



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2008 017 352 A1** 2009.03.12

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2008 017 352.5**

(22) Anmeldetag: **04.04.2008**

(43) Offenlegungstag: **12.03.2009**

(51) Int Cl.⁸: **F16F 15/134** (2006.01)

(66) Innere Priorität:

10 2007 042 980.2 10.09.2007

(71) Anmelder:

MAGNA Powertrain AG & Co KG, Lannach, AT

(74) Vertreter:

**Manitz, Finsterwald & Partner GbR, 80336
München**

(72) Erfinder:

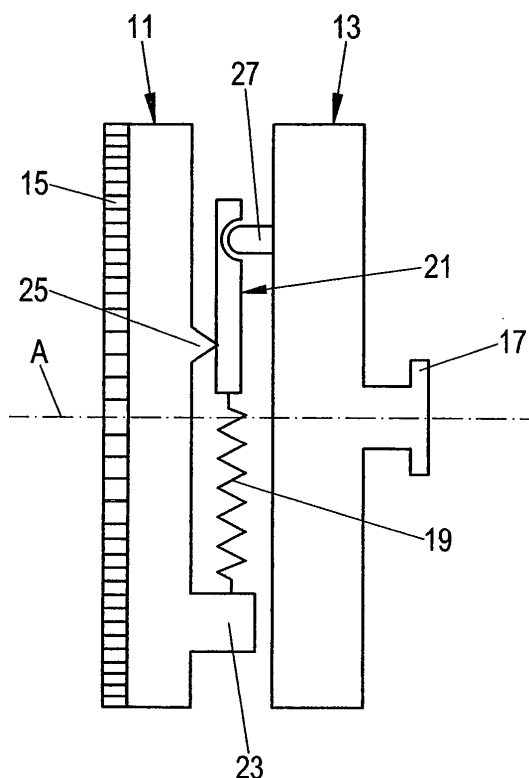
**Schober, Martin, Molln, AT; Benatzky, Christian,
Dr., Waidhofen, AT; Schlager, Gerd, Dr.,
Kefermarkt, AT; Lutoslawski, Jaroslaw, Concord,
Ontario, CA**

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Zweimassenschwungrad**

(57) Zusammenfassung: Die vorliegende Erfindung betrifft ein Zweimassenschwungrad für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, mit einer primären Schwungmasse und einer sekundären Schwungmasse, die über wenigstens eine Federeinrichtung drehelastisch miteinander gekoppelt sind. Zwischen der Federeinrichtung und wenigstens einer der beiden Schwungmassen ist wenigstens eine Getriebeeinrichtung angeordnet, die bezüglich einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung bewirkt, wobei eine Kennlinie der Federeinrichtung durch die Getriebeeinrichtung modifizierbar ist.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Zweimassenschwungrad für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, mit einer primären Schwungmasse und einer sekundären Schwungmasse, die über wenigstens eine Federeinrichtung drehelastisch miteinander gekoppelt sind.

[0002] Ein derartiges Zweimassenschwungrad dient in einem Kraftfahrzeug zum Zwischenspeichern von Bewegungsenergie während der Leertakte des Motors sowie zum Aufnehmen und Dämpfen von Drehschwingungen zwischen dem Motor und dem Antriebsstrang. Bei einem Fahrzeug mit Schaltgetriebe kann beispielsweise die primäre Schwungmasse drehfest mit einer Kurbelwelle des Motors verbunden werden, während die sekundäre Schwungmasse drehfest mit einer Kupplung des Schaltgetriebes verbunden wird. Drehschwingungen, die über die Kurbelwelle an die primäre Schwungmasse geleitet werden, werden dank der Federeinrichtung und einer eventuellen zusätzlichen Dämpfungseinrichtung nur abgeschwächt an die sekundäre Schwungmasse und somit an das Schaltgetriebe und den weiteren Antriebsstrang übertragen.

[0003] Bei bekannten Zweimassenschwungradern beansprucht die Federeinrichtung einen unerwünscht großen Bauraum, insbesondere wenn eine flache Federkennlinie mit einer entsprechend langen Feder realisiert werden soll. Auch erweist sich die üblicherweise lineare Federkennlinie der bekannten Zweimassenschwungräder nicht für alle Anwendungen als geeignet.

[0004] Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein Zweimassenschwungrad mit verringertem Platzbedarf für die Federeinrichtung zu schaffen. Außerdem soll auch die Realisierung einer nicht-linearen Federkennlinie möglich sein.

[0005] Diese Aufgabe wird durch ein Zweimassenschwungrad mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst, und insbesondere dadurch, dass zwischen der Federeinrichtung und wenigstens einer der beiden Schwungmassen wenigstens eine Getriebeeinrichtung angeordnet ist, die bezüglich einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung bewirkt, wobei eine Kennlinie der Federeinrichtung durch die Getriebeeinrichtung modifizierbar ist.

[0006] Bei dem erfindungsgemäßen Zweimassenschwungrad erfolgt die drehelastische Kopplung der beiden Schwungmassen über wenigstens eine Federeinrichtung und eine zugeordnete Getriebeeinrichtung. Eine Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander bewirkt eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung bezüglich einer Ruhe-

lage, so dass ein Rückstellmoment erzeugt wird. Im Falle einer derartigen Verdrehbewegung der beiden Schwungmassen bewirkt die Getriebeeinrichtung eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung relativ zu der Verdrehbewegung der beiden Schwungmassen, so dass der Auslenkweg der Federeinrichtung beispielsweise geringer ist als der (einem Kreisbahnabschnitt entsprechende) Verdrehweg der beiden Schwungmassen am Ort der Federeinrichtung.

[0007] Aufgrund der in diesem Fall auftretenden Untersetzungswirkung können für die Federeinrichtung vergleichsweise steife Federn verwendet werden, um dennoch eine flache globale Kennlinie oder Gesamtkennlinie – also eine flache Kennlinie des Gesamtsystems aus Federeinrichtung und Getriebeeinrichtung – darzustellen. Durch die Verwendbarkeit steiferer Federn wird der für die Federeinrichtung benötigte Bauraum verringert, da steifere Federn generell kürzer ausgeführt sein können. Vorzugsweise besitzt die Federeinrichtung zumindest ein elastisches Element, insbesondere eine als Druckfeder wirkende Schraubenfeder, die bezüglich der Drehachse des Zweimassenschwungrades tangential – d. h. in Umfangsrichtung – angeordnet ist.

[0008] Grundsätzlich ist es möglich, dass die Getriebeeinrichtung eine Übersetzung ins Schnelle, ins Langsame oder keine Übersetzung bewirkt.

[0009] Ein weiterer Vorteil dieses Zweimassenschwungrades besteht darin, dass bei Bedarf mittels der Getriebeeinrichtung zugleich eine nicht-lineare globale Federkennlinie/Gesamtkennlinie realisiert werden kann, um die Schwingungscharakteristik des Zweimassenschwungrades optimal an die jeweilige Anwendung anzupassen. Hierfür ist es lediglich erforderlich, dass die Getriebeeinrichtung eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung gemäß einer nicht-linearen Gesamtkennlinie bewirkt. Beispielsweise kann die Getriebeeinrichtung eine Steuerkurve und ein entlang der Steuerkurve verfahrbares Gegelement (z. B. Wälzlager oder Gleitlager) aufweisen, um gemäß dem Verlauf der Steuerkurve eine nicht-lineare Kennlinie der Untersetzung/Übersetzung zu realisieren.

