erstreckende Stege gebildet sein, welche die Beaufschlagungsbereiche des Flanschkörpers für die Federn, wie radiale Ausleger, miteinander verbinden.

**[0040]** Zur Erleichterung der Montage der Einrichtung können die Federn der weiteren Federgruppe auf wenigstens annähernd den Durchmesser vorgekrümmt sein, auf den sie angeordnet werden. Dies ist insbesondere dann vorteilhaft, wenn es sich um lange Federn handelt. Weiterhin hat das Vorkrümmen der Federn der äußeren und/oder der inneren Federgruppe den Vorteil, daß sie im eingebauten Zustand und bei nicht beanspruchter Einrichtung praktisch biegemomentfrei sind.

**[0041]** Es kann vorteilhaft sein, wenn Federn der weiteren Federgruppe radial außen durch die die Fenster des Nabenkörpers begrenzenden Bereiche geführt sind, so daß diese Federn sich bei rotierender Einrichtung sowie Beaufschlagung hauptsächlich gegen die radial äußeren Konturen der Fenster des Nabenkörpers abstützen und damit praktisch nur in axialer Richtung durch die Einbuchtungen der Gehäuseteile geführt werden, das bedeutet also, mit minimaler Anlagekraft entlang der die Einbuchtungen begrenzenden Wandung gleiten. In vorteilhafter Weise können die Außenkonturen der Fenster durch zwischen den äußeren und den inneren Federn vorhandene Stege des Flanschkörpers, die sich in Umfangsrichtung erstrecken, gebildet sein. Um eine Anlage der Federenden am Gehäuse zu verhindern, können die einzelnen Fenster bzw. die Stege zum Ende hin radial etwas nach innen gezogen werden, so daß die beaufschlagten Federenden durch den Flanschkörper von den radial äußeren Bereichen der Einbuchtun-

gen oder des Ringkanals radial zurückgehalten werden.

**[0042]** Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch vorteilhaft sein, wenn die inneren Federn sich zumindest unter Fliehkrafteinwirkung an den die Einbuchtungen begrenzenden Flächen radial abstützen. Dies kann bei Federn von Vorteil sein, die erst nach einem bestimmten relativen Verdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen zum Einsatz kommen. Weiterhin kann es für die Funktion der Einrichtung von Vorteil sein, wenn die Fenster des Flanschkörpers für die inneren Federn derart ausgebildet sind, daß sie in Umfangsrichtung weisende Nasen bilden, die unmittelbar in die Federenden eingreifen oder in eine Ausnehmung einer Zwischenlage, die zwischen einem Federende und dem ihm zugeordneten Beaufschlagungsbereich des Flanschkörpers vorgesehen ist. Die Nasen können dabei in bezug auf die Federenden bzw. auf die Zwischenlagen derart ausgebildet sein, daß sie zumindest die Endbereiche der Federn radial nach innen halten, so daß diese bei Beaufschlagung außer Kontakt bleiben mit den radial äußeren Bereichen der Einbuchtungen und/oder den sie übergreifenden Stegen des Flanschkörpers. Dadurch ergeben sich ebenfalls die in Verbindung mit den an den Auslegern des Flanschkörpers angeformten Nasen bereits beschriebenen Vorteile.

**[0043]** Für die Herstellung der Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Einbuchtungen für die weitere Federgruppe ringförmig sind, das heißt, sich über den gesamten Umfang der Einrichtung erstrecken und die Abstützbereiche in Umfangsrichtung für die Kraftspeicher durch in die Einbuchtungen eingebrachte Anschlagenelemente gebildet sind. Derartige Anschlagenelemente können durch einzelne Elemente gebildet sein, wie sie im Zusammenhang mit den im Ringkanal vorgesehenen Anschlagenelementen beschrieben wurden. Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die Anschlagenelemente durch Formniete gebildet sind, deren Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher eben bzw. abgeflacht sind.

**[0044]** Für den Aufbau und die Funktion der Einrichtung kann es vorteilhaft sein, wenn die Federn der inneren Federgruppe in Fenstern zweier Scheiben aufgenommen sind, die mit dem anderen, mit dem Antriebsstrang verbindbaren Schwungradelement in Drehverbindung stehen und axial zwischen sich einengen, die radial äußere und die radial innere Federgruppe in Reihe koppelnden Flanschkörper aufnehmen.

**[0045]** Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung kann es für die Funktion und den Zusammenbau der Einrichtung besonders vorteilhaft sein, wenn das eine Schwungradelement das eine, ein Profil aufwei-

sende Bestandteil einer axialen Steckverbindung und das andere Schwungradelement das Gegenprofil der die beiden Schwungradelemente drehschlüssig koppelnden Steckverbindung aufweist. Eine derartige Steckverbindung kann insbesondere bei einer Einrichtung zweckmäßig sein, bei der die Federgruppen der Dämpfungsvorkehrung in einer mit einem viskosen bzw. pastösen Medium zumindest teilweise füllbaren Kammer aufgenommen sind, die im wesentlichen durch die Bauteile des einen mit dem Motor verbindbaren Schwungradelementes gebildet ist und wobei das Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung ein flanschartiges Bauteil ist, das Profilierungen aufweist, die in Eingriff bringbar sind mit an dem anderen Schwungradelement vorgesehenen Gegenprofilierungen, weiterhin eines der Schwungradelemente ein Dichtungselement trägt, das beim Zusammenstecken der beiden Schwungradelemente an einer Fläche des anderen der Schwungradelemente dichtend zur Anlage kommt. Ein derartiger Aufbau gestattet eine Vormontage in zwei Baugruppen, nämlich der mit dem Motor verbindbaren primärseitigen und der über eine Kupplung mit dem Antriebsstrang verbindbaren sekundärseitigen Baugruppe.

**[0046]** Vorteilhaft kann es sein, wenn das flanschartige Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung, wie Flanschkörper, über die Profilierungen der Steckverbindung mit dem anderen Schwungradelement eine drehschlüssige Koppelung besitzt, axial jedoch nicht festgelegt ist. Durch einen derartigen Aufbau kann der Flansch sich in axialer Richtung frei ausrichten, so daß er bei der Montage der Einrichtung nicht zwischen den beiden Schwungradelementen verspannt wird, wodurch Bauteile der Einrichtung unzulässig beansprucht werden könnten und eine bereits bei kleinen Verdrehwinkeln einsetzende, zum Beispiel im Leerlauf des Motors unerwünschte, hohe Reibungshysterese entstehen würde. Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn das flanschartige Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung, wie Flanschkörper, axial schwimmend zwischen den beiden Gehäusehälften bzw. den schalenartigen Körpern des mit dem Motor verbindbaren Schwungradelementes montiert ist.

**[0047]** Eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Einrichtung kann dadurch ermöglicht werden, daß die durch den Zusammenbau der beiden Schwungradelemente erzeugte Dichtung die mit viskosem Medium zumindest teilweise gefüllte Kammer abdichtet bzw. verschließt gegenüber einem axial zwischen den beiden relativ zueinander verdrehbaren Schwungradelementen befindlichen Ringspalt, der nach außen hin offen sein kann. Dabei kann es vorteilhaft sein, wenn die Gegenprofilierungen am Außenumfang eines ringscheibenartigen mit dem anderen Schwungradelement verbundenen Bauteils vorgesehen sind.

**[0048]** Das die Kammer abdichtende Dichtungsele-

ment besitzt in vorteilhafter Weise wenigstens ein ringscheibenartiges Dichtungsteil. Zweckmäßig kann es sein, wenn das ringscheibenartige Dichtungsteil axial federnd nachgiebig ist, so daß nach dem Zusammenstecken der Schwungradelemente dieses zur Herstellung einer einwandfreien Abdichtung elastisch verformt werden kann. Ein derartiges Dichtungsteil kann von dem mit dem Motor verbindbaren Schwungradelement getragen sein, so daß es nach dem Zusammenstecken der Schwungradelemente an einer Anlagefläche des anderen Schwungradelementes mit Vorspannung anliegt.

**[0049]** Zur Erleichterung der Montage der Einrichtung, kann es zweckmäßig sein, wenn der Innendurchmesser des die Kammer zum Ringkanal hin abdichtenden Dichtungselementes größer ist als der äußere Durchmesser der Gegenprofilierungen der Steckverbindung. Dadurch kann das Dichtungselement beim Zusammenbau der Einrichtung axial über die Gegenprofilierungen geführt werden, was insbesondere dann von Vorteil ist, wenn das flanschartige Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung eine mittlere Ausnehmung aufweist, deren Umfangskontur die Profilierungen der Steckverbindung begrenzt und das die Gegenprofilierungen am Außenumfang aufweisende, ringscheibenartige Bauteil auf einer dem motorseitigen Schwungradelement zugewandten Stirnfläche des anderen Schwungradelementes axial festgelegt ist.

**[0050]** Eine einwandfreie Abdichtung der Kammer und ein einfacher Aufbau der Einrichtung kann dadurch erzielt werden, daß das Dichtungselement mit seinem radial äußeren Randbereich an einer radialen Wandung des einen Schwungradelementes axial abgestützt ist, die durch die Gehäusehälfte gebildet ist, welche an den zwischen den beiden Schwungradelementen vorhandenen radialen Ringspalt angrenzt. Dabei kann der radial äußere Randbereich des Dichtungselementes an der radialen Wandung axial festgelegt sein. Für die Funktion des Dichtungselementes kann es angebracht sein, wenn dieses am äußeren Randbereich axial eingespannt ist. Eine derartige Einspannung, die axial federnd sein kann, ermöglicht dem Dichtungselement, ähnlich wie eine Tellerfeder sich um den Einspannbereich zu verschwenken. Die auf dem anderen Schwungradelement vorgesehene Anlagefläche für das Dichtungselement kann in einfacher Weise durch ein kreisringförmiges Bauteil gebildet sein, das zwischen der Stirnfläche des anderen Schwungradelementes und dem die Gegenprofilierungen aufweisenden Bauteil axial eingespannt ist und radial nach außen sich weiter erstreckt als die Gegenprofilierungen. Dieses kreisringförmige Bauteil kann dabei radial außen in Richtung von dem mit den Gegenprofilierungen versehenen Bauteil wegversetzt bzw. getellert sein.

**[0051]** Für manche Anwendungsfälle kann es

zweckmäßig sein, wenn die zwischen den beiden Schwungradelementen wirksame Dämpfungsvorkehrung mindestens eine Reibeinrichtung umfaßt. Diese Reibeinrichtung kann über den gesamten Verdrehwinkel zwischen den beiden Schwungradelementen wirksam sein oder aber nur in einem bestimmten Bereich dieses Verdrehwinkels zum Einsatz kommen. Vorteilhaft kann es dabei sein, wenn die Reibeinrichtung mindestens eine Reibscheibe aufweist, die mit mindestens einem in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeicher zusammenwirkt. Der Kraftspeicher kann dabei derart ausgelegt sein, daß das von ihm auf die Reibscheibe ausgeübte Moment zumindest über einen Teilbereich seines Kompressionsweges ausreicht, um das Reibmoment der Reibscheibe zu überwinden, so daß diese zumindest teilweise zurückgestellt wird.

**[0052]** Weiterhin kann es zweckmäßig sein, wenn die zwischen den Schwungradelementen vorgesehene Reibeinrichtung in Umfangsrichtung mit Spiel behaftet ist, das bedeutet also, daß zwischen den Anschlägen der Reibscheibe der Reibeinrichtung und den ihnen zugeordneten Gegenansschlägen ein Spiel vorhanden ist. Dadurch wird der Einsatz der Reibeinrichtung in bezug auf den Einsatz der Kraftspeicher verschleppt.

**[0053]** Um ein über die gesamte Lebensdauer der Einheit möglichst konstantes Reibmoment zu erzielen, kann es angebracht sein, die Reibeinrichtung in der durch die Gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper gebildeten Kammer für viskoses Medium vorzusehen.

**[0054]** Für andere Anwendungsfälle kann es jedoch auch vorteilhaft sein, wenn außerhalb des mit viskosem Medium zumindest teilweise gefüllten Raums bzw. Ringkanals zusätzlich eine zwischen den beiden Schwungradelementen wirksame Trockenreibungsdämpfungseinrichtung angeordnet ist.

**[0055]** Obwohl es für manche Anwendungsfälle vorteilhaft sein kann, wenn die Reibungsdämpfungseinrichtung mit den Federn der Dämpfungsvorkehrung parallel geschaltet ist, kann es für andere Anwendungsfälle besonders zweckmäßig sein, wenn zwischen den Schwungradelementen mindestens eine mit den zwischen diesen wirksamen Federn in Reihe geschaltete Reibungsdämpfungseinrichtung vorhanden ist. Die Dämpfungswirkung der Reibeinrichtung bzw. Reibungsdämpfungseinrichtung kann dabei über den Verdrehwinkel veränderlich sein, wobei die Dämpfungswirkung mit zunehmendem Verdrehwinkel größer werden kann.

**[0056]** Für die Funktion und den Aufbau der Einrichtung kann es von Vorteil sein, wenn die mit der inneren Federgruppe parallel wirksame Reibungsdämpfung und/oder viskose Dämpfung wesentlich geringer

ist als die der äußeren Federgruppe parallel geschaltete viskose Dämpfung und/oder Reibungsdämpfung. Hierfür können äußere Federn an ihren Enden mit Näpfen versehen werden, deren Außenkontur zumindest annähernd der Kontur des Ringkanals entspricht, wodurch eine große Dämpfung durch Fettverdrängung entsteht. Die inneren Federn, zumindest der ersten Stufe, sind ohne Federnäpfe eingesetzt, um zumindest in der ersten Stufe eine geringe Fettverdrängung und damit auch eine geringe Dämpfung zu erzielen. Die mit Spiel eingesetzten Federn der inneren Federgruppe können zur Optimierung der Dämpfung mit oder ohne Federnäpfe eingebaut werden. Weiterhin kann die der äußeren und inneren Federgruppe zugeordnete viskose Dämpfung durch entsprechende Festlegung des Niveaus an viskosem Medium beeinflusst werden. Vorteilhaft kann es sein, wenn der äußere Ringkanal ganz und die inneren Einbuchtungen nur teilweise mit viskosem Medium gefüllt sind. Die hohe Dämpfungswirkung bei Komprimierung der äußeren Federn beginnt daher sofort mit Beaufschlagungsbeginn der Federn. Die der inneren Federgruppe zugeordnete Dämpfung bleibt dagegen gering, da die Federn nur teilweise in das viskose Medium eintauchen.

**[0057]** Für die Funktion und den Aufbau der Einrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die dem Motor zugekehrte Gehäusehälfte bzw. der motorseitige, schalenartige Körper radial innen einen axialen Ansatz trägt, der in Richtung des mit dem Antriebsstrang verbindbaren Schwungradelementes gerichtet ist und ein Wälzlager trägt, das die beiden Schwungradelemente relativ zueinander verdrehbar lagert. Das mit dem Antriebsstrang verbindbare Schwungradelement kann eine axiale Ausnehmung aufweisen, in die der axiale Ansatz axial hineinragt. Vorteilhaft ist es dabei, wenn diese Ausnehmung einen Sitz bildet zur Aufnahme des äußeren Ringes des Wälzlagers.

**[0058]** Für den Zusammenbau der Einrichtung ist es besonders vorteilhaft, wenn vor dem Zusammenbau der beiden Schwungradelemente, das Wälzlager formschlüssig festgelegt wird an dem mit dem Antriebsstrang verbindbaren Schwungradelement und beim Zusammenbau dieses Wälzlager auf einen Sitz des axialen Ansatzes aufgeschoben wird.

**[0059]** Um eine mehrstufige Federkennlinie zwischen den Schwungradelementen zu erhalten, können wenigstens einzelne Federn einer Federgruppe bzw. eines Dämpfers kürzer sein als der Kreisbogenabschnitt zwischen den mit diesen zusammenwirkenden Anschlägen.