[0010] Eine nicht-lineare Kennlinie kann beispielsweise dadurch erzeugt werden, dass die vorgenannte Steuerbahn einen entlang der Steuerbahn variierenden Krümmungsradius besitzt.

[0011] Außerdem kann die Getriebeeinrichtung durch eine austauschbare Baueinheit gebildet sein, so dass nach einem Baukasten-Prinzip das Zweimassenschwungrad allein durch Austausch der Getriebeeinrichtung an unterschiedliche Anwendungen angepasst werden kann. Die Schwingungscharakteristik des Zweimassenschwungrades ist somit allein durch Austauschen der Getriebeeinrichtung auf ver-

schiedene Anwendungen einstellbar.

[0012] Vorzugsweise weist die Federeinrichtung zwei Enden auf, wobei die Federeinrichtung lediglich an den zwei Enden gehalten ist und zwischen den zwei Enden im Wesentlichen geradlinig ausgerichtet ist. Die Verwendung von geradlinigen elastischen Elementen – z. B. Federn oder Druckpatronen – hat den Vorteil, dass sich diese bei Betrieb des Zweimassenschwungrads im Gegensatz zu Bogenfedern nicht radial außenseitig an einem Gehäuseelement des Zweimassenschwungrads abstützen, wodurch das Entstehen unerwünschter drehzahlabhängiger Reibmomente vermieden wird.

[0013] Es kann vorgesehen sein, dass die Getriebeeinrichtung mit der Federeinrichtung über ein Zwischenelement zusammenwirkt, das bezüglich der Drehachse des Zweimassenschwungrads drehbar gelagert ist, um auf die Federeinrichtung wirkende Zentrifugalkräfte aufzunehmen. Mit anderen Worten ist das Zwischenelement in vermittelnder Position zwischen der Getriebeeinrichtung und der Federeinrichtung angeordnet, wobei der Begriff „vermittelnde Position“ in diesem Zusammenhang funktionell und nicht zwingend räumlich zu sehen ist. Das Zwischenelement ist zweckmäßigerweise nur in einer Drehrichtung beweglich. Insbesondere ist das Zwischenelement schwimmend gelagert.

[0014] Es können auch mehrere Zwischenelemente vorgesehen sein, die beispielsweise in Umfangsrichtung in einzelnen Winkelsegmenten unabhängig voneinander wirksam sind. Es ist allerdings bevorzugt, wenn das Zwischenelement als ein geschlossener Ring ausgebildet ist. Bei einem derartigen ringförmigen Zwischenelement kompensieren sich die auf das Zwischenelement wirkenden Zentrifugalkräfte, wodurch dieses nur unwesentlich nach radial außen abgestützt werden muss und unerwünschte Reibungseffekte vermieden werden können. Ein derartiges Zwischenelement kann auch als eine Ringplatte ausgebildet sein, die radial innerhalb der Federeinrichtung in einer Zentralebene des Zweimassenschwungrads angeordnet ist. Dies erleichtert die Zentrierung des Zwischenelements zusätzlich.

[0015] Das Zwischenelement kann zumindest einen Mitnehmerabschnitt aufweisen, der mit der Federeinrichtung zusammenwirkt. Alternativ oder zusätzlich kann das Zwischenelement zumindest einen Betätigungsabschnitt aufweisen, der mit der Getriebeeinrichtung zusammenwirkt.

[0016] Die Kopplung der Getriebeeinrichtung mit dem Zwischenelement kann beispielsweise über eine Verzahnung – eventuell sogar mit nur einem einzigen Zahn –, eine Rolle oder einen Gleitschuh in Verbindung mit einer Kurvenbahn oder eine Kulissenführung erfolgen.

[0017] Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform besitzt die Getriebeeinrichtung wenigstens einen Hebel, der an einer der beiden Schwungmassen (z. B. primäre Schwungmasse) schwenkbar angelenkt ist, wobei der Hebel einen Antriebsabschnitt aufweist, der mit der anderen der beiden Schwungmassen (z. B. sekundäre Schwungmasse) zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander den Hebel zu einer Schwenkbewegung anzutreiben. Der genannte Hebel besitzt ferner einen Auslenkabschnitt, der mit der Federeinrichtung zusammenwirkt, um bei einer Schwenkbewegung des Hebels eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung zu bewirken. Durch eine derartige Ausgestaltung und Anordnung eines Hebels kann eine besonders einfache und wirkungsvolle Untersetzung/Übersetzung der Auslenkbewegung der Federeinrichtung aufgrund einer Verdrehbewegung der beiden Schwungmassen realisiert werden.

[0018] Die vorstehend beschriebene Steuerkurve kann an einem Außennocken oder an einem Innennocken ausgebildet sein, der drehfest bezüglich einer der Schwungmassen angeordnet ist. Die Kopplung zwischen der Getriebeeinrichtung und dem Außen- bzw. Innennocken kann beispielsweise über eine Rolle oder einen Gleitschuh in Verbindung mit einer Kurvenbahn, ein Zahnrad in Verbindung mit einer Zahnkurve oder eine Kulissenführung erfolgen.

[0019] Das Zusammenwirken des genannten Hebels mit der anderen der beiden Schwungmassen (z. B. sekundäre Schwungmasse) kann insbesondere über eine Steuerbahn und ein hiermit zusammenwirkendes Antriebsselement erfolgen. Beispielsweise kann der Antriebsabschnitt des Hebels eine Steuerbahn aufweisen, während die genannte andere der beiden Schwungmassen ein Antriebsselement (z. B. Kugellager, Rolle oder Gleitschuh) aufweist, das entlang der Steuerbahn verfahrbar ist, so dass bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander der Hebel zu der erläuterten Schwenkbewegung angetrieben wird.

[0020] Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform besitzt die Getriebeeinrichtung einen Nocken, der an einer der beiden Schwungmassen (z. B. primäre Schwungmasse) drehbar gelagert ist, wobei der Nocken einen Antriebsabschnitt aufweist, der mit der anderen der beiden Schwungmassen (z. B. sekundäre Schwungmasse) zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander den Nocken zu einer Drehbewegung anzutreiben. Der genannte Nocken besitzt einen Exzenterabschnitt, der mit der Federeinrichtung zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung des Nockens die erläuterte Auslenkbewegung der Federeinrichtung zu bewirken. Hierdurch kann die erläuterte Untersetzung oder Übersetzung der Auslenkbewegung in besonders kompakter Bauform realisiert werden.

[0021] Das Zusammenwirken des Nockens mit der genannten anderen der beiden Schwungmassen kann durch jeweilige Außenverzahnungen verwirklicht werden. Insbesondere kann der Antriebsabschnitt des Nockens eine Stirnradverzahnung besitzen, die mit einer Außenverzahnung eines Ringabschnitts der anderen der beiden Schwungmassen (z. B. sekundäre Schwungmasse) kämmt. Hierdurch können auch besonders einfach mehrere Nocken synchron zueinander mit der genannten anderen der beiden Schwungmassen gekoppelt werden.

[0022] Eine nicht-lineare Auslenkungscharakteristik kann bei dieser Ausführungsform beispielsweise dadurch bewirkt werden, dass der Exzenterabschnitt des Nockens eine Steuerkurve bildet, wobei eine nicht-lineare Winkelabhängigkeit des Radius der Steuerkurve vorgesehen ist.

[0023] Weitere Ausführungsformen der Erfindung sind in den Unteransprüchen genannt.