**[0060]** Anhand der [Fig. 1](#) bis [Fig. 10](#) sei die Erfindung näher erläutert:

**[0061]** Dabei zeigt [Fig. 1](#) eine erfindungsgemäße

Einrichtung im Schnitt,

[0062] [Fig. 2](#) eine Ansicht der Einrichtung gemäß Pfeil II der [Fig. 1](#) mit Ausbrüchen,

[0063] [Fig. 3](#) einen Schnitt durch eine andere erfindungsgemäße Einrichtung,

[0064] [Fig. 3a](#) die Einzelheit "X" der [Fig. 6](#) im vergrößerten Maßstab,

[0065] [Fig. 4](#) eine Ansicht der Einrichtung gemäß [Fig. 6](#) in Richtung des Pfeiles IV mit Ausbrüchen,

[0066] [Fig. 5](#) einen Halbschnitt durch eine erfindungsgemäße Ausführungsvariante einer Einrichtung,

[0067] [Fig. 6](#) einen teilweise dargestellten Schnitt gemäß der Linie VI-VI der [Fig. 5](#),

[0068] [Fig. 7](#) einen Schnitt gemäß der Linie VII-VII der [Fig. 6](#), wobei auch Bauteile dargestellt sind, die lediglich aus [Fig. 5](#) ersichtlich sind,

[0069] [Fig. 8](#) Details einer erfindungsgemäßen Einrichtung, welche zum Beispiel bei Ausführungsformen gemäß den [Fig. 1](#) bis [Fig. 7](#) verwendet werden können, die [Fig. 9](#) und [Fig. 10](#) weitere Schnitte durch erfindungsgemäße Einrichtungen.

[0070] Die in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) dargestellte Drehmomentübertragungseinrichtung **1** zum Kompensieren von Drehstößen besitzt ein Schwungrad **2**, welches in zwei Schwungradelemente **3** und **4** aufgeteilt ist. Das Schwungradelement **3** ist auf einer Kurbelwelle **5** einer nicht näher dargestellten Brennkraftmaschine über Befestigungsschrauben **6** befestigt. Auf dem Schwungradelement **4** ist eine schaltbare Reibungskupplung **7** befestigt. Zwischen der Druckplatte **8** der Reibungskupplung **7** und dem Schwungradelement **4** ist eine Kupplungsscheibe **9** vorgesehen, welche auf der Eingangswelle **10** eines nicht näher dargestellten Getriebes aufgenommen ist. Die Druckplatte **8** der Reibungskupplung **7** wird in Richtung des Schwungradelementes **4** durch eine am Kupplungsdeckel **11** schwenkbar sich abstützende Tellerfeder **12** beaufschlagt. Durch Betätigung der Reibungskupplung **7** kann das Schwungradelement **4** und somit auch das Schwungrad **2** bzw. die Brennkraftmaschine der Getriebeeingangswelle **10** zu- und abgekuppelt werden. Zwischen dem Schwungradelement **3** und dem Schwungradelement **4** ist ein erster, radial äußerer Dämpfer **13** sowie ein mit diesem parallel geschalteter zweiter, radial innerer Dämpfer **14** vorgesehen, welche eine Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** ermöglichen.

[0071] Die beiden Schwungradelemente **3** und **4**

sind relativ verdrehbar zueinander über eine Lagerung **15** gelagert. Die Lagerung **15** umfaßt ein Wälzlager in Form eines einreihigen Kugellagers **16**. Der äußere Lagerring **17** des Wälzlagers **16** ist in einer Ausnehmung **18** des Schwungradelementes **4** und der innere Lagerring **19** des Wälzlagers **16** ist auf einem zentralen, sich axial von der Kurbelwelle **5** weg erstreckenden und in die Ausnehmung **18** hineinragenden zylindrischen Zapfen **20** dem Schwungradelement **3** angeordnet.

[0072] Der innere Lagerring **19** ist mittels Preßpassung auf dem Zapfen **20** aufgenommen und zwischen einer Schulter **21** des Zapfens **20** bzw. dem Schwungradelement **3** und einer Sicherungsscheibe **22**, die auf der Stirnseite des Zapfens **20** befestigt ist, eingespannt.

[0073] Das Lager **16** ist gegenüber dem Schwungradelement **4** axial gesichert, indem es unter Zwischenlegung zweier im Querschnitt L-förmiger Ringe **23,24** axial zwischen einer Schulter **25** des Schwungradelementes **4** und einer über Niete **26** mit dem zweiten Schwungradelement **4** fest verbundenen, ringförmigen Scheibe **27** eingespannt ist.

[0074] Die beiden Ringe **23,24** bilden eine thermische Isolierung, die den Wärmefluß von der mit der Kupplungsscheibe **9** zusammenwirkenden Reibfläche **70** des Schwungradelementes **4** zum Lager **16** unterbricht bzw. zumindest vermindert.

[0075] Die radial nach innen weisenden Schenkel **23a,24a** der Ringe **23,24** erstrecken sich teilweise radial über den inneren Lagerring **19** und stützen sich axial an diesem ab, wodurch sie gleichzeitig als Dichtung für das Lager **16** dienen. Um eine einwandfreie Abdichtung des Lagers **16** sicherzustellen, werden die radial verlaufenden Schenkel **23a,24a** jeweils durch einen Kraftspeicher in Form einer Tellerfeder **28,29** axial in Richtung der Stirnflächen des inneren Lagerringes **19** beaufschlagt.

[0076] Das Schwungradelement **3** bildet ein Gehäuse, das eine ringförmige Kammer **30** begrenzt, in der die Dämpfer **13,14** aufgenommen sind. Das die ringförmige Kammer **30** aufweisende Schwungradelement **3** besteht im wesentlichen aus zwei Gehäuseteilen **31,32**, die radial außen mittels Schrauben **33** miteinander verbunden sind. Die Schrauben **33** sind im radialen Bereich der Stirnflächen bzw. Stoßflächen **34,35** über die die beiden Gehäusenhälften **31,32** aneinander anliegen, vorgesehen. Die Stoßflächen **34,35** befinden sich radial außerhalb des ersten Dämpfers **13**. Zur Abdichtung der ringförmigen Kammer **30** nach außen hin ist ein Dichtring **36** vorgesehen, der axial zwischen den beiden Stoßflächen **34,35** und radial innerhalb der Schrauben **33** angeordnet ist. Zur Aufnahme des Dichtringes **36** besitzt das Gehäuseteil **31** eine axiale Ringnut **37**. Zur ge-

nauen Positionierung der beiden Gehäuseteile **31,32** bei der Montage sind außerdem Zylinderstifte **38** vorgesehen, die radial außerhalb des Dichtringes **36** in axial fluchtenden Bohrungen der beiden Gehäuseteile **31,32** aufgenommen sind.

**[0077]** Das dem Motor zugekehrte Gehäuseteil **31** besitzt am Außenumfang eine Schulter **39**, auf der ein Anlasserzahnkranz **40** aufgeschraubt ist. Die beiden Gehäuseteile **31,32** können aus Gußeisen hergestellt werden. Falls ein geringes Trägheitsmoment des ersten Schwungradelementes **3** erwünscht ist, kann zumindest eines der Gehäuseteile **31,32** aus einer Leichtmetalllegierung, wie Aluminiumguß hergestellt werden. Derartige Leichtmetallgußteile haben den Vorteil, daß sie durch ein Druck- bzw. Preßverfahren hergestellt und ohne große Nacharbeit verwendet werden können.

**[0078]** Die beiden Dämpfer **13,14** besitzen ein gemeinsames Ausgangsteil in Form eines radialen Flansches **41**, der axial zwischen den beiden Gehäusehälften **31,32** angeordnet ist. Der Flansch **41** ist, wie dies insbesondere aus [Fig. 2](#) hervorgeht; mit seinen radial inneren Bereichen über eine axiale Steckverbindung **42** mit dem ringförmigen Scheibenteil **27** drehfest verbunden; welches auf der Stirnseite des in Richtung der Kurbelwelle **5** weisenden axialen Ansatzes **43** des Schwungradelementes **4** über die Niete **26** befestigt ist. Zur genauen radialen Positionierung bei der Montage ist zwischen dem ringförmigen Scheibenteil **27** und dem axialen Ansatz **43** ein Zentrierungssitz **43a** vorgesehen.

**[0079]** Der Flansch **41** weist an seinem Außenumfang radiale Ausleger **44** auf, welche die Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern **45** des äußeren Dämpfers **13** bilden. Radial innerhalb der – in Umfangsrichtung betrachtet – zwischen den Auslegern **44** vorhandenen Ausschnitte **46** für die Schraubenfedern **45** besitzt der Flansch **41** bogenförmige Fenster **47**, in denen die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern **48** des inneren Dämpfers **14** aufgenommen sind. Radial zwischen den Ausschnitten **46** und den Fenstern **47** bildet der Flansch **41** in Umfangsrichtung verlaufende Stege **49**, die die radialen Ausleger **44** bzw. die in Umfangsrichtung zwischen den Fenstern **47** vorhandenen radialen Bereiche **50** des Flansches **41** miteinander verbinden. Die radialen Bereiche **50** bilden die Beaufschlagungsbereiche des Flansches **41** für die Schraubenfedern **48**.

**[0080]** Die ringförmige Kammer **30** bildet radial außen eine ringkanalartige bzw. torusähnliche Aufnahme **51**, in die radial die Ausleger **44** des Flansches **41** eingreifen.

**[0081]** Die ringkanalartige Aufnahme **51** für die Kraftspeicher **45** ist im wesentlichen durch sich über

den Umfang erstreckende axiale Einbuchtungen **52,53** gebildet, welche in die radialen Bereiche der Gehäuseteile **31,32** eingebracht sind und in die die beidseits des Flansches **41** überstehenden Bereiche der Kraftspeicher **45** axial eintauchen. Radial nach innen wird die ringkanalartige Aufnahme **51** durch die Stege **49** des Flansches **41**, abgesehen von einem geringen Spalt **54**, verschlossen.

**[0082]** Wie aus [Fig. 1](#) ersichtlich ist, sind die axialen Einbuchtungen **52,53** im Querschnitt derart ausgebildet, daß deren bogenartiger Verlauf zumindest annähernd an den Umfang des Querschnittes der Kraftspeicher **45** angeglichen ist. Die äußeren Bereiche der Einbuchtungen **52,53** können somit für die Kraftspeicher **45** Anlagebereiche bzw. Führungsbereiche bilden, an denen sich die Kraftspeicher **45** zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial abstützen können. Durch das Angleichen der durch die Einbuchtungen **52,53** gebildeten Anlagebereiche an den Außenumfang der Kraftspeicher **45** kann der Verschleiß, welcher aufgrund der Reibung der Windungen der Kraftspeicher **45** an den radial äußeren Bereichen der Einbuchtungen **52,53** stattfindet, wesentlich reduziert werden, da die Abstützfläche zwischen Federn **45** und Einbuchtungen **52,53** vergrößert ist. Zur Beaufschlagung der Kraftspeicher **45** sind beidseits der Ausleger **44** in die Einbuchtungen **52,53** Umfangsanschläge **55,55a** eingebracht, welche in Umfangsrichtung Abstützbereiche für die Kraftspeicher **45** bilden. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzen die Umfangsanschläge **55,55a** – in Umfangsrichtung betrachtet – die gleiche winkelmäßige Erstreckung wie die Ausleger **44** des Flansches **41**. Die Umfangsanschläge **55,55a** sind durch an die Einbuchtungen **52,53** angepaßte Bauteile **56,57** gebildet, die mittels Nieten **58** mit den Gehäuseteilen **31,32** fest verbunden sind. Die in Umfangsrichtung betrachteten Endbereiche der Umfangsanschläge **55,55a** sind zur besseren Beaufschlagung der Kraftspeicher **45** abgeflacht.

**[0083]** Zwischen den Auslegern **44** und den ihnen zugewandten Enden der Federn **45** sind Federnäpfe **59** vorgesehen (siehe [Fig. 2](#)), deren Umfang an den Querschnitt der ringkanalartigen Aufnahme **51** angepaßt ist.

**[0084]** Radial innerhalb der ringkanalartigen Aufnahme **51** besitzen die Gehäusehälften **31,32** aufeinander zu weisende, kreisringartige Flächen bildende Bereiche **60,61**, zwischen denen ein kreisringförmiger Durchlaß **62** für den Flansch **41** vorhanden ist.

**[0085]** Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) ist die Breite dieses kreisringförmigen Durchlasses **62** etwas größer als die in diesem enthaltenen Bereiche des Flansches **41**, so daß mindestens auf einer Seite des Flansches **41** ein Spalt **54** vorhanden ist.

**[0086]** Radial innerhalb des kreisringförmigen Durchlasses **62** besitzen die Gehäuseteile bzw. Gehäusehälften **31,32** weitere axiale Einbuchtungen **63,64**, in welche die beidseits des Flansches **41** überstehenden Bereiche der inneren Schraubenfedern **48** zumindest teilweise eintauchen.

**[0087]** Wie aus [Fig. 1](#) ersichtlich ist, sind die axialen Einbuchtungen **63,64** im Querschnitt derart ausgebildet, daß deren bogenartiger Verlauf zumindest im radial äußeren Bereich an den Umfang des Querschnittes der Schraubenfedern **48** angeglichen ist, so daß die Federn **48** zumindest in axialer Richtung durch die Einbuchtungen **63, 64** gehalten bzw. geführt werden.

**[0088]** Ähnlich wie die äußeren Einbuchtungen **52,53** erstrecken sich auch die inneren Einbuchtungen **63,64** über den gesamten Umfang der Einrichtung. Dies ist vorteilhaft, da dann zum Beispiel die vorgegossenen Einbuchtungen **52,53** und **63,64** durch eine Drehoperation bearbeitet werden können. Zur Beaufschlagung der Kraftspeicher bzw. Schraubenfedern **48** sind in die Einbuchtungen **63,64** Umfangsanschläge **65,66** eingebracht, welche in Umfangsrichtung Abstützbereiche für die Schraubenfedern **48** bilden. Diese Umfangsanschläge **65,66** sind durch an die Einbuchtungen **63,64** angeglichenen Bauteile gebildet, die mit den Gehäuseteilen **31,32** über Niete **67** fest verbunden sind. Wie aus [Fig. 2](#) zu entnehmen ist, besitzen die beidseits der radialen Bereiche **50** des Flansches **41** vorgesehenen Anschläge **65,66** – in Umfangsrichtung betrachtet – eine geringere winkelmäßige Erstreckung, als diese radialen Bereiche **50**, welche die Schraubenfedern **48** beaufschlagen.

**[0089]** Die Stege **49** des Flansches **41** sind in bezug auf die inneren Einbuchtungen **63,64** derart dimensioniert, daß die Schraubenfedern **48** sich zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial an den Stegen **49** abstützen.

**[0090]** Dies ist vorteilhaft, da der Flansch aus Stahl hergestellt werden kann, der zumindest oberflächengehärtet wird, wodurch der Verschleiß an den radialen Abstützbereichen für die Federn **48** reduziert werden kann. Ein weiterer Vorteil der radialen Abstützung der Federn **48** an den Stegen **49** besteht darin, daß bis zur Anlage der Federn **48** an den Umfangsanschlägen **65,66** die Federn **48** sich mit dem Flansch **41** verdrehen können ohne eine wesentliche Reibung aufgrund der auf sie einwirkenden Fliehkraft an den Gehäuseteilen **31,32** zu erzeugen. Eine derartige Reibung ist in vielen Fällen unerwünscht, da sie die Charakteristik des äußeren Dämpfers **13** verfälscht.

**[0091]** Wie aus [Fig. 2](#) zu entnehmen ist, sind über den Umfang der Einrichtung **1** betrachtet, jeweils 3

Federn **45** und **48** vorgesehen, wobei die radial äußeren Federn **45** sich jeweils zumindest annähernd über 110 Grad erstrecken. Die radial inneren Federn **48** erstrecken sich zumindest annähernd über den gleichen Winkel wie die äußeren Federn **45**. Im vorliegenden Falle erstreckt sich eine Feder **48** zumindest annähernd über 100 Grad. Die äußeren Federn **45** erstrecken sich also über circa 91 % des Umfanges der Einrichtung und die inneren Federn **48** über circa 83 % des Umfanges.

**[0092]** Im nicht montierten Zustand können die Federn **45** und/oder die Federn **48** – in Achsrichtung betrachtet – gerade sein, das bedeutet also, daß bei der Montage diese Federn entsprechend der Form der sie aufnehmenden Einbuchtungen gebogen werden müssen, oder es können aber auch die Federn **45** und/oder die Federn **48** entsprechend der Form der sie aufnehmenden Einbuchtungen bereits eine entsprechende Krümmung aufweisen. Durch die Verwendung von vorgekrümmten Federn **45,48** können die in diesen beim Komprimieren auftretenden Spannungen reduziert und weiterhin die Montage erleichtert werden.