[0024] Die Erfindung wird nachfolgend lediglich beispielhaft unter Bezugnahme auf die Zeichnungen erläutert.

[0025] [Fig. 1](#) zeigt ein Zweimassenschwungrad in einer schematischen Seitenansicht.

[0026] [Fig. 2](#) zeigt Teile eines Zweimassenschwungrades gemäß einer ersten Ausführungsform in einer Frontansicht.

[0027] [Fig. 3](#) zeigt Teile der ersten Ausführungsform in einer Rückansicht.

[0028] [Fig. 4a](#) und [Fig. 4b](#) zeigen Teile eines Zweimassenschwungrades gemäß einer zweiten Ausführungsform in einer Ruhelage in einer Frontansicht bzw. einer Perspektivansicht.

[0029] [Fig. 5a](#) und [Fig. 5b](#) zeigen Teile der zweiten Ausführungsform in einer Verdrehelage in einer Frontansicht bzw. in einer Perspektivansicht,

[0030] [Fig. 6](#) zeigt Teile eines Zweimassenschwungrades gemäß einer dritten Ausführungsform in einer Frontansicht.

[0031] [Fig. 1](#) zeigt schematisch ein Zweimassenschwungrad mit einer primären Schwungmasse **11** und einer sekundären Schwungmasse **13**, die um eine gemeinsame Drehachse A drehbar gelagert sind. Die primäre Schwungmasse **11** ist beispielsweise über einen Zahnkranz **15** mit einem Ausgangselement eines Motors eines Kraftfahrzeugs drehwirksam verbunden. Anstelle des Zahnkranzes **15** kann beispielsweise auch ein Befestigungsflansch oder eine Steckverzahnung vorgesehen sein. Die sekundäre Schwungmasse **13** ist beispielsweise über ei-

nen Befestigungsflansch **17** mit einer Kupplung eines Schaltgetriebes oder mit einem Drehmomentwandler eines Automatikgetriebes verbunden, wobei alternativ auch eine Verbindung mittels einer Steckverzahnung oder eine einstückige Ausbildung vorgesehen sein kann.

[0032] Das Zweimassenschwungrad dient in an sich bekannter Weise zum Aufnehmen und Dämpfen von drehelastischen Schwingungen. Hierfür sind die beiden Schwungmassen **11**, **13** über eine Federeinrichtung **19** drehelastisch miteinander gekoppelt, d. h. die beiden Schwungmassen **11**, **13** können sich relativ zueinander verdrehen, wobei eine derartige Drehbewegung ausgehend von einer Ruhelage eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung **19** bewirkt, so dass die Federeinrichtung **19** ein Rückstellmoment erzeugt.

[0033] Zwischen der Federeinrichtung **19** und der sekundären Schwungmasse **13** ist eine hier als Untersetzungseinrichtung **21** wirksame Getriebeeinrichtung angeordnet, d. h. die Federeinrichtung **19** ist mit einem Ende an einem Befestigungsabschnitt **23** der primären Schwungmasse **11** befestigt und mit dem anderen Ende an der Untersetzungseinrichtung **21** befestigt oder angelenkt. Die Untersetzungseinrichtung **21** ist in [Fig. 1](#) schematisch als ein Hebel dargestellt, der an einem Lagerabschnitt **25** der primären Schwungmasse **11** innerhalb einer Normalebene zu der Drehachse A schwenkbar gelagert ist und im Falle einer Drehbewegung der primären Schwungmasse **11** und der sekundären Schwungmasse **13** relativ zueinander mittels eines Antriebszapfens **27** der sekundären Schwungmasse **13** betätigt wird.

[0034] Die Untersetzungseinrichtung **21** ist dergestalt konfiguriert, dass sie im Falle einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen **11**, **13** relativ zueinander eine Untersetzung der genannten Auslenkbewegung der Federeinrichtung **19** bewirkt, und zwar bezogen auf den Verdrehweg der beiden Schwungmassen **11**, **13** relativ zueinander. Hierdurch kann die Federeinrichtung **19** als Druckfeder mit vergleichsweise hoher Steifigkeit ausgebildet sein, die sich mit einer vorteilhaft kurzen Baulänge realisieren lässt. Die Federeinrichtung **19** nimmt somit nur einen geringen Bauraum in Anspruch. Gleichwohl ist die globale Federkennlinie des gezeigten Zweimassenschwungrades – also die sich aus dem Zusammenwirken der Federeinrichtung **19** mit der Untersetzungseinrichtung **21** ergebende Federkennlinie – aufgrund der Untersetzungswirkung der Untersetzungseinrichtung **21** relativ flach im Vergleich zu der Kennlinie allein der Federeinrichtung **19**. Mittels der Untersetzungseinrichtung **21** lässt sich zudem eine nicht-lineare globale Federkennlinie des Zweimassenschwungrads einstellen.

[0035] Es ist darauf hinzuweisen, dass vorstehend

zwar lediglich von einer Untersetzungswirkung zwischen der Federeinrichtung **19** und der sekundären Schwungmasse **13** die Rede ist. Allerdings kann für bestimmte Anwendungen auch eine neutrale Übertragung der Auslenkbewegung – oder gar eine Übersetzungswirkung – vorteilhaft sein, so dass die Untersetzungseinrichtung **21** ganz allgemein als Getriebeeinrichtung aufgefasst werden kann.

[0036] Nachfolgend werden beispielhaft mögliche Ausführungsformen eines erfindungsgemäßen Zweimassenschwungrads näher erläutert.

[0037] [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) zeigen eine erste Ausführungsform eines Zweimassenschwungrades, bei der die Untersetzungseinrichtung **21** ([Fig. 1](#)) durch vier Nocken **31** realisiert ist, die in gleichmäßiger Teilung über den Umfang des Zweimassenschwungrades verteilt angeordnet sind. Jeder Nocken **31** ist mittels eines zugeordneten Zapfens **33** an der primären Schwungmasse **11** drehbar gelagert, wobei die Drehachse B des Nockens **31** bezüglich der Drehachse A des Zweimassenschwungrades parallel versetzt angeordnet ist. Die Nocken **31** wirken zum einen mit einem Zahnring **35** zusammen, der mit der sekundären Schwungmasse **13** starr verbunden oder integral mit dieser ausgebildet ist. Hierfür besitzt jeder Nocken **31** eine Stirnradverzahnung **37**, die mit dem Zahnring **35** kämmt. Durch eine Drehbewegung der sekundären Schwungmasse **13** relativ zu der primären Schwungmasse **11** können die Nocken **31** somit synchron zu einer Rotation um die jeweilige Drehachse B angetrieben werden.

[0038] Zum anderen wirkt jeder Nocken **31** mit einem Ende einer jeweils zugeordneten Schraubenfeder **39** zusammen. Hierfür besitzt jeder Nocken **31** einen Exzenterabschnitt **41** ([Fig. 3](#)), der im Falle einer Rotation des Nockens **31** um die Drehachse B eine Komprimierung der jeweiligen Schraubenfeder **39** bewirkt, oder – bei Rotation im umgekehrten Drehsinn – eine Entspannung der jeweiligen Schraubenfeder **39** ermöglicht. Die Schraubenfedern **39** wirken somit als Druckfedern, und sie sind bezüglich der Drehachse A des Zweimassenschwungrades tangential, d. h. in Umfangsrichtung ausgerichtet. Das jeweilige andere Ende der Schraubenfedern **39** ist mit einem Befestigungsabschnitt **43** verbunden, der an der primären Schwungmasse **11** angeformt ist.

[0039] Das Zweimassenschwungrad besitzt ferner einen Mitnehmerring **45**, der an der sekundären Schwungmasse **13** (oder an der primären Schwungmasse **11**) drehbar gelagert ist. Der Mitnehmerring **45** besitzt vier im Wesentlichen radial nach innen (oder radial nach außen) abstehende Mitnehmerflügel **47**. Jeder der Mitnehmerflügel **47** ist zwischen dem Exzenterabschnitt **41** eines der Nocken **31** einerseits und dem auslenkbaren Ende der jeweiligen Schraubenfeder **39** andererseits angeordnet. Der jeweilige Mit-

nehmerflügel **47** bewirkt somit eine reibarme mechanische Kopplung zwischen dem Exzenterabschnitt **41** einerseits und der Schraubenfeder **39** andererseits, wobei diese Funktion vorteilhafterweise für sämtliche Nocken **31** gemeinsam durch ein einziges Bauteil **45** erfüllt wird. Die Mitnehmerflügel **47** können elastisch verschwenkbar an dem Mitnehmerring **45** angeordnet sein. Dies ist jedoch nicht zwingend erforderlich.

[0040] Nachfolgend wird die Funktionsweise der genannten ersten Ausführungsform erläutert: Eine Verdrehbewegung zwischen der primären Schwungmasse **11** und der sekundären Schwungmasse **13** bedeutet eine Drehbewegung des Zahnrings **35** der sekundären Schwungmasse **13** relativ zu den an der primären Schwungmasse **11** angeordneten Nocken **31**. Aufgrund des Eingriffs des Zahnrings **35** mit der jeweiligen Stirnradverzahnung **37** der Nocken **31** werden diese zu einer jeweiligen Drehbewegung angetrieben, so dass unterschiedliche Winkelbereiche des jeweiligen Exzenterabschnitts **41** über den zugeordneten Mitnehmerflügel **47** mit der jeweiligen Schraubenfeder **39** zusammenwirken. Sofern also die beiden Schwungmassen **11**, **13** ausgehend von einer Ruhelage relativ zueinander verdreht werden, bedeutet dies eine synchrone Auslenkung aller Schraubenfedern **39** gemeinsam, wodurch ein Rückstellmoment erzeugt wird.

[0041] Da die Exzenterabschnitte **41** der Nocken **31** spiegelsymmetrisch ausgebildet sind und da in der Ruhelage des Zweimassenschwungrades – wie in [Fig. 3](#) ersichtlich ist – der Winkelbereich des jeweiligen Exzenterabschnitts **41** mit dem geringsten Radius an der zugeordneten Schraubenfeder **39** anliegt, wird bei einer Verdrehung der beiden Schwungmassen **11**, **13** in den beiden möglichen Drehrichtungen ein jeweiliges Rückstellmoment erzeugt.

[0042] Besonders vorteilhaft ist es, wenn der jeweilige Exzenterabschnitt **41** der Nocken **31** eine Steuerkurve bildet, deren Radius bezüglich der Drehachse B des Nockens **31** eine nicht-lineare Winkelabhängigkeit besitzt. Hierdurch kann auf besonders einfache Weise eine nicht-lineare Federkennlinie des Gesamtsystems aus Schraubenfeder **39**, Nocken **31** und Zahnring **35** eingestellt werden.

[0043] Der Zahnring **35** sowie die Stirnradverzahnung **37** und der Exzenterabschnitt **41** der Nocken **31** sind dergestalt konfiguriert, dass bezüglich der erläuterten Drehbewegung der beiden Schwungmassen **11**, **13** relativ zueinander eine Untersetzung der Auslenkbewegung der jeweiligen Schraubenfeder **39** bewirkt wird. Hierdurch können Schraubenfedern **39** mit einer vergleichsweise steifen Kennlinie zum Einsatz gelangen, die entsprechend kurz ausgebildet sein können. Dies ermöglicht es, die Schraubenfedern **39**, Nocken **31** und Anschlagabschnitte **43** in Umfangs-

richtung hintereinander anzuordnen, so dass sich eine sehr kompakte Bauweise ergibt, wie aus den [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) ohne Weiteres ersichtlich ist, wobei zusätzlich eine nicht-lineare Federkennlinie des Gesamtsystems eingestellt werden kann, wie vorstehend erläutert.

[0044] [Fig. 4](#) und [5](#) zeigen eine zweite Ausführungsform eines Zweimassenschwungrades, bei der die Untersetzungseinrichtung **21** ([Fig. 1](#)) vier Schwenkhebel **51** aufweist, die paarweise mit zwei Schraubenfedern **53** zusammenwirken. Hierbei ist einem jeweiligen Schwenkhebel **51** ein weiterer Schwenkhebel **51'** zugeordnet, wobei die beiden Schwenkhebel **51**, **51'** eines Hebelpaars an einem gemeinsamen Schwenklager **55** der primären Schwungmasse **11** unabhängig voneinander um eine gemeinsame Schwenkachse C schwenkbar gelagert sind.

[0045] Auf der einen Seite bezüglich des jeweiligen Schwenklagers **55** besitzt jeder Schwenkhebel **51** einen Antriebsabschnitt **57** mit einer daran ausgebildeten Steuerbahn **59**. Eine an der sekundären Schwungmasse **13** (in [Fig. 4](#) und [5](#) nicht gezeigt) drehbar gelagerte Antriebsrolle **61** kann entlang der jeweiligen Steuerbahn **59** verfahren werden, um hierdurch eine Schwenkbewegung des jeweiligen Schwenkhebels **51** zu bewirken oder ein Zurückschwenken des Schwenkhebels **51** zu gestatten. Auf der anderen Seite des jeweiligen Schwenklagers **55** besitzt jeder Schwenkhebel **51** einen Auslenkabschnitt **63**, dessen freies Ende mit der jeweiligen Schraubenfeder **53** verbunden ist. Der genannte Antriebsabschnitt **57** bildet somit einen ersten Hebelarm, und der genannte Auslenkabschnitt **63** bildet somit einen zweiten Hebelarm, wobei diese beiden Hebelarme starr miteinander verbunden sind und wobei das jeweilige Schwenklager **55** zwischen diesen beiden Hebelarmen angeordnet ist.

[0046] Entsprechendes gilt für den genannten jeweils zugeordneten Schwenkhebel **51'**, d. h. dieser besitzt ebenfalls einen Antriebsabschnitt **57'** mit Steuerbahn **59'** und einen Auslenkabschnitt **63'**. Bezüglich der Darstellung in [Fig. 4](#) und [5](#) ist zu beachten, dass der jeweilige Antriebsabschnitt **57**, **57'** und der jeweilige Auslenkabschnitt **63**, **63'** der Schwenkhebel **51** bzw. **51'** in unterschiedlichen Ebenen angeordnet sind.