**[0093]** In der ringförmigen Kammer **30** ist ein viskoses Medium bzw. ein Schmiermittel, wie zum Beispiel Siliconöl oder Fett vorgesehen. Das Niveau des viskosen Mediums bzw. des Schmiermittels kann dabei – bei drehender Einrichtung **1** – zumindest bis zum Mittelbereich bzw. der Achse der äußeren Federn **45** des Dämpfers **13** reichen. Bei der dargestellten Ausführungsform ist es vorteilhaft, wenn dieses Niveau zumindest bis an die äußeren Bereiche der Windungen der inneren Schraubenfedern **48** reicht, so daß zumindest zwischen diesen Windungen und den sie radial abstützenden Bereichen, im vorliegenden Fall die Stege **49** des Flansches **1**, eine den Verschleiß reduzierende Schmierung vorhanden ist. Bei der gezeigten Einrichtung **1** ist es vorteilhaft, wenn die Füllung an viskosem Medium bzw. Schmiermittel in etwa bis zur Achse der inneren Schraubenfedern **48** reicht.

**[0094]** Durch die Zuordnung der ringförmigen Kammer **30**, welche ein viskoses Medium bzw. ein Schmiermittel beinhaltet, zu dem mit dem Motor verbundenen Schwungradelement **3** und durch die räumliche Trennung von dem die Reibungskupplung **7** tragenden Schwungradelement **4** wird ein Einfluß der im Zusammenhang mit der Reibungskupplung entstehenden Wärme auf das viskose Medium bzw. Schmiermittel weitgehend ausgeschaltet.

**[0095]** Weiterhin ist zwischen der ringförmigen Kammer **30** bzw. dem Gehäuseteil **32** und dem Schwungradelement **4** ein nach außen offener Ringkanal **68** vorgesehen, der im Zusammenhang mit Belüftungskanälen **69** die Kühlwirkung weiter verbessert. Die Luftkanäle **69** sind radial innerhalb der Reibfläche **70** des Schwungradelementes **4** für die Kupp-

lungsscheibe **9** vorgesehen.

**[0096]** Wie insbesondere aus [Fig. 2](#) ersichtlich ist, besitzt der Flansch **41** eine mittlere Ausnehmung **71**, deren Kontur radiale Profilierungen **72** bildet, welche in Eingriff stehen mit Gegenprofilierungen **73**, welche am Außenumfang des mit dem Schwungradelement **4** verbundenen ringförmigen Scheibenteils **27** vorgesehen sind. Die die axiale Steckverbindung **42** bildenden Profilierungen **72** und Gegenprofilierungen **73** ermöglichen eine einwandfreie Ausrichtung des Flansches **41** zwischen den beiden Gehäusehälften **31,32**, so daß der zwischen dem kreisringförmigen Durchlaß **62** und dem Flansch **41** vorhandene Spalt **54** sehr klein ausgeführt werden kann. auch ermöglicht die Steckverbindung **42** die axialen Toleranzen zwischen den verschiedenen Anlage- bzw. Abstützflächen der Bauteile zu erweitern.

**[0097]** Zur Abdichtung der ringförmigen Kammer **30** ist eine Dichtung **74** zwischen dem radial inneren Bereich des Gehäuseteiles **32** und der ringförmigen Scheibe **27** bzw. dem axialen Ansatz **43** des Schwungradelementes **4** vorgesehen. Die Dichtung **74** besitzt eine kreisringförmige Scheibe **75**, die mit ihrem radial inneren Bereich sich an einer am axialen Ansatz **43** angeformten Schulter **76** und mit ihrem äußeren Bereich sich an einer Fläche **77**, die am radial inneren Bereich des ringförmigen Gehäuseteiles **32** angeformt ist, abstützt. Die kreisringförmige Scheibe **75** ist ähnlich einer Tellerfeder axial verformbar. Die kreisringförmige Scheibe **75** wird axial gegen die Schulter **76** und die Fläche **77** durch eine Tellerfeder **78** beaufschlagt, welche axial zwischen der Scheibe **75** und dem Flansch **41** verspannt ist. Durch die Tellerfeder **78** wird auch der Flansch **41** gegen die Fläche **60** gedrückt, wodurch lediglich auf einer Seite des Flansches **41** ein Spalt **54** zwischen der ringkanalartigen Aufnahme **51** an den radial weiter innen liegenden Bereichen der ringförmigen Kammer **30** vorhanden ist. Wie aus [Fig. 1](#) ersichtlich ist, dichtet die Dichtung **74** die ringförmige Kammer **30** zu dem zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** vorhandenen Ringspalt **68** hin ab. Der Innendurchmesser der die ringförmige Kammer **30** zum Ringspalt **68** hin abdichtenden Scheibe **75** ist größer als der Außendurchmesser der Gegenprofilierungen **73** der Steckverbindung **42**.

**[0098]** Die Steckverbindung **42** und die Dichtung **74** ermöglichen einen besonders einfachen Zusammenbau der Drehmomentübertragungseinrichtung **1**, indem nämlich zunächst die beiden Schwungradelemente **3** und **4** vormontiert werden und danach durch axiales Zusammenstecken und Befestigung der Sicherungsscheibe **22** auf der Stirnseite des Zapfens **20** axial miteinander verbunden werden. Hierfür wird zunächst die Dichtung **74** auf dem Schwungradelement **3** vormontiert und das Wälzlager **16** auf dem Schwungradelement **4** formschlüssig festgelegt.

Beim Zusammenbau der beiden Schwungradelemente **3** und **4** wird der innere Wälzlagerring **19** auf den Sitz **20a** des axialen Ansatzes **20** des Gehäuseteiles **31** aufgeschoben und die Gegenprofilierungen **73** mit den Profilierungen **72** in Eingriff gebracht. Weiterhin kommt während des Zusammenschiebens der beiden Schwungradelemente **3** und **4** der radial innere Bereich der Dichtscheibe **75** zur Anlage an der durch die Schulter **76** gebildeten Gegendichtfläche, so daß die Dichtscheibe **75** entgegen der Kraft der Tellerfeder **78** in sich verschwenkt wird und mit Vorspannung gegen die Schulter **76** anliegt. Die endgültige axiale Festlegung der beiden Schwungradelemente **3** und **4** relativ zueinander erfolgt, wie bereits erwähnt, durch Befestigung der Scheibe **22** am Zapfen **20**.

**[0099]** Zur Verringerung des Verschleißes im Kontaktbereich zwischen den Windungen der Federn **45** und **48** und den ihnen zugeordneten Einbuchtungen **52,53** bzw. **63,64** können zumindest in diesen Kontaktbereichen die Oberflächen der diese Einbuchtungen begrenzenden Teile **31,32** eine größere Härte aufweisen. Dies kann zum Beispiel dadurch erfolgen, daß diese Berührungsbereiche induktivgehärtet, ein-satzgehärtet, laserstrahlgehärtet oder flammgehärtet werden. Bei sehr hohen Beanspruchungen kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn die die Einbuchtungen begrenzenden Teile **31,32** zumindest in den vorerwähnten Kontaktbereichen eine den Abriebverschleiß verringernde Beschichtung aufweisen. Eine solche Beschichtung kann zum Beispiel durch chemisches Vernickeln, durch Verchromen oder durch Beschichtung mit Kunststoff oder Molybdän gebildet sein. Die aufgebrauchte Beschichtung kann weiterhin nachträglich geglättet werden, um eine bessere Oberflächenqualität der Einbuchtungen, an denen die Windungen der Federn reiben, zu erhalten. Ein derartiges Glätten kann zum Beispiel durch einen Schleifprozeß oder eine Drehbearbeitung erfolgen.

**[0100]** Im folgenden sei nun die Wirkungsweise der Einrichtung gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) beschrieben.

**[0101]** Bei einer Verdrehung des Schwungradelementes **4** gegenüber dem Schwungradelement **3** aus der in [Fig. 2](#) dargestellten Ruheposition wird der Flansch **41** über die Steckverbindung **42** angetrieben, so daß zunächst die äußeren Federn **45** zwischen den Umfangsanschlägen **55,55a** und den radialen Auslegern **44** komprimiert werden. Nach Durchfahren des relativen Drehwinkels **79** in die eine Drehrichtung bzw. **80** in die andere Drehrichtung kommen die Umfangsanschläge **65,66** an den inneren Federn **48** zur Anlage, so daß bei einer weiteren Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** zusätzlich zu den Federn **45** die Federn **48** komprimiert werden. Die gemeinsame Komprimierung der Federn **45** und **48** erfolgt solange, bis die inneren Federn **48** auf Block gehen, wo-

durch die Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** begrenzt wird. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel liegt der maximale Verdrehwinkel, ausgehend von der in

**[0102]** **Fig. 2** dargestellten Ruheposition, in beiden Drehrichtungen in der Größenordnung von 47 Grad. Bei einer Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** wird eine Reibungsdämpfung durch Reibung der äußeren Federn **45** an den Flächen der Einbuchtungen **52,53** sowie durch Reibung des Flansches **41** an der Fläche **60** erzeugt. Auch zwischen den radial inneren Federn **48** und deren radialen Abstützbereichen findet eine Reibungsdämpfung statt. Die zwischen den Federn **45,48** und deren radialen Abstützbereichen auftretende Reibungsdämpfung ist drehzahlabhängig, wobei mit zunehmender Drehzahl diese Dämpfung größer wird. Weiterhin wird eine Dämpfung durch Verwirbelung bzw. Verdrängung des in der ringförmigen Kammer **30** enthaltenen viskosen bzw. pastösen Mediums erzeugt. Insbesondere das in der praktisch geschlossenen ringkanalartigen Aufnahme **51** vorhandene viskose Medium erzeugt eine hydraulische bzw. viskose Dämpfung, da die Federnäpfe **59** in der ringkanalartigen Aufnahme kolbenähnlich wirksam sind. Bei einer Kompression der äußeren Federn werden die durch die Ausleger **44** beaufschlagten Federnäpfe **59** in Richtung der sich an den Umfangsanschlüssen **55,55a** abstützenden Näpfe bewegt, so daß das in den Federn vorhandene viskose Medium im wesentlichen durch den Spalt **54**, der ähnlich einer Drossel wirkt, gedrängt wird. Ein weiterer Teil des viskosen Mediums wird zwischen den Federnäpfen **59** und den Wandungen der ringkanalartigen Aufnahme **51** verdrängt. Das zunächst nach innen verdrängte viskose Medium verteilt sich wieder infolge der auf dieses einwirkenden Fliehkraft gleichmäßig über den Umfang. Während der Entspannung der äußeren Federn **45** wird das auf der den Federn **45** abgekehrten Seite der Federnäpfe **59** vorhandene viskose Medium in ähnlicher Weise an den Federnäpfen vorbeigepreßt und durch den Spalt **54** verdrängt und füllt infolge der auf sie einwirkenden Fliehkraft wieder die Federn **45** aus. Die durch das viskose Medium erzeugte Dämpfung ist abhängig von der auf das Medium einwirkenden Fliehkraft, das bedeutet also, daß mit höher werdenden Drehzahlen die Dämpfung zunimmt.

**[0103]** Die in das viskose Medium eintauchenden Bereiche der radial inneren Federn **48** erzeugen ebenfalls eine viskose bzw. hydraulische Dämpfung durch Verwirbelung.

**[0104]** Durch Einbringung von axialen Ausnehmungen bzw. Ausschnitten in zumindest einzelne Näpfe sowie durch entsprechende Dimensionierung des Spaltes **54** bzw. des Außenumfanges der Näpfe, kann die durch das viskose Medium erzeugte Dämpfung verändert bzw. an den jeweiligen Einsatzfall an-

gepaßt werden. Weiterhin kann die viskose bzw. hydraulische Dämpfung dadurch angepaßt werden, daß lediglich einige der Federn **45** mit Näpfen **59** versehen werden. Auch können zwischen den Federenden wenigstens einer inneren Feder **48** und den radialen Bereichen **50** des Flansches **41** Federnäpfe vorgesehen werden.

**[0105]** Die in **Fig. 3** und **Fig. 4** dargestellte Einrichtung besitzt zwei Schwungradelemente **3** und **4**, die ähnlich wie bei der Einrichtung gemäß den **Fig. 1** und **Fig. 2** über ein Wälzlager **16** zueinander verdrehbar gelagert sind. Die die beiden Schwungradelemente axial sichernde Scheibe **122** ist auf der Stirnseite des axialen Ansatzes **120** mittels Nieten **122a** befestigt. Das Zusammenbauen der beiden Schwungradelemente **3** und **4** erfolgt in ähnlicher Weise, wie in Verbindung mit **Fig. 1** und **Fig. 2** beschrieben. Das bedeutet, daß das Lager **16** zunächst am Schwungradelement **4** vormontiert wird und beim Zusammenbau der beiden Schwungradelemente **3** und **4** auf den Sitz **120a** des axialen Ansatzes **120** aufgeschoben wird. Weiterhin ist vor dem Zusammenbau der beiden Schwungradelemente **3** und **4** auf dem motorseitig vorgesehenen Schwungradelement **3** eine Dichtung **174** vormontiert, und es ist zwischen dem Flansch **141**, der das Ausgangsteil der beiden parallel geschalteten Dämpfer **13,14** bildet, und dem scheibenartigen Bauteil **127**, der am Schwungradelement **4** über Niete **126** befestigt ist, eine axiale Steckverbindung **142** vorgesehen. Die beiden, die ringförmige Kammer **130** begrenzenden Gehäuseteile **131,132** sind als Gußteile ausgebildet. Das Gehäuseteil **132** besitzt an seinem Umfang einen axialen zylinderförmigen Ansatz **132a**, über dessen innere Mantelfläche **135** das Gehäuseteil **132** auf einer äußeren Mantelfläche **134** des Gehäuseteiles **131** zentriert ist. Die axiale Sicherung der beiden Gußgehäuseteile **131,132** erfolgt über radiale Stifte **138**, die im Bereich der Zentrierflächen **134,135** eingebracht sind. Das Gehäuseteil **132** trägt einen Anlasserzahnkranz **140**, der die Stifte **138** teilweise axial übergreift, so daß diese radial nicht auswandern können.

**[0106]** Die axiale Steckverbindung **142** ist durch am Innenumfang des Flansches **141** angeformte radiale Ausleger **172**, die zwischen am Außenumfang des ringscheibenartigen Bauteils **127** angeformte radiale Vorsprünge **173** greifen, gebildet.

**[0107]** Wie insbesondere aus **Fig. 3a** ersichtlich ist, besitzt die zwischen dem radial inneren Bereich des Gehäuseteiles **132** und dem ringscheibenartigen Bauteil **127** bzw. dem axialen Ansatz **143** des Schwungradelementes **4** vorgesehene Dichtung **174** eine kreisringförmige, axial federnde Scheibe **175**, die mit ihrem radial inneren Bereich sich an einem am axialen Ansatz **143** befestigten ringförmigen Bauteil **176** abstützt und mit ihrem radial äußeren Bereich am radial inneren Bereich des Gehäuseteils **132** axial

festgelegt ist. Die ähnlich einer Tellerfeder axial verformbare Dichtungsscheibe **175** trägt an ihren radial äußeren und inneren Bereichen eine Beschichtung **175a,175b**, wie Kunststoffbeschichtung, die z.B. durch Anspritzen aufgebracht ist. Diese Beschichtungen **175a,175b** sollen einen geringen Reibwert sowie eine gewisse elastische bzw. plastische Verformbarkeit aufweisen.

[0108] Der radial äußere Randbereich der Dichtungsscheibe **175** ist in einen ringförmigen Träger **180** dichtend eingebördelt. Die Einbördelung des äußeren Bereiches der Dichtungsscheibe **175** findet dabei derart statt, daß die Dichtungsscheibe **175** eine Konizitätsveränderung vollführen kann. Die Bereiche **180b** des ringförmigen Trägers **180**, welche den äußeren Umfang der Dichtungsscheibe **175** umgreifen, sind in einem axialen Einstich bzw. in einem axialen Rücksprung **177** aufgenommen, der am radial inneren Bereich des Gehäuseteiles **132** angeformt ist. Zur axialen Festlegung des äußeren Bereiches der Dichtungsscheibe **175** besitzt der ringförmige Träger **180** abgebördelte Bereiche **180a**, die den inneren Rand **132b** des Gehäuseteils **132** radial umgreifen. Der ringförmige Träger **180** bildet für die tellerfederähnlich verformbare Dichtungsscheibe **175** eine kreisringartige Verschwenklagerung.