[0047] Nachfolgend wird die Funktionsweise der genannten zweiten Ausführungsform gemäß [Fig. 4](#) und [5](#) erläutert: In der Ruhelage des Zweimassenschwungrades gemäß [Fig. 4a](#) und [Fig. 4b](#) sind die beiden als Druckfedern wirkenden Schraubenfedern **53** maximal entspannt, wobei die Auslenkabschnitte **63**, **63'** der Schwenkhebel **51**, **51'**, an denen die Enden der Schraubenfedern **53** befestigt sind, an jeweiligen Anschlagabschnitten (nicht gezeigt) der primä-

ren Schwungmasse **11** anliegen. Wenn nun – bezogen auf die Darstellung gemäß [Fig. 4a](#) und [Fig. 4b](#) – die sekundäre Schwungmasse relativ zu der primären Schwungmasse **11** entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht wird, bedeutet dies, dass die an der sekundären Schwungmasse **13** gelagerten Antriebsrollen **61** um die Drehachse A des Zweimassenschwungrades geschwenkt werden und hierbei entlang der jeweiligen Steuerbahn **59** der beiden Schwenkhebel **51** abrollen. Hierdurch werden die Schwenkhebel **51** allmählich um die jeweilige Schwenkachse C verschwenkt, so dass der jeweilige Auslenkabschnitt **63** die zugeordnete Schraubenfeder **53** komprimiert. Das jeweils andere Ende der betreffenden Schraubenfeder **53** behält hierbei seine Position bei, da dieses Federende – wie vorstehend erläutert – über den Auslenkabschnitt **63'** des zugeordneten Schwenkhebels **51'** an einem Anschlagabschnitt der primären Schwungmasse **11** anliegt. Durch das erläuterte Komprimieren der Schraubenfedern **53** wird somit ein zunehmendes Rückstellmoment erzeugt. Die maximale Verdrehstellung der beiden Schwungmassen **11**, **13** und somit die maximale Komprimierung der Schraubenfedern **53** sind in den [Fig. 5a](#) und [Fig. 5b](#) gezeigt.

[0048] Es versteht sich, dass ausgehend von der Ruhelage gemäß [Fig. 4a](#) und [Fig. 4b](#) auch eine Verdrehung der beiden Schwungmassen **11**, **13** im umgekehrten Drehsinn erfolgen kann. In diesem Fall werden die beiden Schwenkhebel **51'** verschwenkt, während die Schwenkhebel **51** ihre Lage beibehalten. Für beide Drehrichtungen wird das jeweilige Rückstellmoment mittels der beiden Schraubenfedern **53** erzeugt, wobei diese schwimmend gelagert sind und entweder das eine oder das andere jeweilige Ende ausgelenkt wird.

[0049] Auch bei der erläuterten zweiten Ausführungsform führt eine Drehbewegung der beiden Schwungmassen **11**, **13** relativ zueinander somit zu einer unteretzten Auslenkbewegung der beiden Schraubenfedern **53**, so dass Schraubenfedern **53** mit einer vergleichsweise steifen Kennlinie zum Einsatz gelangen können und die beiden Schraubenfedern **53** entsprechend kurz ausgebildet sein können.

[0050] Eine besonders kompakte Bauform ergibt sich insbesondere dadurch, dass die Schraubenfedern **53** bezüglich der Drehachse A des Zweimassenschwungrades tangential – d. h. in Umfangsrichtung – angeordnet sind, wobei die Schwenkhebel **51**, **51'** in Umfangsrichtung zwischen den Schraubenfedern **53** angeordnet sind. Zu der kompakten Bauform trägt auch bei, dass das jeweilige Schwenklager **55** zwischen dem Antriebsabschnitt **57** und dem Auslenkabschnitt **63** der Schwenkhebel **51**, **51'** – also mittig – angeordnet ist. Von Vorteil in diesem Zusammenhang ist auch, dass die beiden Schraubenfedern **53** – wie erläutert – schwimmend gelagert sind und je nach

Drehsinn der beiden Schwungmassen **11**, **13** an dem einen oder dem anderen jeweiligen Ende ausgelenkt werden, so dass die Schraubenfedern **39** für beide Drehrichtungen zum Einsatz gelangen.

[0051] Da jeweils ein Schwenkhebel **51** und ein Schwenkhebel **51'** an einem gemeinsamen Schwenklager **55** gelagert sind, ergeben sich ein zusätzlicher Bauraumvorteil sowie ein verringerter Herstellungsaufwand.

[0052] Zu der zweiten Ausführungsform gemäß **Fig. 4** und **5** ist noch anzumerken, dass auch hier die jeweilige Steuerbahn **59**, **59'** der Schwenkhebel **51**, **51'** derart ausgebildet sein kann, dass eine nicht-lineare globale Federkennlinie des Zweimassenschwungrades realisiert ist.

[0053] **Fig. 6** zeigt eine weitere Ausführungsform eines Zweimassenschwungrades. Bei dieser Ausführungsform umfasst die auch in diesem Beispiel als Untersetzungseinrichtung **21** wirksame Getriebeeinrichtung drei Schwenkhebel **51''**, die jeweils an einem Schwenklager **55** gelagert sind. Jeder der Schwenkhebel **51''** weist einen Antriebsabschnitt **57''** und einen Auslenkabschnitt **63''** auf. Um zu verhindern, dass bei Betrieb des Zweimassenschwungrades die unmittelbar auf die Schwenkhebel **51''** wirkenden Zentrifugalkräfte Kippmomente hervorrufen, sind diese ausbalanciert, d. h. der Schwerpunkt der Schwenkhebel **51''** fällt im Wesentlichen mit der Schwenkachse C des jeweiligen Schwenklagers **55** zusammen.

[0054] Der jeweilige Antriebsabschnitt **57''** der Schwenkhebel **51''** wirkt über eine Rolle **65** mit einer Steuerbahn **59''** zusammen, die an einem Innennocken N ausgebildet ist, der drehfest mit der sekundären Schwungmasse **13** verbunden ist.

[0055] Bei einer relativen Verdrehung der Schwungmassen **11**, **13** zueinander, verändern die mit der primären Schwungmasse **11** drehfest verbundenen Schwenklager **55** ihre Position relativ zu dem Innennocken N. Durch die in Umfangsrichtung variierende Ausgestaltung der Steuerbahn **59''** erfahren die Antriebsabschnitte **57''** der Schwenkhebel **51''** eine Auslenkung, die auf die Auslenkabschnitte **63''** übertragen wird. Die Auslenkabschnitte **63''** weisen jeweils Verzahnungen **67** auf, die mit Verzahnungen **67'** zusammenwirken, die an einem Zwischenring **69** ausgebildet sind.

[0056] Der Zwischenring **69** entspricht funktionell im Wesentlichen dem Mitnehmerring **45**, der bereits in Zusammenhang mit einer alternativen Ausführungsform des Zweimassenschwungrades anhand von **Fig. 3** erläutert wurde. Der Zwischenring **69** weist ebenfalls Mitnehmerflügel **47** auf, die wiederum mit einem Ende der Schraubenfedern **39** in Kontakt ste-

hen. Das andere Ende der Schraubenfedern **39** stützt sich über Wirkkanten **71** an der primären Schwungmasse **11** ab.

[0057] Bei der dargestellten Ausführungsform sind jedem Schwenkhebel **51''** zwei Mitnehmerflügel **47** und zwei Schraubenfedern **39** zugeordnet. Obwohl die Schraubenfedern **39** in Umfangsrichtung räumlich gesehen hintereinander angeordnet sind, wirken sie wie parallel geschaltete elastische Elemente, da das eine jeweilige Federende mit dem Zwischenring **69** zusammenwirkt und das andere jeweilige Federende sich an der primären Schwungmasse **11** abstützt. Abweichend von der dargestellten Ausführungsform kann auch lediglich eine Schraubenfeder **39** je Schwenkhebel **51''** vorgesehen sein. Es soll zudem nicht unerwähnt bleiben, dass die Schraubenfedern **39** durch andersartig ausgestaltete elastische Elemente, wie beispielsweise Sonderfedern, Druckpatronen, etc. ersetzt werden können.