[0109] Das ringförmige Bauteil **176**, welches eine mit der Dichtungsscheibe **175** zusammenwirkende Dichtfläche aufweist, hat einen radial inneren scheibenförmigen Bereich **176a**, der zwischen der Stirnfläche des axialen Ansatzes **143** und dem scheibenartigen Bauteil **127** axial eingespannt ist, sowie einen kreisringförmigen äußeren Bereich **176a**, an dem die Dichtscheibe **175** mit axialer Vorspannung dichtend anliegt.

[0110] Die radial äußeren Bereiche **176b** des ringförmigen Bauteils **176** sind gegenüber den radial inneren Bereichen **176a** in axialer Richtung von dem die Gegenprofilierungen **173** der Steckverbindung **142** aufweisenden, ringscheibenartigen Bauteil zurückversetzt. Wie aus [Fig. 3](#) ersichtlich ist, dichtet die Dichtung **174** die ringförmige Kammer **130** zu dem zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** vorhandenen Ringspalt **168** hin ab.

[0111] Um ein axiales Zusammenstecken der beiden Schwungradelemente **3** und **4** zu ermöglichen, ist der Innendurchmesser der Dichtscheibe **175** größer als der Außendurchmesser der radialen Vorsprünge bzw. der Gegenprofilierungen **173**. Die Bereiche **176b** des ringförmigen Bauteils **176**, an denen sich die Dichtscheibe **175** axial abstützt, erstrecken sich radial nach außen hin weiter als die Gegenprofilierungen **173**.

[0112] Beim Aufschieben des Wälzlagers **16** auf den Sitz **120a** wird die Steckverbindung **142** herge-

stellt und die Dichtungsscheibe **175** wird durch Anlage an den Gegendichtbereichen **176b** axial gespannt.

[0113] Zur Verhinderung bzw. Verringerung des Verschleißes an den radialen Abstützbereichen der ringkanalartigen Aufnahme **151** für die Federn **145** ist ein eine hohe Härte aufweisendes Stahlband **181** vorgesehen, das sich über den Umfang der ringkanalartigen Aufnahme **151** erstreckt und die Federn **145** umschließt. Das Stahlband **181** ist zylindrisch ausgeführt und in einer Ausnehmung **182** aufgenommen, die durch einen radialen Einstich bzw. einen radialen Rücksprung gebildet ist. Bei rotierender Einrichtung **101** stützen sich die Federn **145** infolge der auf sie einwirkenden Fliehkraft über ihre Windungen an dem Stahlband **181** ab.

[0114] Die Umfangsanschläge **155,155a** für die äußeren Federn **145** sowie die Umfangsanschläge **165,166** für die inneren Federn **148** sind durch Formteile, wie Schmiedeteile, Preßformteile gebildet, die einteilig angeformte Niete **158,167** besitzen zur Befestigung an dem jeweiligen Gehäuseteil **131,132**.

[0115] Wie aus [Fig. 4](#) zu entnehmen ist, besitzen die beidseits eines Auslegers **144** des Flansches **141** vorgesehenen Anschläge **155,155a** eine größere Erstreckung in Umfangsrichtung als die Ausleger **144**, wobei bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel in der in [Fig. 4](#) dargestellten Ruheposition der Einrichtung die Ausleger **144** gegenüber den Anschlägen **155,155a** mittig angeordnet sind, das bedeutet, daß die Anschläge **155,155a** die Ausleger **144** beidseits um ein gleiches Maß überragen.

[0116] Die Umfangsanschläge **165,166**, die beidseits der radialen Bereiche **150** des Flansches **141** angeordnet sind, besitzen in Umfangsrichtung ebenfalls eine größere Erstreckung als die Bereiche **150**, welche zur Beaufschlagung der Federn **148** dienen. Die Anordnung der Anschläge **165,166** in bezug auf die radialen Bereiche **150** ist jedoch derart getroffen, daß die Umfangsanschläge **165,166** in der Ruhelage der Einrichtung **101** einseitig gegenüber den Bereichen **150** überstehen, wohingegen auf der anderen Seite die Anschläge **165,166** und die radialen Bereiche **150** bündig sein können. Weiterhin ist der Versatz der Anschläge **165,166** in bezug auf die radialen Bereiche **150** derart getroffen, daß zwei in Umfangsrichtung aufeinanderfolgende Anschläge **165** bzw. **166** in entgegengesetzter Drehrichtung gegenüber den ihnen zugeordneten radialen Bereichen **150** des Flansches **141** versetzt sind. Aufgrund dieses Aufbaues bilden die inneren Federn **148** zwei Federgruppen, nämlich **148a** und **148**, die stufenweise zur Wirkung kommen.

[0117] Das in der ringförmigen Kammer **130** aufgenommene viskose Medium bzw. Schmiermittel, wie

zum Beispiel Siliconöl oder Fett, sollte bei drehender Einrichtung **101** zumindest die ringkanalartige Aufnahme **151** ausfüllen. Vorteilhaft kann es jedoch sein, wenn das Niveau des viskosen Mediums bzw. Schmiermittels zumindest bis an die äußeren Bereiche der Windungen der inneren Schraubenfedern **148** reicht, wobei es besonders zweckmäßig sein kann, wenn die Füllung an viskosem Medium bzw. Schmiermittel in etwa bis zur Achse der inneren Schraubenfedern **148** sich erstreckt.

[0118] Zwischen den Auslegern **144** bzw. den Umfangsanschlägen **155,155a** und den ihnen zugewandten Enden der Federn **145** sind Federnäpfe **159**, deren Umfang an den Querschnitt der ringkanalartigen Aufnahmen **151** angepaßt ist, vorgesehen. Dadurch wird, wie in Verbindung mit [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) beschrieben, eine verhältnismäßig große Dämpfung durch Verdrängung des in der ringförmigen Kammer **130** vorhandenen viskosen Mediums erzeugt.

[0119] Die Federnäpfe **159** besitzen einen leicht konischen Zapfen **159a**, der in die Federn **145** axial hineinragt. Das Ende **159b** des Zapfens **159a** ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel kegelig ausgebildet, könnte jedoch auch kalottenartig ausgebildet sein. Durch eine derartige Ausgestaltung der Federnäpfe **159** findet, sofern ein Napf im Betrieb aus dem Federende herausrutscht, bei Wiederbeaufschlagung des Napfes oder Entspannung der Feder eine Selbsteinfädelerung desselben in die Feder statt, so daß die Feder oder der Napf nicht beschädigt werden. Ein Austreten von Federnäpfen **159** kann dann auftreten, wenn die äußeren Federn **145** komprimiert sind und die Einrichtung **101** mit einer verhältnismäßig hohen Drehzahl rotiert. In diesem Betriebszustand kann die zwischen den Federwindungen der Federn **145** und den radialen Abstützbereichen der Gehäusehälften **131,132** für diese Federn vorhandene Reibung derart hoch sein, daß die Federn **145** bei einem plötzlichen Lastwechselstoß sich zumindest nicht voll entspannen können. Durch die von den radialen Auslegern **144** während des Lastwechselstoßes verursachte Verdrängung an viskosem Medium, welches sich unter Fliehkrafteinwirkung außen wieder verteilt, können Federnäpfe **159** aus den Enden der sich nicht entspannenden Federn **145** gedrängt werden.

[0120] Im folgenden sei nun die Wirkungsweise der Einrichtung gemäß den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) beschrieben.

[0121] Bei einer Verdrehung des Schwungradelementes **4** gegenüber dem Schwungradelement **3** aus der in [Fig. 4](#) dargestellten Ruheposition wird der Flansch **141** über die Steckverbindung **142** angetrieben, so daß zunächst die inneren Federn **148b** zwischen den Umfangsanschlägen **165,166** und den radialen Bereichen **150** komprimiert werden. Nach

Durchfahren des relativen Verdrehwinkels **179** in die eine Drehrichtung bzw. **190** in die andere Drehrichtung kommen die radialen Bereiche **150** des Flansches **141** an den Enden der inneren Federn **148a** zur Anlage, so daß bei einer weiteren Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** die Federn **148a** und **148b** gemeinsam komprimiert werden. Nach Durchfahren des relativen Verdrehwinkels **179a** in die eine Drehrichtung bzw. **190a** in die andere Drehrichtung, werden die äußeren Federn **145** von den radialen Auslegern **144** beaufschlagt, so daß bei einer weiteren Relativverdrehung die Federn zwischen den Umfangsanschlägen **155,155a** und den radialen Auslegern **144** komprimiert werden. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel entspricht der Winkel **179** dem Winkel **179a** und der Winkel **190** dem Winkel **190a**, so daß die Federn **148a** und die Federn **145** gleichzeitig wirksam werden. Somit ergibt sich bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) eine zweistufige Federnennlinie. Die Winkel **179,190,179a,190a** können jedoch auch nur teilweise den gleichen Betrag aufweisen oder verschiedene Werte besitzen, so daß eine mindestens dreistufige Federnennlinie in beiden Drehrichtungen oder eine wenigstens zweistufige Federnennlinie in eine Drehrichtung und eine mindestens dreistufige Federnennlinie in die andere Drehrichtung möglich ist.

[0122] Weiterhin können die Umfangsanschläge **165,166**, wie dies in [Fig. 4](#) strichpunktiert mit **165a** angedeutet ist, gegenüber den im Flansch zurückgehaltenen Federenden der Federn **148b** zurückversetzt sein, so daß dann um die Nulllage der Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** über einen bestimmten Winkel keine Federung vorhanden ist, und lediglich eine hydraulische bzw. viskose Dämpfung und/oder eine Reibungsdämpfung auftritt.

[0123] Die Höhe bzw. die Charakteristik der hydraulischen bzw. viskosen Dämpfung kann variiert werden, indem man zum Beispiel lediglich einige der äußeren Federn **145** mit Federnäpfen **159** ausstattet, oder indem man an einem Ende mindestens einer Feder **145** keinen Napf **159** vorsieht. Weiterhin können zumindest eine Feder **148a** und/oder **148b** mit Federnäpfen versehen werden. Weitere, die viskose bzw. hydraulische Dämpfung beeinflussende Faktoren sind die radiale Füllhöhe an viskosem Medium, sowie die Breite des bzw. der vorhandenen Spalte zwischen dem Flansch **141** und den Flächen **160,161** der Gehäusehälften **131,132**.

[0124] Die hydraulische bzw. viskose Dämpfung durch Verdrängung bzw. Verwirbelung des viskosen Mediums findet in ähnlicher Weise statt, wie in Verbindung mit den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) beschrieben.

[0125] Wie aus [Fig. 4](#) zu entnehmen ist, sind über

den Umfang der Einrichtung **101** jeweils vier Federn **145** und **148** vorgesehen, wobei die radial äußeren Federn **145** sich jeweils zumindest annähernd über 78 Grad erstrecken. Die radial inneren Federn **148b** erstrecken sich zumindest annähernd über 74 Grad und die Federn **148a** zumindest annähernd über 68 Grad des Umfanges. Somit erstrecken sich die äußeren Federn **145** zumindest annähernd über 86 % des Umfanges, wohingegen die inneren Federn **148** sich zumindest annähernd über 79 % des Umfanges erstrecken.

**[0126]** Wie insbesondere aus **Fig. 4** ersichtlich ist, besitzt das Bauteil **3a** des Schwungradelementes **3** am Außenumfang radiale Ausleger **186**, in denen jeweils eine Gewindebohrung **187** zur Befestigung einer Reibungskupplung vorgesehen ist. Einige der Ausleger **186** weisen Bohrungen **188** auf zur Aufnahme von Stiften, die eine genaue Positionierung des Kupplungsdeckels auf dem Bauteil **3a** bei der Montage sicherstellen.

**[0127]** Die radialen Ausleger **186** ermöglichen eine leichtere Bauweise des Schwungradelementes **4**. Weiterhin wird durch die zwischen den radialen Auslegern **186** vorhandenen radialen Rücksprünge **186a** eine bessere Kühlung des Bauteiles **3a** und der darauf montierten Kupplung erzielt, da zwischen dem Deckel und den Rücksprüngen **186a** eine Luftzirkulation stattfinden kann. Radial innerhalb der Reibfläche **4a** des Bauteiles **3a** sind Belüftungskanäle **169** vorgesehen, welche in den zwischen den beiden Schwungradelementen **3** und **4** vorgesehenen radialen Spalt **168** einmünden.

**[0128]** Die radialen Ausleger **186** ermöglichen weiterhin, bei einer vorgegebenen Masse das Bauteil **3a** im Bereich der Reibfläche **4a** dicker auszugestalten, so daß eine Überhitzung in diesem Bereich vermieden werden kann.

**[0129]** Eine Veränderung der durch das viskose Medium erzeugten Dämpfung kann weiterhin dadurch erzielt werden, daß die ringkanalartige Aufnahme **151** wenigstens über Teilbereiche der Längenerstreckung von zumindest einer Feder **145** keinen konstanten Querschnitt besitzt, so daß in den Bereichen größeren Querschnitts eine geringere Dämpfung und in den Bereichen mit kleinerem Querschnitt eine höhere Dämpfung erzeugt wird. Obwohl diese Querschnittsveränderung der ringkanalartigen Aufnahme **151** an einer beliebigen Stelle vorgesehen werden kann oder gar an mehreren Stellen, ist es besonders zweckmäßig, wenn derartige Querschnittsveränderungen bzw. Querschnittserweiterungen sich in den Endabschnitten der nicht komprimierten Federn **145** befinden. Die Querschnittsveränderungen können dabei schlagartig oder progressiv sein. Besonders vorteilhaft ist es dabei, wenn die Querschnittserweiterung im Bereich der radial inneren Hälfte der ring-

kanalartigen Aufnahme **151** vorgesehen werden. Eine derartige Erweiterung ist in **Fig. 4** gezeigt und mit **189** gekennzeichnet. Diese Erweiterung **189** ist an den Flansch **141** angeformt, welcher die ringkanalartige Aufnahme **151** radial nach innen hin begrenzt bzw. verschließt. Die Erweiterungen können jedoch auch durch entsprechende Formgebung der die ringkanalartigen Aufnahmen **151** begrenzenden Einbuchtungen **152, 153** gebildet sein.

**[0130]** Die in den **Fig. 5** und **Fig. 6** dargestellte Drehmomentübertragungseinrichtung **201** zum Kompensieren von Drehstößen besitzt ein Schwungrad **202**, welches in zwei Schwungradelemente **203, 204** aufgeteilt ist. Die beiden Schwungradelemente **203** und **204** sind zueinander relativ verdrehbar über eine Lagerung **15** gelagert. Das Schwungradelement **203** bildet ein Gehäuse, das eine ringförmige Kammer **230** begrenzt, in der eine Dämpfungseinrichtung **213** aufgenommen ist.

**[0131]** Das die ringförmige Kammer **230** aufweisende Schwungradelement **203** besteht im wesentlichen aus zwei Gehäuseteilen **231, 232**, die radial außen miteinander verbunden sind. Die beiden Gehäuseteile **231, 232** sind durch Blechformteile gebildet, die an ihrem äußeren Umfang durch eine Schweißung **238** miteinander verbunden sind. Diese Schweißung **238** dichtet gleichzeitig die ringförmige Kammer **230** radial nach außen hin ab. Zur Verschweißung der beiden Blechformteile **231, 232** eignet sich in vorteilhafter Weise eine Widerstandsstumpfschweißung oder eine Kondensatorstoßentladungsschweißung, also eine Verschweißung, bei der die sich in Kontakt befindlichen und zu verschweißenden Bereiche zweier Bauteile durch Anlegen an die Bauteile eines Wechselstroms hoher Stromstärke und niedriger Spannung auf Schweißtemperatur erwärmt und unter Druck vereinigt werden.

**[0132]** Zur Durchführung einer solchen Verschweißung besitzen die beiden schalenartigen Blechformteile **231, 232** Stirnbereiche bzw. Stoßflächen **234, 235**, die in bezug auf die für die Verschweißung verwendete Stromstärke eine definierte Fläche aufweisen. Im Bereich dieser Stoßflächen **234, 235** liegen die Gehäuseteile **231, 232** axial aneinander an und werden bzw. sind miteinander verschweißt.

**[0133]** Zur genauen radialen Positionierung der beiden Gehäuseteile **231, 232** während der Verschweißung besitzt das Gehäuse **231** radial außen einen ringförmigen Vorsprung **231a**, der eine am Außenumfang des Gehäuseteiles **232** angeformte Zentrierfläche **235a** umgreift. Zur genauen Positionierung in Umfangsrichtung während der Verschweißung sind in den Gehäuseteilen **231, 232** axiale Ansenkungen **265, 266** eingebracht. In diese Ansenkungen **265, 266** können Stifte der Schweißvorrichtung eingreifen, die die beiden Gehäuseteile **231, 232** wäh-

rend der Schweißung in einer genauen Winkelposition in bezug aufeinander halten.

**[0134]** Da während der Verschweißung der beiden Blechschalen **231,232** infolge der Schweißnahtbildung eine gewisse axiale Bewegung zwischen diesen Blechschalen stattfindet, kann es vorteilhaft sein, zwischen diesen Blechschalen axiale Anschläge vorzusehen, die erst während des Verschweißens wirksam werden. In [Fig. 5](#) ist strichpunktiert ein derartiger, an der Blechschale **232** angeformter Anschlag angedeutet und mit **267** gekennzeichnet. Durch Verwendung derartiger Begrenzungsanschlüsse **267** ist man nicht so abhängig von der für die Verschweißung verwendeten Stromstärke, das bedeutet, daß man auch mit einer höheren Stromstärke arbeiten kann, da die axiale Lage der beiden Gehäuseteile **231,232** durch die Anschlüsse **267** bestimmt wird und nicht durch die Stromstärke sowie den während der Verschweißung auf die beiden Gehäuseteile **231,232** aufbrachten axialen Druck.

**[0135]** Das Ausgangsteil des Dämpfers **213** ist durch einen radialen Flansch **241** gebildet, der axial zwischen den beiden Gehäuseteilen **231,232** angeordnet ist. Der Flansch **241** ist mit seinen radial inneren Bereichen über eine axiale Steckverbindung **242** mit dem ringförmigen Scheibenteil **227**, welches auf der Stirnseite des in Richtung des motorseitigen Gehäuseteils **231** weisenden axialen Ansatz **243** des Schwungradelementes **204** über Niete **226** befestigt ist.

**[0136]** Der Flansch **241** weist an seinem Außenumfang radiale Ausleger **244** auf, welche die Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern **245** des Dämpfers **213** bilden.

**[0137]** Die beiden Gehäuseteile **231,232** bilden radial außen eine ringkanalartige bzw. torusähnliche Aufnahme **251**, in die die radialen Ausleger **244** des Flansches **241** eingreifen. Die ringkanalartige Aufnahme **251** für die Kraftspeicher **245** ist im wesentlichen durch sich über den Umfang erstreckende axiale Einbuchtungen bzw. Anprägungen **252, 253** gebildet, welche in die aus Blech hergestellten Gehäuseteile **231,232** eingebracht sind und in die die beidseits des Flansches **241** überstehenden Bereiche der Kraftspeicher **245** axial eintauchen. Radial nach innen wird die ringkanalartige Aufnahme **251** durch einen ringförmigen Bereich **249** des Flansches **241**, abgesehen von einem kleinen Spalt **254**, verschlossen.

**[0138]** Wie aus [Fig. 5](#) ersichtlich ist, sind die axialen Einbuchtungen **252,253** im Querschnitt derart ausgebildet, daß deren bogenartiger Verlauf zumindest annähernd an den Umfang des Querschnittes der Kraftspeicher **245** angeglichen ist. Die äußeren Bereiche der Einbuchtungen **252,253** können somit für die

Kraftspeicher **245** Anlagebereiche bzw. Führungsbereiche bilden, an denen sich die Kraftspeicher **245** zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial abstützen können.

**[0139]** Zur Beaufschlagung der Kraftspeicher **245** sind beidseits der Ausleger **244** in die Einbuchtungen **252,253** Umfangsanschlüsse **255,255a** eingebracht. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzen die Umfangsanschlüsse **255,255a** – in Umfangsrichtung betrachtet – die gleiche Erstreckung wie die radialen Ausleger **244** des Flansches **241**. Wie aus [Fig. 6](#) ersichtlich ist, sind zwischen den Auslegern **244** und den ihnen zugewandten Enden der Federn **245** Zwischenteile in Form von Federnäpfen **259** vorgesehen, deren Umfang an den Querschnitt der ringkanalartigen Aufnahme **251** angepaßt ist.

**[0140]** Radial innerhalb der ringkanalartigen Aufnahme **251** besitzen die Gehäusehälften **231,232** aufeinander zu weisende, kreisringartige Flächen bildende Bereiche **260,261**, zwischen denen ein kreisringförmiger Durchlaß **262** für den Flansch **241** vorhanden ist.

**[0141]** Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#), ist die Breite dieses kreisringförmigen Durchlasses **262** nur geringfügig größer als die in diesem aufgenommenen Bereiche des Flansches **241**, so daß ein sehr geringer Spalt **254** vorhanden ist.

**[0142]** Wie aus [Fig. 6](#) zu entnehmen ist, sind über den Umfang der Einrichtung **201** betrachtet, vier Federn **245** vorgesehen; die sich jeweils zumindest annähernd über 82 Grad des Umfangs erstrecken. Somit erstrecken sich die Federn über zumindest annähernd 90 % des Umfangs der Einrichtung **201**.

**[0143]** Zur Reduzierung der in den Federn **245** beim Komprimieren auftretenden Spannungen und Erleichterung der Montage sind die Federn **245** zumindest annähernd auf den Radius, auf dem sie angeordnet werden, vorgekrümmt.

**[0144]** In der ringförmigen Kammer **230** ist ein viskoses Medium bzw. ein Schmiermittel vorgesehen. Das viskose Medium soll dabei – bei drehender Einrichtung **201** – zumindest die ringkanalartige Aufnahme **251** ausfüllen.

**[0145]** Wie aus [Fig. 6](#) ersichtlich ist, besitzt der Flansch **241** eine mittlere Ausnehmung **271**, deren Kontur radiale Profilierungen **272** bildet, welche in Eingriff stehen mit Gegenprofilierungen **273**, die am Außenumfang des mit dem Schwungradelement **4** verbundenen ringförmigen Scheibenteils **227** vorgesehen sind. Die Gegenprofilierungen **273** sind durch radiale Vorsprünge gebildet, die in entsprechend angepaßte Ausschnitte **272a** des Flansches **241** ein-

greifen. Im Bereich der radialen Vorsprünge **273** sind auch die Niete **226** vorgesehen, die das Bauteil **227** am Schwungradelement **204** festlegen. Die die axiale Steckverbindung **242** bildenden Profilierungen **272** und Gegenprofilierungen **273** ermöglichen eine einwandfreie Ausrichtung des Flansches **241** zwischen den beiden Gehäusehälften **231,232**, so daß der zwischen dem kreisringförmigen Durchlaß **262** und dem Flansch **241** vorhandene Spalt **254** sehr klein ausgeführt werden kann.

[0146] Auch ermöglicht die Steckverbindung **242**, die axialen Toleranzen zwischen den verschiedenen Anlage- bzw. Abstützflächen der Bauteile zu erweitern.

[0147] Zur Abdichtung der ringförmigen Kammer **230** ist eine Dichtung **274** zwischen dem radial inneren Bereich des Gehäuseteiles **232** und dem Schwungradelement **204** vorgesehen. Die Dichtung **274** unterscheidet sich gegenüber der in Verbindung mit der [Fig. 3a](#) beschriebenen Dichtung **174** im wesentlichen dadurch, daß die kreisringförmige axial federnde Scheibe **275** vollkommen beschichtet ist und radial außen axial eingespannt ist zwischen einem ringförmigen Bereich **232a** des Gehäuseteiles **232** und einer am Gehäuseteil **232** mittels Nietverbindungen **232b** befestigten Ringscheibe **280**.

[0148] Der ringförmige Bereich **232a** des Gehäuseteiles **232** erstreckt sich, ausgehend von dem Außendurchmesser der federnden Dichtungsscheibe **275** radial nach innen, wobei zwischen dem ringförmigen Bereich **232a** und der Dichtscheibe **275** ein radialer Raum **232c** gebildet ist. In diesem radial nach innen hin offenen radialen Raum **232c** können die geringen Mengen an viskosem Medium, welche eventuell zwischen dem Innenbereich der Dichtungsscheibe **275** und den Gegendichtbereichen **276b** austreten können, aufgefangen werden und bei höheren Drehzahlen – bedingt durch die Fliehkraft – zwischen dem ringförmigen Bereich **232a** und der Dichtscheibe **275** wieder in die ringförmige Kammer **230** zurückgedrückt werden. Die Kontaktzonen zwischen den inneren Bereichen der Dichtscheibe **275** und den Gegendichtbereichen **276b** sind im axialen Erstreckungsbereich des radialen Raums **232c** vorgesehen.

[0149] Am inneren Bereich des Gehäuseteils **232** ist ein axialer Rücksprung bzw. ein axialer Absatz **291** angeformt, dessen radial äußere Mantelfläche die äußeren Bereiche der Dichtscheibe **275** axial übergreift.

[0150] Die dem Motor zugekehrte Gehäusehälfte **231** trägt innen einen axialen Ansatz **220**, auf dem das die beiden Schwungradelemente **203** und **204** relativ zueinander lagernde Wälzlager **16** in ähnlicher Weise wie in [Fig. 1](#) aufgenommen ist. Das Blechformteil **231** ist auf einem Sitz **220b** des Ansatzes

**220** zentriert und stützt sich axial an einer am Anschluß an den Sitz **220b** vorgesehenen radialen Fläche **220c** des Ansatzes **220** ab.

[0151] Die Verbindung zwischen dem Blechformteil bzw. Gehäuseteil **231** und dem axialen Ansatz **220** kann durch eine Verschraubung; eine Vernietung, eine Verschweißung oder eine Verstemmung erfolgen.

[0152] Das Zusammenbauen der beiden Schwungradelemente **203** und **204** erfolgt in ähnlicher Weise wie in Verbindung mit [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) beschrieben, das bedeutet, daß das Wälzlager **16** zunächst auf dem Schwungradelement **204** und die Dichtsscheibe **275** am Schwungradelement **203** vormontiert werden. Beim Aufschieben des Wälzlagers **16** auf den Sitz **220a** des Ansatzes **220** wird die Steckverbindung **242** hergestellt und die Dichtungsscheibe **275** durch Anlage an den am Schwungradelement **204** vorgesehenen Gegendichtbereichen **276b** axial verspannt. Durch Befestigung der Sicherungsscheibe **222**, welche den inneren Lagerring des Wälzlagers **16** radial überlappt, auf der Stirnseite des Ansatzes **220** werden beide Schwungradelemente **203** und **204** axial zueinander gesichert. Die Befestigung der Scheibe **222** kann, ähnlich wie in [Fig. 6](#) dargestellt, durch Vernietung erfolgen. Anstatt Niete können jedoch auch Schrauben verwendet werden.

[0153] Die hydraulische bzw. viskose Dämpfung durch Verdrängung bzw. Verwirbelung des in der ringkanalartigen Aufnahme **251** vorgesehenen viskosen Mediums findet in ähnlicher Weise statt, wie in Verbindung mit den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) beschrieben.

[0154] Um zu verhindern, daß beim Verschweißen der beiden Blechgehäuseteile **231,232** die mit diesen in Kontakt sich befindlichen Bauteile – wie insbesondere die bewegbaren Bauteile – mit den Gehäuseteilen stellenweise verschweißt werden oder eine Gefügeveränderung infolge einer stellenweisen Überhitzung erfahren, ist zwischen diesen Bauteilen und den Blechgehäuseteilen **231,232** eine elektrische Isolierung vorgesehen. Bei den während des Schweißvorganges gefährdeten Bauteilen handelt es sich insbesondere um die in der ringkanalartigen Aufnahme **251** vorhandenen Federn **245**, weiterhin den Flansch **241** und die Federnäpfe **259**.

[0155] Die isolierende Beschichtung kann an den Gehäuseteilen **231,232** vorgesehen sein und/oder an den sich mit diesen in Kontakt befindlichen Bauteilen **245,241,259,255,255a**. Die isolierende Beschichtung kann dabei lediglich partiell aufgebracht werden, das bedeutet, lediglich in den Kontaktbereichen zwischen den Gehäuseteilen und den anderen Bauteilen.

[0156] Die Isolierung kann in vorteilhafter Weise durch Phosphatieren einzelner Bauteile erzielt wer-

den. Weiterhin können einzelne Bauteile, wie zum Beispiel die Federnäpfe **259** und die Umfangsanschlüsse **255,255a** aus nicht-leitendem Material hergestellt werden.

**[0157]** Besonders vorteilhaft ist es, wenn zumindest die Blechteile und/oder der Flansch zur Isolierung phosphatiert sind. Die Federn **245** sind zweckmäßigerweise lackiert, können jedoch auch phosphatiert sein.

**[0158]** Um die Gehäuseteile **231,232** gegenüber den sich mit diesen in Kontakt befindlichen Bauteile zu isolieren, können weiterhin Keramikschichten, Kunststoffbeschichtungen oder auch Fettbeschichtungen verwendet werden. Derartige Beschichtungen können insbesondere auf die Gehäuseteile **231,232** aufgebracht werden.

**[0159]** Sofern die Blechteile **231,232** bei der Isolierbehandlung, wie Phosphatierung, vollkommen beschichtet werden, ist es zweckmäßig, wenn im Bereich der Schweißzonen sowie im Anlagebereich für die Stromzuführung, die in diesen Bereichen zuvor aufgebrauchte Isolierschicht zum Beispiel durch eine mechanische Bearbeitung abgetragen wird, so daß in diesen Bereichen eine einwandfreie elektrische Leitfähigkeit vorhanden ist.

**[0160]** Bei der Auswahl der Isolierrmittel ist stets darauf zu achten, daß diese sich mit dem in der ringkanalartigen Aufnahme **251** eingebrachten viskosen Medium vertragen.

**[0161]** Die Verwendung einer Phosphatschicht als Isolierschicht ist besonders vorteilhaft, da diese verschleißmindernd und selbstschmierend wirkt.

**[0162]** Das Gehäuseteil **231** besitzt weiterhin am Außenumfang einen Sitz **239**, auf dem ein Anlasserzahnkranz **240** aufgenommen ist. Der Anlasserzahnkranz **240** ist über den Umfang betrachtet, zumindest stellenweise mit dem Gehäuseteil **231** durch eine Schweißung **240a** verbunden. Dies ist bei der Blechdurchführung des Gehäuseteiles **231** vorteilhaft, da aufgrund der begrenzten Wandstärke des Gehäuseteiles **231** der Sitz **239** sich nicht über die volle Zahnkranzbreite erstreckt.

**[0163]** Wie aus [Fig. 5](#) weiterhin zu entnehmen ist, besitzt das motorseitige Gehäuseteil **231** eine größere Materialstärke als das Gehäuseteil **232**.

**[0164]** Wie aus [Fig. 7](#) ersichtlich ist, können die Umfangsanschlüsse **255,255a** gemäß [Fig. 5](#) ersetzt werden durch in die Blechformteile **231,232** eingeprägte Anformungen, wie Taschen **255c,255d**. Diese Taschen **255c,255d** können in vorteilhafter Weise zur Positionierung der beiden Gehäuseteile **231,232** bei der Verschweißung miteinander benutzt werden. Es

sind hierfür an der Schweißvorrichtung entsprechende Vorsprünge vorzusehen, die an die Taschen **255c,255d** angepaßt sind. Diese Vorsprünge können dabei die Elektroden bilden, die den erforderlichen Schweißstrom in die Gehäuseteile **231,232** einleiten. Durch diese Vorsprünge kann weiterhin der für die Verschweißung erforderliche axiale Druck auf die Gehäuseteile **231,232** aufgebracht werden. Besonders zweckmäßig ist es dabei, wenn diese Vorsprünge in der Schweißvorrichtung derart vorgesehen sind, daß sie während der Verschweißung stets einen vorbestimmten Abstand einnehmen, wodurch auch sichergestellt werden kann, daß die beiden Gehäuseteile **231,232** nach der Verschweißung eine definierte axiale Lage relativ zueinander aufweisen. Dies ist wichtig in bezug auf die in der ringkanalartigen Aufnahme **251** vorgesehenen Federn **245** und insbesondere in bezug auf den zwischen den beiden Bereichen **260,261** und dem dazwischen vorgesehenen Flansch **241** einzuhaltenden, definierten Abstand, der die durch die Einrichtung erzeugte hydraulische bzw. viskose Dämpfung beeinflusst.