[0058] Die Schraubenfedern **39** erstrecken sich geradlinig zwischen den Mitnehmerflügeln **47** und den Wirkkanten **71**, wodurch die Schraubenfeder **39** weniger anfällig für Verformungen in radialer Richtung aufgrund von im Betrieb des Zweimassenschwungrades auftretenden Zentrifugalkräften sind. Dadurch können drehzahlabhängige Veränderungen der Gesamtkennlinie der Federeinrichtung verringert werden.

[0059] Wie vorstehend bereits kurz erläutert, bewirkt eine relative Verdrehung der Schwungmassen **11**, **13** eine Auslenkung der Schwenkhebel **51**, die über den Zwischenring **69** auf die Schraubenfedern **39** übertragen wird. Durch eine geeignete Ausgestaltung der Steuerbahn **59''** wird eine verdrehwinkelabhängige Modifikation der Kennlinie der drehelastischen Kopplung der Schwungmassen **11**, **13** erreicht. Mit anderen Worten bildet die Steuerbahn **59''** zusammen mit den Schwenkhebeln **51''**, dem Zwischenring **69** und den Schraubenfedern **39** einen Mechanismus, der eine variable, verdrehwinkelabhängige Gesamtkennlinie aufweist. Die Steuerbahn **59''**, die Schwenkhebel **51''** und die Verzahnungen **67'** des Zwischenrings **69** bilden dabei eine Getriebeeinrichtung, die die relative Verdrehbewegung der Schwungmassen **11**, **13** auf die Schraubenfedern **39** überträgt.

[0060] Durch die Verwendung des Zwischenrings **69** entfällt eine direkte Kopplung der Auslenkabschnitte **63''** mit der jeweils zugeordneten Schraubenfeder **39**, was zur Folge hat, dass die auf die Schraubenfeder **39** wirkenden Zentrifugalkräfte nicht auf den Schwenkhebel **51''** übertragen werden. Somit wird eine drehzahlabhängige Verfälschung der Gesamtkennlinie der drehelastischen Kopplung der Schwungmassen **11**, **13** weiter reduziert.

[0061] Grundsätzlich ist es möglich, dass anstelle eines allen Schwenkhebeln **51''** gemeinsamen Zwischenrings **69** einzelne Zwischenelemente vorzusehen, die jeweils einem Schwenkhebel **51''** zugeordnet sind. In diesem Fall wird allerdings nicht der Effekt der Selbstabstützung der auf die Zwischenelemente wirkenden Zentrifugalkräfte erreicht. Die Verwendung einzelner Zwischenelemente kann allerdings bei bestimmten Anwendungen und/oder bei bestimmten konstruktiven Vorgaben vorteilhaft sein.

[0062] Anstelle der in [Fig. 6](#) dargestellten Variante eines Zweimassenschwungrads mit Innennocken M kann auch ein Außennocken vorgesehen sein. Die weiteren Funktionselemente zur drehelastischen Kopplung der beiden Schwungmassen **11**, **13** sind in diesem Fall entsprechend invertiert angeordnet, so dass eine Modifizierung der Kennlinie durch eine Getriebeeinrichtung **21**, **31**, **51**, **51''** von "radial außen nach radial innen" erfolgt.

Bezugszeichenliste

11	primäre Schwungmasse
13	sekundäre Schwungmasse
15	Zahnkranz
17	Befestigungsflansch
19	Federeinrichtung
21	Untersetzungseinrichtung
23	Befestigungsabschnitt
25	Lagerabschnitt
27	Antriebszapfen
31	Nocken
33	Zapfen
35	Zahnring
37	Stirnradverzahnung
39	Schraubenfeder
41	Exzenterabschnitt
43	Befestigungsabschnitt
45	Mitnehmerring
47	Mitnehmerflügel
51, 51', 51''	Schwenkhebel
53	Schraubenfeder
55	Schwenklager
57, 57', 57''	Antriebsabschnitt
59, 59', 59''	
61	Antriebsrolle
63, 63', 63''	Auslenkabschnitt
65	Rolle
67, 67'	Verzahnung
69	Zwischenring
71	Wirkkante
A	Drehachse des Zweimassenschwungrades
B	Drehachse des Nockens 31
C	Schwenkachse des Schwenkhebels 51, 51', 51''
N	Innennocken

Patentansprüche

1. Zweimassenschwungrad für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, mit einer primären Schwungmasse (**11**) und einer sekundären Schwungmasse (**13**), die über wenigstens eine Federeinrichtung (**19**, **39**, **53**) drehelastisch miteinander gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen der Federeinrichtung und wenigstens einer der beiden Schwungmassen wenigstens eine Getriebeeinrichtung (**21**, **31**, **51**, **51''**) angeordnet ist, die bezüglich einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung (**19**, **39**, **53**) bewirkt, wobei eine Kennlinie der Federeinrichtung (**19**, **39**, **53**) durch die Getriebeeinrichtung (**21**, **31**, **51**, **51''**) modifizierbar ist.

2. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 1, wobei die Getriebeeinrichtung (**21**, **31**, **51**, **51''**) eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung (**19**, **39**, **53**) gemäß einer nicht-linearen Gesamtkennlinie bewirkt.

3. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 2, wobei die Getriebeeinrichtung (**31**, **51**, **51''**) eine Steuerkurve (**41**, **59**, **59''**) und ein entlang der Steuerkurve verfahrbares Gegenelement (**47**, **61**, **65**) aufweist, um die nicht-lineare Gesamtkennlinie zu bewirken.

4. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 3, wobei die Steuerkurve (**59**, **59'**, **59''**) einen entlang der Steuerkurve variierenden Krümmungsradius aufweist.

5. Zweimassenschwungrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Getriebeeinrichtung (**21**, **31**, **51**, **51''**) durch eine austauschbare Baueinheit gebildet ist.

6. Zweimassenschwungrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Federeinrichtung zumindest ein elastisches Element, insbesondere eine Schraubenfeder (**39**, **53**) aufweist, die bezüglich der Drehachse (A) des Zweimassenschwungrads tangential angeordnet ist.

7. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Federeinrichtung (**39**, **53**) zwei Enden aufweist, wobei die Federeinrichtung (**39**, **53**) lediglich an den zwei Enden gehalten ist und zwischen den zwei Enden im Wesentlichen geradlinig ausgerichtet ist.

8. Zweimassenschwungrad nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Getriebeeinrichtung (**31**, **51''**) mit der Federeinrichtung (**39**) über ein Zwischenelement (**45**, **69**) zusammenwirkt, das bezüglich der Drehachse (A) des Zweimassenschwungrads drehbar gelagert ist, um auf die Federeinrichtung

tung (39) wirkende Zentrifugalkräfte aufzunehmen.

9. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 8, wobei das Zwischenelement (45, 69) schwimmend gelagert ist.

10. Zweimassenschwungrad nach einem der Ansprüche 8 oder 9, wobei das Zwischenelement (45, 69) als ein geschlossener Ring ausgebildet ist.

11. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 8 bis 10, wobei das Zwischenelement (45, 69) zumindest einen Mitnehmerabschnitt (47) aufweist, der mit der Federeinrichtung (39) zusammenwirkt.

12. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 7 bis 11, wobei das Zwischenelement (45, 69) zumindest einen Betätigungsabschnitt (41, 67') aufweist, der mit der Getriebeeinrichtung (51'') zusammenwirkt.

13. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 3 bis 12, wobei die Steuerkurve an einem Außennocken oder einem Innennocken (N) ausgebildet ist, der drehfest bezüglich einer der Schwungmassen angeordnet ist.

14. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Getriebeeinrichtung einen Hebel (51, 51', 51'') aufweist, der an einer der beiden Schwungmassen (11; 13) schwenkbar angelenkt ist, wobei der Hebel einen Antriebsabschnitt (57, 57', 57'') aufweist, der mit der anderen der beiden Schwungmassen (13; 11) zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander den Hebel zu einer Schwenkbewegung anzutreiben, und wobei der Hebel (51, 51', 51'') einen Auslenkabschnitt (63, 63', 63'') aufweist, der mittelbar oder unmittelbar mit der Federeinrichtung (39, 53) zusammenwirkt, um bei einer Schwenkbewegung eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung zu bewirken.

15. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 14, wobei der Hebel (51, 51') über ein Schwenklager (55) an der einen der beiden Schwungmassen (11; 13) angelenkt ist, wobei das Schwenklager zwischen dem Antriebsabschnitt (57, 57', 57'') und dem Auslenkabschnitt (63, 63', 63'') des Hebels angeordnet ist.

16. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 14 bis 15, wobei mehrere Hebel (51, 51') vorgesehen sind, von denen jeweils zwei Hebel über ein gemeinsames Schwenklager (55) an der einen der beiden Schwungmassen (11; 13) angelenkt sind.

17. Zweimassenschwungrad nach zumindest ei-

nem der Ansprüche 14 bis 16, wobei die Federeinrichtung (53) zwei auslenkbare Enden aufweist, wobei jedem der beiden Enden der Federeinrichtung ein Hebel (51, 51') und ein Anschlagabschnitt zugeordnet sind, der an der einen der beiden Schwungmassen (11; 13) starr angeordnet ist.

18. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 14 bis 17, wobei die Federeinrichtung (53) schwimmend gelagert ist und je nach Drehsinn der Drehbewegung der beiden Schwungmassen (11, 13) relativ zueinander an dem einen Ende oder dem anderen Ende auslenkbar ist.

19. Zweimassenschwungrad nach einem der Ansprüche 14 bis 18, wobei der Antriebsabschnitt (57, 57') des Hebels (51, 51') eine Steuerbahn (59, 59') aufweist, und wobei die andere der beiden Schwungmassen (13; 11) ein Antriebselement (61) aufweist, das entlang der Steuerbahn verfahrbar ist, um bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander den Schwenkhebel zu der Schwenkbewegung anzutreiben.

20. Zweimassenschwungrad nach einem der Ansprüche 1 bis 12, wobei die Getriebeeinrichtung einen Nocken (31) aufweist, der an einer (11) der beiden Schwungmassen drehbar gelagert ist, wobei der Nocken einen Antriebsabschnitt (37) aufweist, der mit der anderen (13) der beiden Schwungmassen zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung der beiden Schwungmassen relativ zueinander den Nocken zu einer Drehbewegung anzutreiben, und wobei der Nocken (31) einen Exzenterabschnitt (41) aufweist, der mit der Federeinrichtung (39) zusammenwirkt, um bei einer Drehbewegung des Nockens eine Auslenkbewegung der Federeinrichtung zu bewirken.

21. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 20, wobei die Drehachse (B) des Nockens bezüglich der Drehachse (A) des Zweimassenschwungrades parallel versetzt ist.

22. Zweimassenschwungrad nach Anspruch 20 oder 21, wobei der Antriebsabschnitt des Nockens (31) eine Stirnradverzahnung (37) aufweist, die mit einer Außenverzahnung (35) der anderen (13) der beiden Schwungmassen kämmt.

23. Zweimassenschwungrad nach zumindest einem der Ansprüche 20 bis 22, wobei entlang des Umfangs der einen (11) der beiden Schwungmassen mehrere Federeinrichtungen (39) und zugeordnete Nocken (31) angeordnet sind, wobei das Zweimassenschwungrad einen drehbar gelagerten Mitnehmer (45) aufweist, der eine der Anzahl der Federeinrichtungen entsprechende Anzahl von Mitnehmerabschnitten (47) aufweist, wobei jeder Mitnehmerabschnitt zwischen einer der Federeinrichtungen (39) und dem Exzenterabschnitt (41) des jeweils zugeord-

neten Nockens (**31**) angeordnet ist.

24. Zweimassenschwungrad nach einem der Ansprüche 20 bis 23, wobei der Exzenterabschnitt (**41**) des Nockens (**31**) eine Steuerkurve bildet, und wobei die Abhängigkeit des Radius der Steuerkurve von dem Verdrehwinkel des Nockens nicht-linear ist.