**[0165]** Das in [Fig. 8](#) dargestellte Detail einer Einrichtung **301** zeigt einen Flansch **341**, der am Außenumfang radiale Ausleger **344** angeformt hat. Über die Ausleger **344** können, wie in Verbindung mit den vorangegangenen Figuren beschrieben wurde, Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern **345,345a** beaufschlagt werden. Die Kraftspeicher **345,345a** sind in einer ringkanalartigen Aufnahme **351** aufgenommen, die durch Bauteile des Schwungradelementes **303** gebildet ist. Die Feder **345a** wird unmittelbar durch den radialen Ausleger **344** beaufschlagt, wohingegen zwischen der Feder **345** und dem radialen Ausleger **344** ein Federnapf **359** angeordnet ist.

**[0166]** Der Ausleger **344** besitzt in Umfangsrichtung weisende Anformungen in Form von Zapfen bzw. Nasen **344a,344b**.

**[0167]** Der Federnapf **359** besitzt eine Ausnehmung **359a**, in die die Nase **344a** eingreift. Die Nase **344a** und die Ausnehmung **359a** sind derart ausgebildet und angeordnet, daß zumindest bei Beaufschlagung der Feder **345** der Napf **359** und über diesen der Endbereich der Druckfeder **345** durch die Nase **344a** gegenüber den radial äußeren Bereichen der ringkanalartigen Aufnahme **351** zurückgehalten bzw. abgehoben wird. Hierfür bildet der radial innere Bereich der Nase **344a** eine schräge Auflauframpe **344c**, die mit einem Abstützbereich **359b** des Federnapfes **359** zusammenwirkt. Durch die Auflauframpe **344c** der Nase **344a** wird der Federnapf **359** radial nach innen beaufschlagt bzw. gezogen.

**[0168]** Die Nase **344** besitzt radial innen eine Anschrägung **344d**, welche mit der Endwindung der Feder **345a** zusammenwirkt und diese radial nach innen beaufschlagt bzw. drängt.

[0169] Bei Verwendung eines Federnapfes **359** ist es vorteilhaft, wenn zumindest der Querschnitt der Auflauframpe **344c** an die Kontur der Ausnehmung **359a** angepaßt ist, so daß auch bei Verdrehung des Federnapfes **359** eine einwandfreie Anlage desselben an der Nase **344a** bzw. dem Ausleger **344** gegeben ist.

[0170] Anformungen bzw. Nasen **344a** oder **344b** können auch in vorteilhafter Weise an den radialen Auslegern und/oder den radialen Bereichen der Flansche gemäß den [Fig. 1](#) bis [Fig. 7](#) vorgesehen werden.

[0171] Derartige Nasen **344a,344b** haben den Vorteil, daß auch bei höheren Drehzahlen zumindest die Endbereiche, das bedeutet also einige Windungen der Schraubenfeder radial außen außer Kontakt mit anderen Bauteilen bzw. Bereichen gehalten werden, so daß diese Federwindungen frei federn können, das bedeutet also, keine Reibungsdämpfung erzeugen.

[0172] Weiterhin kann durch derartige Nasen **344a,344b** sichergestellt werden, daß auch in Drehzahlbereichen, in denen die normalerweise vorhandene Reibung zwischen den Windungen der Federn und ihren radialen Abstützflächen derart groß ist, daß die Windungen nicht mehr federn können, zumindest die Endbereiche der Federn noch eine Elastizität bzw. Federung aufweisen. Dies ist insbesondere vorteilhaft, um die in diesen Drehzahlbereichen auftretenden hochfrequenten Schwingungen mit kleiner Winkelamplitude zu dämpfen.

[0173] Bei der in [Fig. 9](#) schematisch dargestellten Ausführungsvariante einer Einheit **401** ist zur Abdichtung der zumindest teilweise mit einem viskosen Medium gefüllten ringförmigen Kammer **430** der Flansch **441** unmittelbar am axialen Ansatz **443** des Schwungradelementes **404** dichtend aufgenietet, und es ist weiterhin axial zwischen dem Flansch **441** und der dem Schwungradelement **404** zugewandten radialen Seitenwand **432** der ringförmigen Kammer **430** eine Dichtung **474** vorgesehen.

[0174] Radial innerhalb der seitlichen Wandung **432** und axial zwischen dem Flansch **441** und einem von diesem axial beabstandeten radialen Bereich **404a** des Schwungradelementes **404** ist eine Reibeinrichtung **490** vorgesehen, die sich außerhalb der mit viskosem Medium zumindest teilweise gefüllten ringförmigen Kammer **430** befindet. Diese trockene Reibeinrichtung **490** besitzt eine Reibscheibe **494** sowie beidseits derselben vorgesehene Reibringe **494a,494b**, wobei der Reibring **494b** axial zwischen der Reibscheibe **494** und dem Flansch **441** angeordnet ist. Auf der der Reibscheibe **494** abgekehrten Seite des Reibringes **494b** ist eine Anpreßscheibe **493** angeordnet, die beaufschlagt wird von einer Tellerfe-

der **492**, welche axial verspannt ist zwischen dem radialen Bereich **404a** und der Anpreßscheibe **493**.

[0175] Die Reibscheibe **494** besitzt an ihrem Außenumfang radiale Profilierungen **495**, die in Eingriff stehen mit an dem radialen Innenrand der Wandung **432** angeformten Gegenprofilierungen **495a**. Die Profilierungen können dabei je nach Anwendungsfall spielfrei ausgebildet sein oder aber in Umfangsrichtung ein gewisses Verdrehsoiel zwischen der Reibscheibe **494** und der Wandung **432** zulassen, so daß dann die Reibeinrichtung **490** erst nach dem Einsatz zumindest einer der Federn des Dämpfers **413** wirksam werden kann.

[0176] Bei der in [Fig. 10](#) schematisch dargestellten Einheit **501** ist radial innerhalb des Dämpfers **513** und angrenzend an die ringkanalartige Aufnahme **551** beidseits des Flansches **541** jeweils eine Dichtung **574,574a** vorgesehen, die mit entsprechenden Bereichen der benachbarten Teile **532,531**, welche die ringkanalartige Aufnahme **551** begrenzen, dichtend zusammenwirken.

[0177] Radial innerhalb der Dichtungen **574,574a** ist der Flansch **541** unter Zwischenlegung von Reibringen **594a;594b** axial zwischen zwei Scheiben **593,594** eingespannt. Die Scheibe **594** ist über Abstandsbolzen **567** mit dem Schwungradelement **504** fest verbunden. Die axial zwischen dem Flansch **541** und dem radialen Bereich **504a** des Schwungradelementes **504** angeordnete Anpreßscheibe **593** wird durch eine Tellerfeder **592** beaufschlagt, die axial zwischen dieser Anpreßscheibe **593** und dem radialen Bereich **504a** eingespannt ist. Radial innen besitzen die Tellerfeder **592** und die Anpreßscheibe **593** Ausschnitte, welche die Abstandsbolzen **567** zumindest teilweise umgreifen, so daß die Tellerfeder **592** und die Anpreßscheibe **593** gegenüber dem Schwungradelement **504** drehgesichert sind.

[0178] Die Vorspannkraft der Tellerfeder **592** bestimmt das Moment, bei welchem der Flansch **541** gegenüber dem Schwungradelement **504** sich verdrehen bzw. durchrutschen kann. Die Bauteile **592** bis **594b** bilden also in Verbindung mit den radial inneren Bereichen des Flansches **541** eine kraftschlüssige Kupplung bzw. Rutschkupplung **590**.

[0179] Zur Begrenzung der Verdrehung zwischen dem Flansch **541** und dem Schwungradelement **504** kann der Flansch an seinem Innenbereich Vorsprünge aufweisen, welche – in Umfangsrichtung betrachtet – zwischen die Abstandsbolzen **567** radial eingreifen. Durch Anschlag dieser radialen Vorsprünge des Flansches **541** an den Abstandsbolzen **567** kann die Relativverdrehung begrenzt werden. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn keine derartigen, die Relativverdrehung zwischen Flansch **541** und Schwungradelement **504**

begrenzenden Mittel vorhanden sind. In solchen Fällen ist die kraftschlüssige Kupplung **590** derart ausgelegt, daß das von dieser übertragbare Moment größer ist als das vom Motor abgegebene Nominaldrehmoment.

**[0180]** Gemäß einer Weiterbildung der in [Fig. 10](#) dargestellten Einrichtung können bei einer begrenzten Relativverdrehung zwischen dem Flansch **541** und dem Schwungradelement **504** zusätzliche Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern zwischen den beiden Scheiben **593, 594** und dem Flansch **541** wirksam werden. Diese Federn können in entsprechenden Ausnehmungen der beiden Scheiben **593, 594** sowie des Flansches **541** aufgenommen werden, wobei diese Ausnehmungen – in Umfangsrichtung betrachtet – zwischen den Abstandsbolzen **567** eingebracht sein können. Bei einer derartigen Ausgestaltung der Einrichtung ist es zweckmäßig, wenn die im Bereich der kraftschlüssigen Kupplung bzw. Reibeinrichtung **590** vorgesehenen Federn eine wesentliche höhere Federrate aufweisen als die Federn des äußeren Dämpfers **513**.

**[0181]** Auch die durch die Reibeinrichtung **590** erzeugte Reibungsdämpfung soll wesentlich größer sein als die im Verdrehwinkelbereich des Dämpfers **513** vorhandene Reibungsdämpfung, die unter anderem durch die Dichtungen **574, 574a**, welche am Flansch **541** anliegen, erzeugt wird.

**[0182]** Bei den beschriebenen Ausführungsformen kann eine mehrstufige Federkennlinie zwischen den entsprechenden Schwungradelementen auch dadurch erzielt werden, daß wenigstens einzelne Federn einer Federgruppe bzw. eines Dämpfers kürzer sind als der winkelmäßige Abstand zwischen den mit diesen zusammenwirkenden Anschlags- bzw. Beaufschlagungsbereichen. Auch kann durch Verwendung solcher gegenüber den sie aufnehmenden Ringkanalsektoren bzw. Ausschnitten oder Fenstern kürzeren Federn ein ausgehend von einer Mittelstellung bzw. Ruhestellung zwischen den beiden Schwungradelementen rückstellungsfreier Verdrehwinkelbereich geschaffen werden. Letzteres kann z.B. bei einer Ausführungsform gemäß den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) dadurch erzielt werden, daß die Federn **245** in Umfangsrichtung eine kleinere winkelmäßige Erstreckung aufweisen, als der Winkel zwischen den Auslegern **244** bzw. den Anschlägen **255, 255a**.

**[0183]** Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten und beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, sondern umfaßt auch Varianten, die durch Kombination von einzelnen in Verbindung mit den verschiedenen Ausführungsformen beschriebenen Merkmalen bzw. Elementen gebildet werden können.

## Patentansprüche

1. Einrichtung zum Dämpfen von Schwingungen, insbesondere zwischen einem Motor und einer Kupplung in einem Antriebsstrang, mit zwischen zwei Schwungradelementen vorzusehender Dämpfungsvorkehrung, wobei das Eingangsteil das erste, mit dem Motor verbindbare, und das Ausgangsteil das zweite, eine Gegenreibfläche zum Angriff einer Reibscheibe der Kupplung aufweisende Schwungradelement ist, gekennzeichnet durch die nachfolgend angeführten Merkmale:

- a) die Dämpfungsvorkehrung besitzt eine radial nach außen geschlossene, ringförmige Kammer (**30**), die radial außen einen Ringkanal (**51**) bildet, in dem Kraftspeicher, wie Federn, aufgenommen sind.
- b) an den seitlichen Begrenzungswandung des Ringkanals (**51**) sind erste Abstützbereiche zur Beaufschlagung von Enden der Kraftspeicher vorgesehen,
- c) in den Ringkanal (**51, 151, 251, 551**) ragt ein mit dem zweiten Schwungradelement (**4, 204, 504**) in Drehschluß stehender Flanschkörper (**41, 141; 241, 541**), der zweite Abstützbereiche zur Beaufschlagung von Kraftspeicherenden bildet, hinein,
- d) die zwischen ersten und zweiten Abstützbereichen vorgesehenen Kraftspeicher (**45; 145; 245**) lassen zwischen den Schwungradelementen (**3, 4; 203, 204**) mindestens eine relative Verdrehung von  $\pm 25$  Grad, ausgehend von einer Mittelstellung; zu,
- e) das den Ringkanal bildende Schwungradelement besitzt Abschnitte, welche die Kraftspeicher axial übergreifen und fliehkraftmäßig abstützen
- f) in der ringförmigen Kammer (**30**) ist ein viskoses Medium bzw. ein Schmiermittel, wie z.B. Silikonöl oder Fett vorgesehen.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei „n“ Kraftspeichern (**45, 145, 245**) auf gleichem Durchmesser, wobei  $2 \leq n \leq 4$ , die einzelnen Kraftspeicher (**45, 145, 245**) sich über 70 bis 96% eines Winkelsektor erstrecken, wobei der Winkelsektor **360** Grad/n beträgt.

3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die in den kanalartigen Aufnahmen (**51, 152, 251, 551**) angeordneten Federn (**45, 145, 245**) zumindest annähernd auf den Radius, auf den sie angeordnet werden, vorgekrümmt sind.

4. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Federn an vom Flanschkörper gebildeten, radialen Auslegern, die in den radialen Bereich des Ringkanals einmünden, abstützbar sind.

5. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Federn an vom Flanschkörper gebildeten radialen Auslegern, die im radialen Bereich des Ringkanals enthalten sind, abstützbar sind und daß diese Ausleger übergehen in

einen die Federn in Umfangsrichtung übergreifenden Steg.

6. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg enthalten ist in einer über den Ringkanal hinausgehenden radialen Ausnehmung desselben.

7. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkanal aus zwei schalenartigen Körpern gebildet ist.

8. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einer der schalenartigen Körper ein Blechformteil ist.

9. Einrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkanal durch zwei halb-schalenartige Blechformteile gebildet ist.

10. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützungen für die Federn durch in den ansonsten über den Umfang durchgehend ausgebildeten Ringkanal eingesezte Elemente gebildet sind.

11. Einrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützungen durch – in der neutralen Stellung des Dämpfers – beidseits der Ausleger sich befindliche Formniete gebildet sind.

12. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützungen durch taschenförmige Anformungen erzeugt sind.

13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Ausleger des Flanschkörpers gegenüber den beidseits von diesem vorgesehenen Abstützungen den Ringkanals – in Umfangsrichtung betrachtet – eine geringere Erstreckung aufweist.

14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Ausleger des Flanschkörpers gegenüber den beidseits desselben vorgesehenen Abstützungen im Ringkanal – in Umfangsrichtung betrachtet – eine größere Erstreckung aufweist.

15. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen zumindest einzelnen Auslegern und Federn Zwischenlagen vorgesehen sind, deren den Auslegern zugekehrten Querschnittsflächen derjenigen des die Federn aufnehmenden Ringkanals angepaßt sind.

16. Einrichtung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenlagen im Ringkanal Verdrängungskolben für das viskose Medium bilden.

17. Einrichtung nach Anspruch 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenlagen einen axialen Ausschnitt oder eine axiale Ausnehmung aufweisen.

18. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkanal wenigstens über Teilbereiche der Längenerstreckung von zumindest einigen Federn keinen konstanten Querschnitt besitzt.

19. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest einige der sich in den Endabschnitten der nicht komprimierten Federn befindlichen Bereiche des Ringkanals gegenüber den übrigen Bereichen dieses Kanals im Querschnitt erweitert sind.

20. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß radial innerhalb des Ringkanals mindestens eine weitere Federgruppe der dämpfungsvorkehrung vorgesehen ist.

21. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Flanschkörper radial äußere durch radiale Ausleger in Umfangsrichtung voneinander getrennte Ausschnitte besitzt, in denen die Federn der ersten Federgruppe aufgenommen sind, sowie radial weiter innen liegende Fenster aufweist, die durch radiale Stege getrennt und in denen die Federn der weiteren Federgruppe vorgesehen sind.

22. Einrichtung nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen zumindest einzelnen radialen Stegen und Federn zwischenlagen vorgesehen sind.

23. Einrichtung nach Anspruch 21 oder 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausleger und/oder die radialen Stege des Flanschkörpers in Umfangsrichtung weisende Nassen aufweisen, welche in eine Ausnehmung der Zwischenlagen und/oder in die Federenden eingreifen.

24. Einrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest die Endbereiche der Federn durch die Nassen derart festgelegt werden, daß sie keinen Kontakt haben mit den sie radial außen übergreifenden Bereichen des Flanschkörpers und/oder des sie aufnehmenden Schwungradelementes.

25. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß die im Ringkanal vorgesehene erste Federgruppe und die radial weiter innen angeordnete weitere Federgruppe zwischen den Schwungradelementen in Parallelschaltung angeordnet sind.

26. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Federgruppen stufenweise, d.h. winkelfersetzt einsetzen.

27. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens einzelne Federn wenigstens einer Federgruppe stufenweise, daß heißt winkelfersetzt einsetzen.

28. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 24 oder 26, 27, dadurch gekennzeichnet, daß die im Ringkanal vorgesehene erste Federgruppe und die radial weiter innen angeordnete weitere Federgruppe zwischen den Schwungradelementen in Reihenschaltung angeordnet sind.

29. Einrichtung nach einem der Ansprüche 21 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß in Umfangsrichtung betrachtet, radial innerhalb eines Ausschnittes jeweils ein Fenster vorgesehen ist.

30. Einrichtung nach einem der Ansprüche 21 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß in Umfangsrichtung betrachtet, die Ausschnitte und die Fenster zumindest annähernd winkelmäßig gleich sind.

31. Einrichtung nach einem der Ansprüche 21 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und weitere Federgruppe jeweils maximal vier Kraftspeicher aufweisen.

32. Einrichtung, nach einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß radial innerhalb des Ringkanales die Gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper aufeinander zu weisende Bereiche besitzen, die für den Flanschkörper einen Durchlaß bilden.

33. Einrichtung nach Anspruch 32 dadurch gekennzeichnet, daß die aufeinander zu Bereiche kreisringartige Flächen bilden, die einen kreisrinförmigen Spalt begrenzen, der in den Ringkanal einmündet.

34. Einrichtung nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Spaltbreite zumindest annähernd der Dicke des Flanschkörpers entspricht.

35. Einrichtung nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß der Spalt 0,1 mm bis 2 mm breiter ist als die darin aufgenommenen Bereiche des Flanschkörpers.

36. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß die gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper axiale Einbuchtungen zur Aufnahme der inneren Federgruppe aufweisen.

37. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 36 dadurch gekennzeichnet, daß die axialen Einbuchtungen, der Durchlaß für den Flanschkörper und

der Ringkanal ineinander übergehen.

38. Einrichtung nach Anspruch 36 oder 37, , dadurch gekennzeichnet, daß die Einbuchtungen zumindest im radial äußeren Bereich an den Umfang des Querschnittes der Kraftspeicher angeglichen sind.

39. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß die inneren Federn der weiteren Federgruppe auf wenigstens annähernd den Durchmesser vorgekrümmmt sind, auf den sie angeordnet werden.

40. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 39, dadurch gekennzeichnet, daß die inneren und/oder äußeren federn sich zumindest unter Fliehkrafteinwirkung an den sie in Umfangsrichtung übergreifenden Stegen des Flanschkörpers radial abstützen.

41. Einrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 39, dadurch gekennzeichnet, daß die inneren federn sich zumindest unter Fliehkraftwirkung an den die Einbuchtungen begrenzenden Flächen radial abstützen.

42. Einrichtung nach einem der Ansprüche 36 bis 40, dadurch gekennzeichnet, daß die Einbuchtungen ringförmig sind, d.h. über den Umfang der Einrichtung durchgehend sind und die Abstützbereiche in Umfangsrichtung für die Kraftspeicher durch in die Einbuchtungen angebrachte Anschlagelmente gebildet sind.

43. Einrichtung nach Anspruch 42, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschlagelmente durch Formniete gebildet sind.

44. Einrichtung nach Anspruch 43, dadurch gekennzeichnet, daß die Beaufschlagungsbereiche der Formniete für die Kraftspeicher eben bzw. abgeflacht sind.

45. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Federn der inneren federgruppe in Fensters zweiter Scheiben aufgenommen sind, die mit dem anderen, mit dem Antriebsstrang verbindbaren Schwungradelement in Drehverbindung stehen und axial zwischen sich einen die radial äußere und die radial innere Federgruppe in reihe koppelnden Flanschkörper aufnehmen.

46. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 45, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Schwungradelement das einr, ein Profil aufweisende Bestandteil einer axialen Streckverbindung und das andere Schwungradelement das Gegenprofil der die beiden Schwungradelemente drehchlüssig koppelnden

Streckverbindung aufweisen.

47. Einrichtung nach Anspruch 46, dadurch gekennzeichnet, daß die Federgruppen der Dämpfungsvorkehrung in einer mit einem viskosen bzw. pastösen Medium zumindest teilweise füllbaren Kammer aufgenommen sind, welche im wesentlichen durch die Bauteile des einen, mit dem Motor verbindbaren Schwungradelementes gebildet ist und das Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung durch ein flanschartiges Bauteil gebildet ist, das Profilierungen aufweist, die in Eingriff bringbar sind mit an dem anderen Schwungradelement vorgesehenen Gegenprofilierungen, weiterhin eines der Schwungradelemente ein Dichtungselement trägt, das beim Zusammenstecken der beiden Schwungradelemente an einer Fläche des anderen der Schwungradelemente dichtend zur Anlage kommt.

48. Einrichtung nach Anspruch 46 oder 47, dadurch gekennzeichnet, daß das Flanschartige Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung, wie Flanschkörper, über die Profilierungen der Streckverbindung mit dem anderen Schwungradelement eine dreh-schlüssige Kopplung besitzt, axial jedoch nicht festgelegt ist.

49. Einrichtung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Flanschartige Ausgangsteil der Dämpfungsvorkehrung, wie Flanschkörper, axial schwimmend zwischen den beiden Gehäusehälften bzw. den schalenartigen Körpern des mit dem Motor verbindbaren Schwungradelementes montiert ist.

50. Einrichtung nach einem der Ansprüche 46 bis 49, dadurch gekennzeichnet, daß die Gegenprofilierungen am Außenumfang eines ringscheibenartigen, mit dem anderen Schwungradelement verbundenen Bauteils vorgesehen sind.

51. Einrichtung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Volumen des in der Kammer aufgenommenen viskosen Mediums derart bemessen ist, daß die innere zweite Federgruppe in dieses zumindest teilweise eintaucht.

52. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Schwungradelementen mindestens eine Reib-einrichtung wirksam ist.

53. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Schwungradelementen mindestens eine in Um-fangsrichtung mit Spiel behaftete Reibeinrichtung wirksam ist.

54. Einrichtung nach Anspruch 54 oder 53, da-

durch gekennzeichnet, daß die Reibeinrichtung, in der durch die gehäusehälften bzw. die schalenartigen Körper gebildeten Kammer für viskoses Medium aufgenommen ist.

55. Einrichtung, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß außerhalb des mit viskosem Medium, wie pastösem Mittel, zumindest teilweise gefüllten Raums bzw. Ringkanals zusätzlich eine zwischen den beiden Schwungradelementen wirksame Trockenreibungsdämpfungseinrichtung vorgesehen ist.

56. Einrichtung nacheinem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Schwungradelementen mindestens eine mit den zwischen diesen wirksamen Federn in Reihe geschaltete Reibungsdämpfungseinrichtung vorhanden ist.

57. Einrichtung, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die mit der inneren Federgruppe parallel wirksame Reibungs-dämpfung und/oder viskose Dämpfung wesentlich geringer ist als die der äußeren Federgruppe parallel geschaltete, viskose Dämpfung und/oder Reibungs-dämpfung.

58. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einzelne der Federn kürzer sind als der Kreisbogenabschnitt zwischen den Anschlüssen.

59. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die radial außen in der Kammer angeordneten Kraftspeicher zwischen den Schwungradelementen eine federnde Verdrehsteifigkeit aufweisen, die in der Größenordnung von 2 bis 15 Nm pro Grad liegt.

60. Einrichtung nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die radial außen in der Kammer vorgesehenen Kraftspeicher zwischen den Schwungradelementen eine federnde Verdrehsteifigkeit in der Größenordnung von 2 bis 4 Nm pro Grad erzeugen.

61. Einrichtung nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eines der die Kammer begrenzenden Bauteile einen Anlasserzahnkranz trägt.

62. Einrichtung nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkanal zumindest im radial äußeren Bereich an den Querschnitt der Kraftspeicher angegliedert ist,

63. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ring-

kanal zumindest teilweise mit viskosem Medium, wie einem pastösen Mittel, gefüllt ist,

64. Einrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß – in Umfangsrichtung der Einrichtung betrachtet – die Kraftspeicher zwischen den ihnen jeweils zugeordneten Abstützbereichen fliehkraftmäßig abgestützt sind.

Es folgen 8 Blatt Zeichnungen



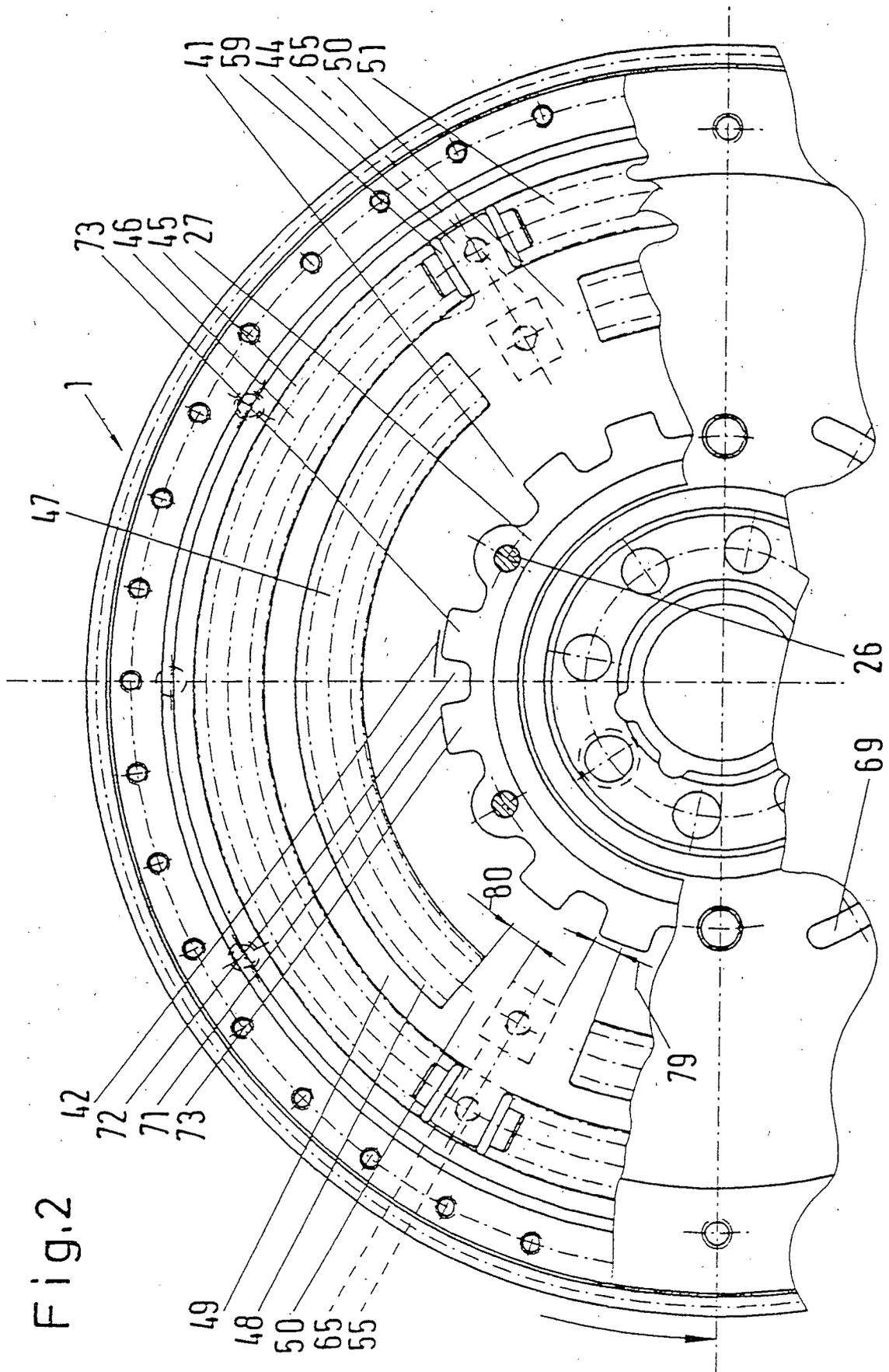
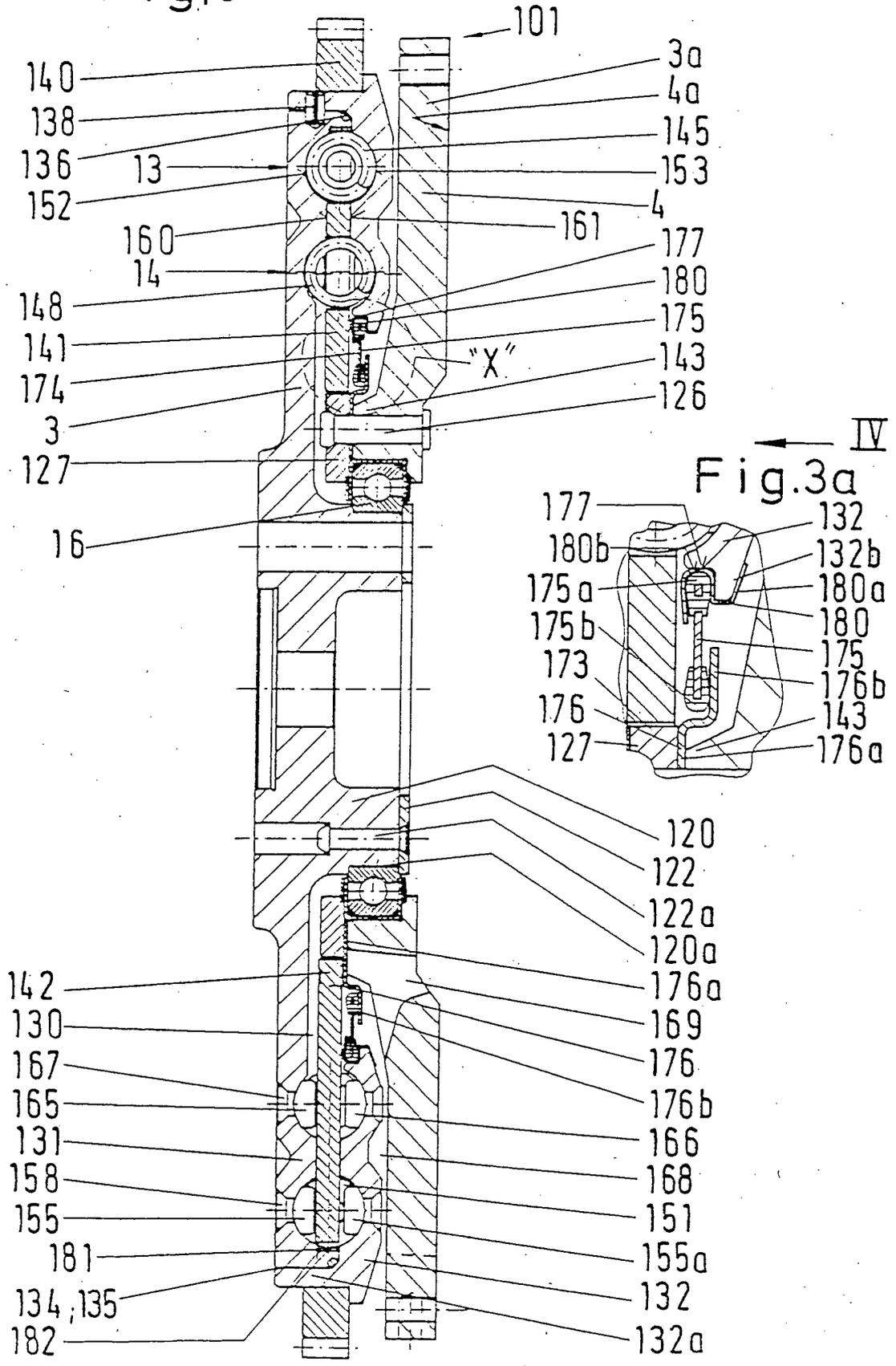


Fig.3



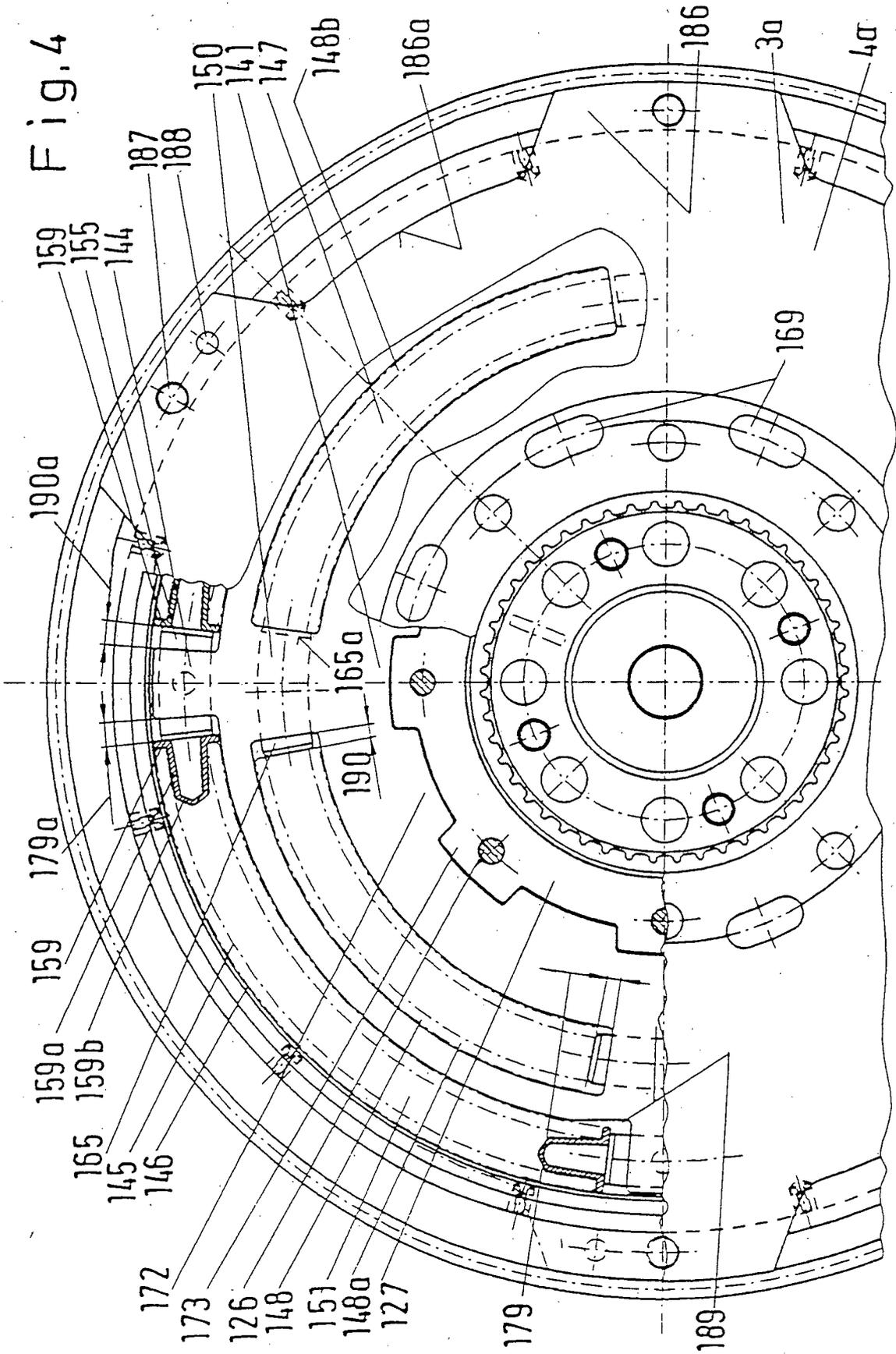


Fig.5

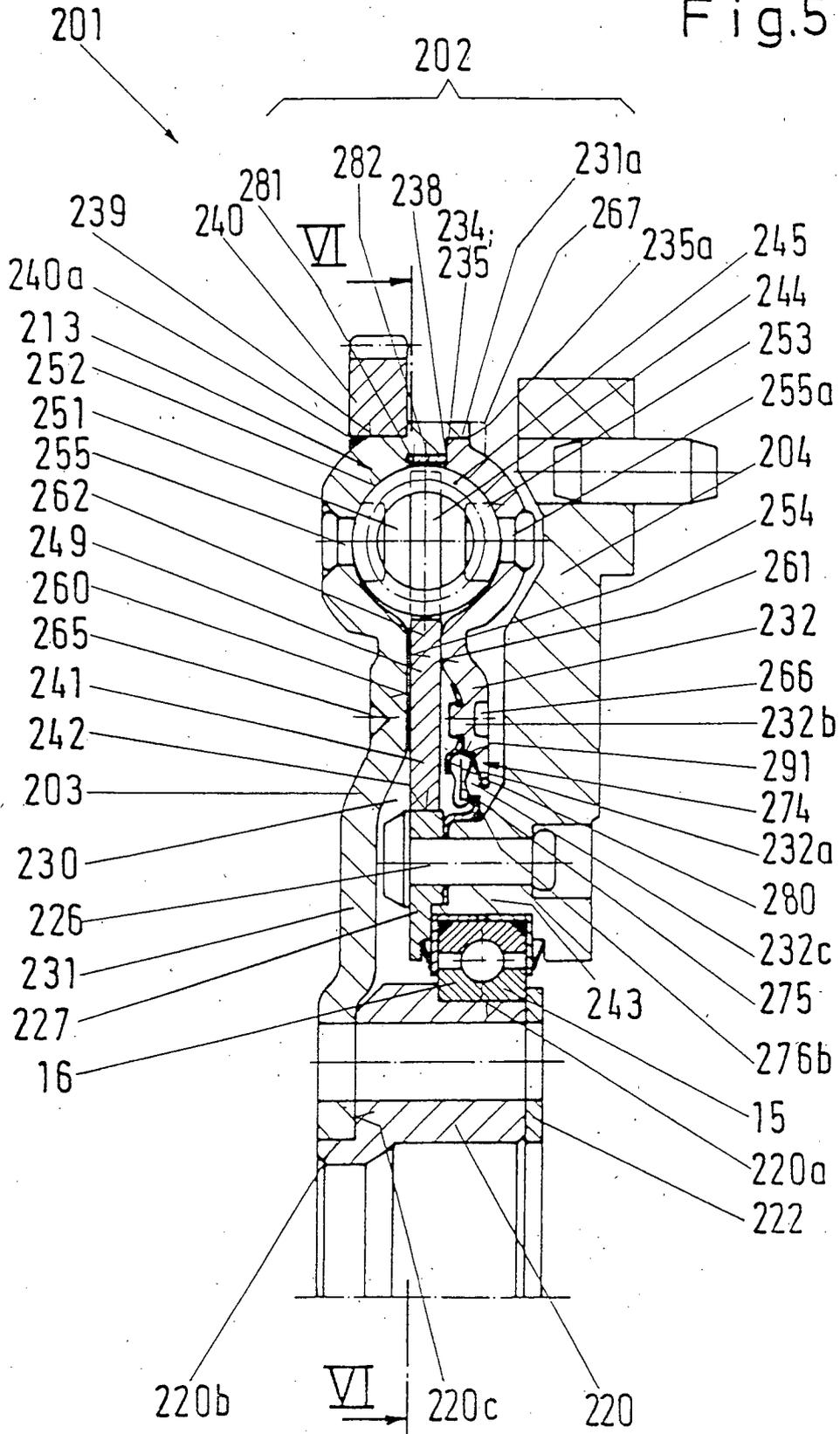


Fig.6

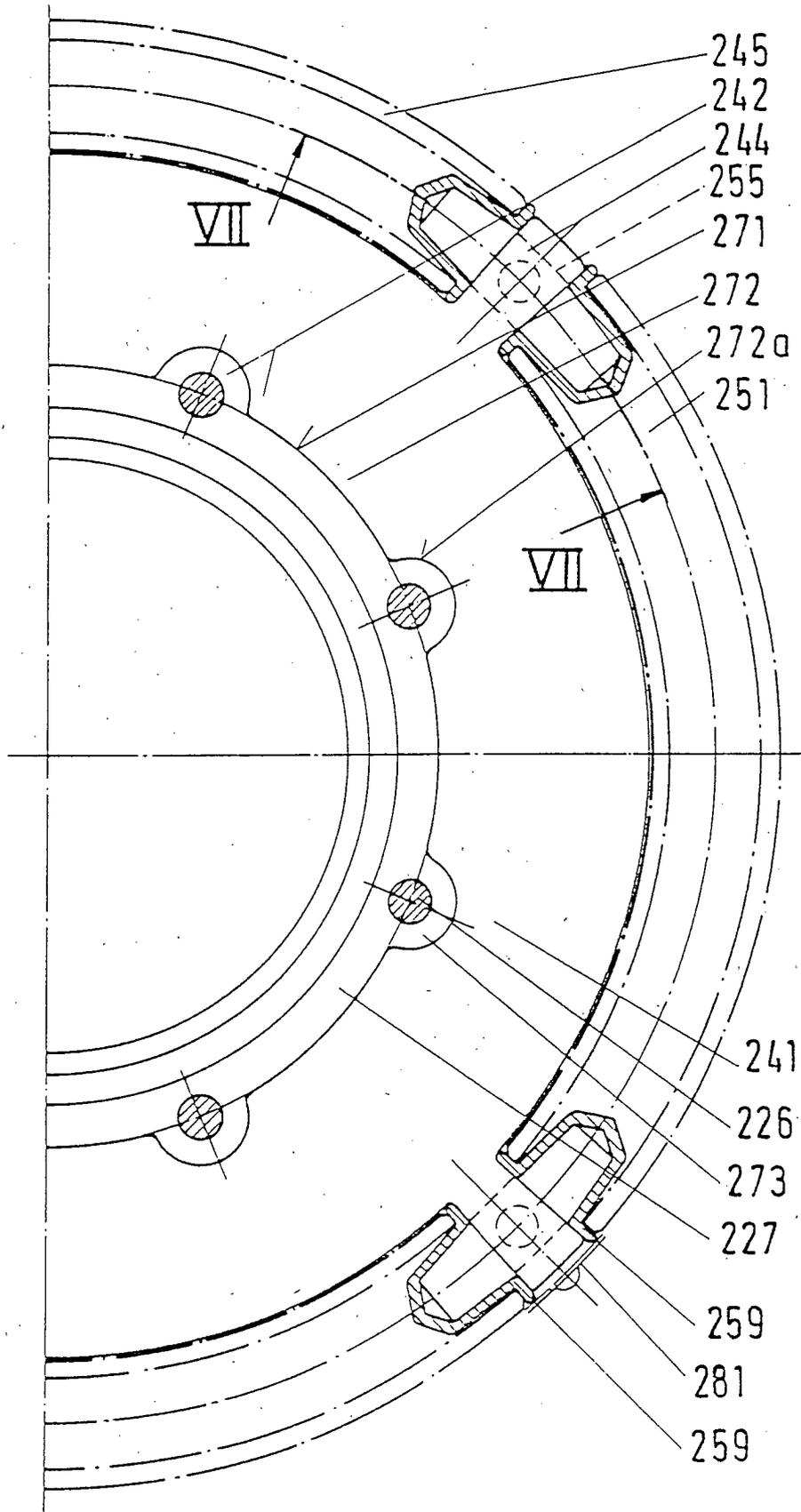


Fig.7

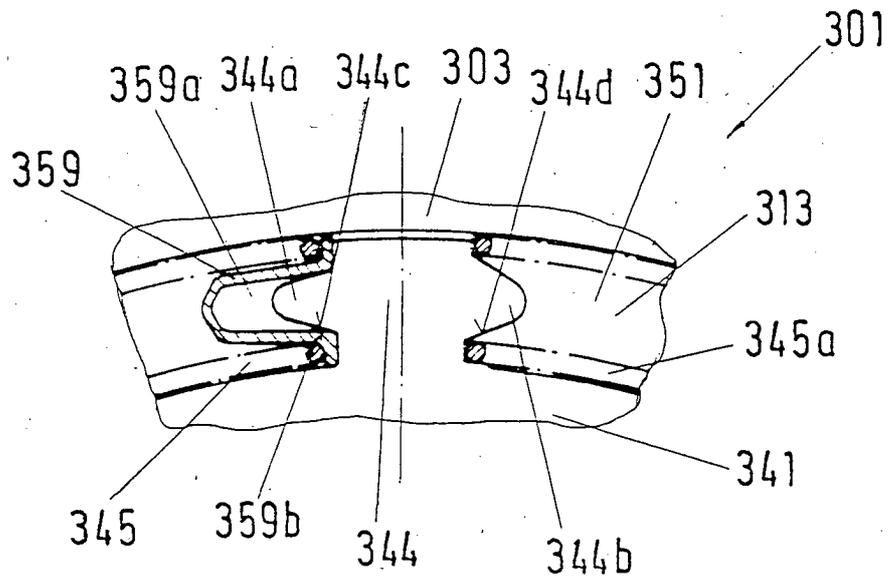
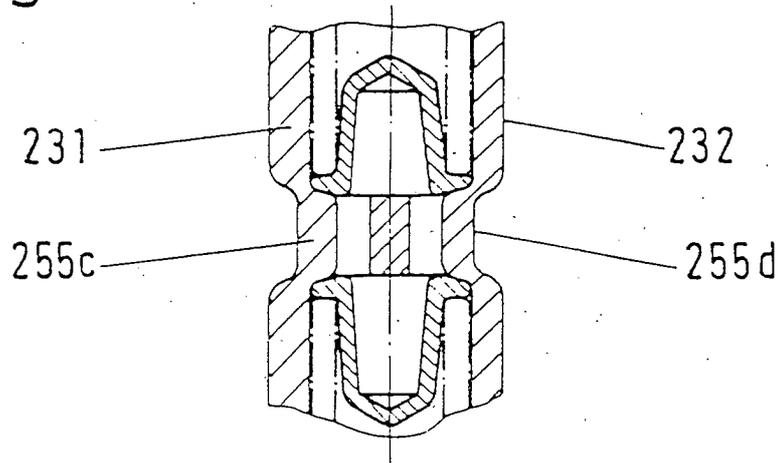


Fig.8

Fig.9

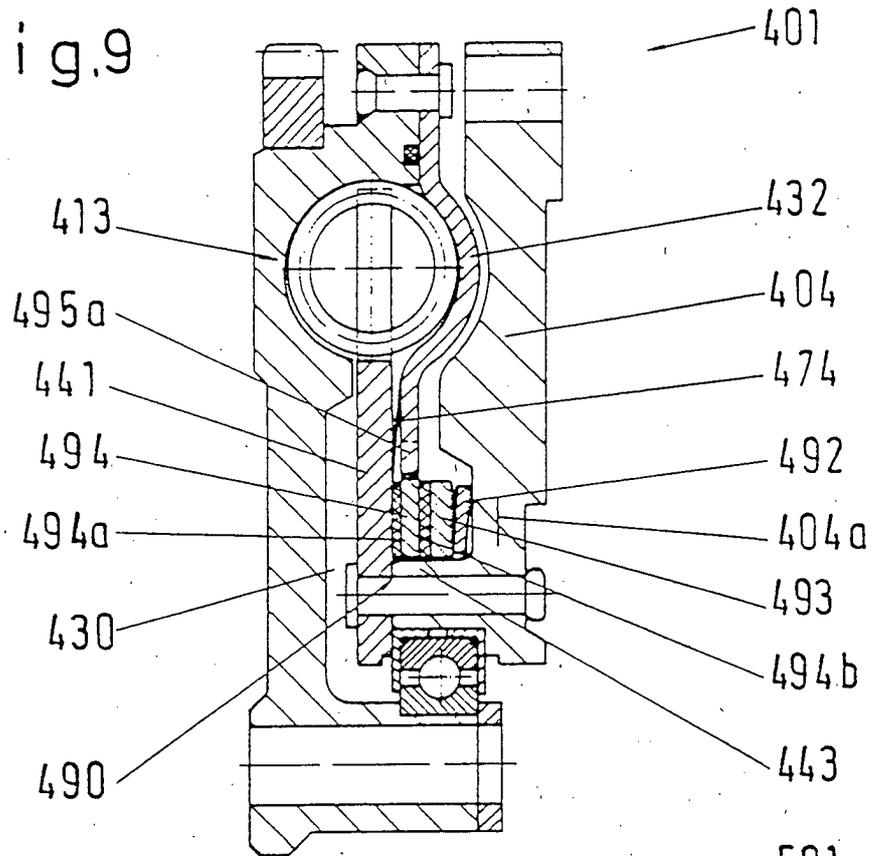


Fig.10