Es folgen 8 Blatt Zeichnungen

Fig. 1

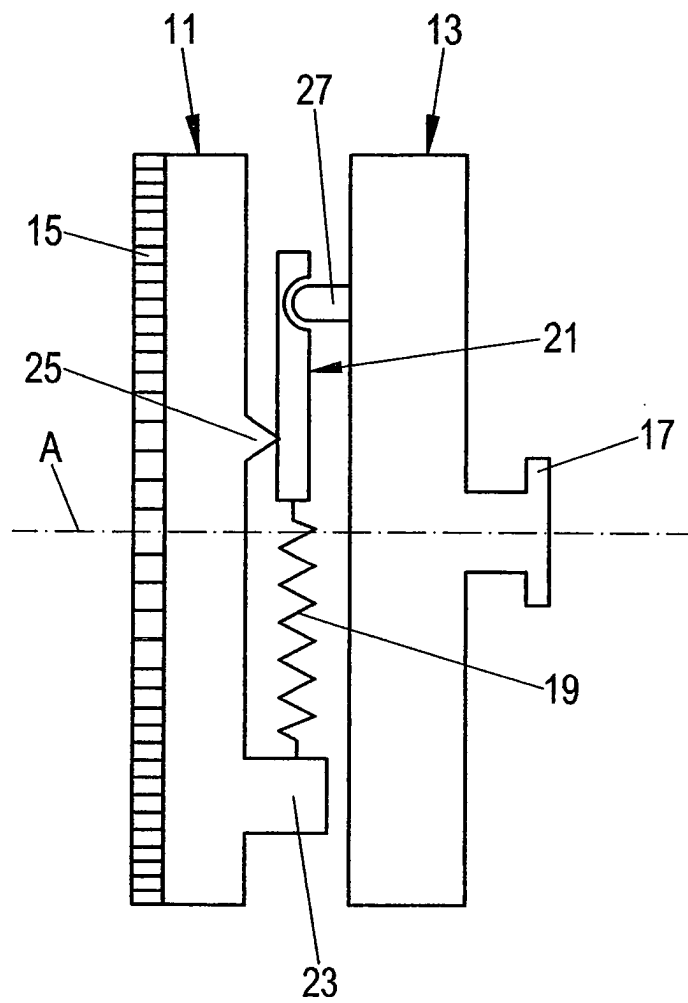


Fig. 2

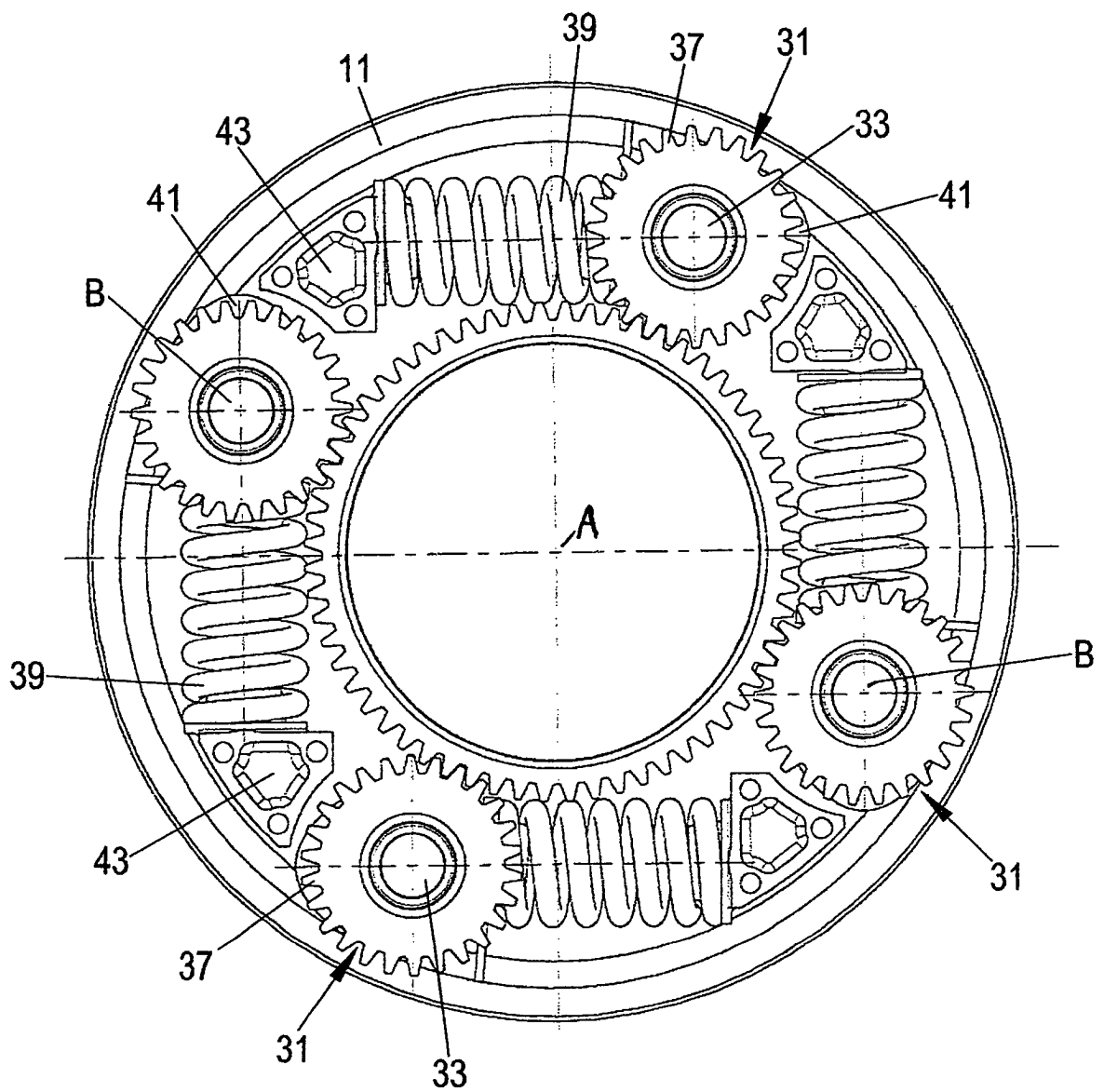


Fig. 3

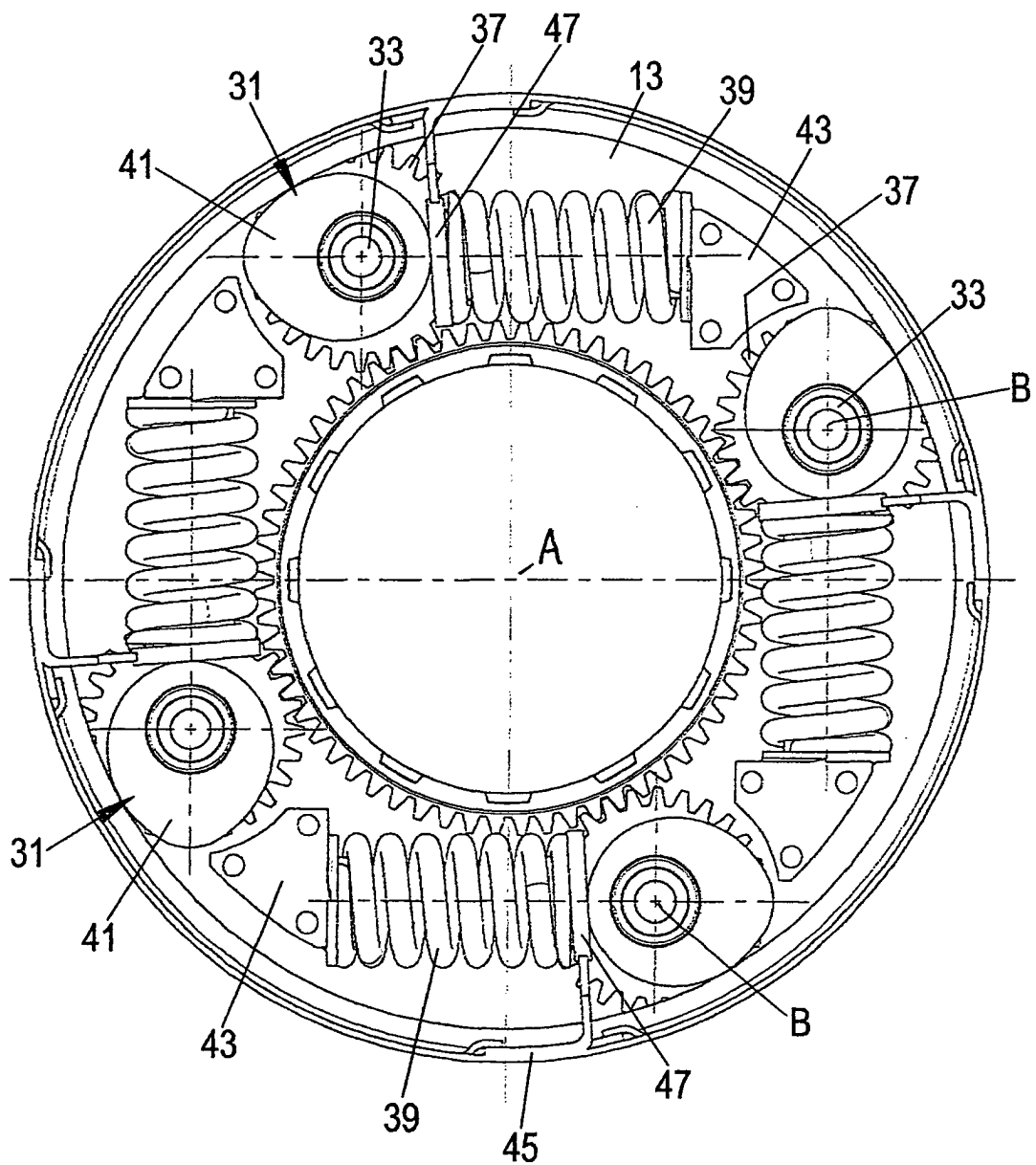


Fig. 4a

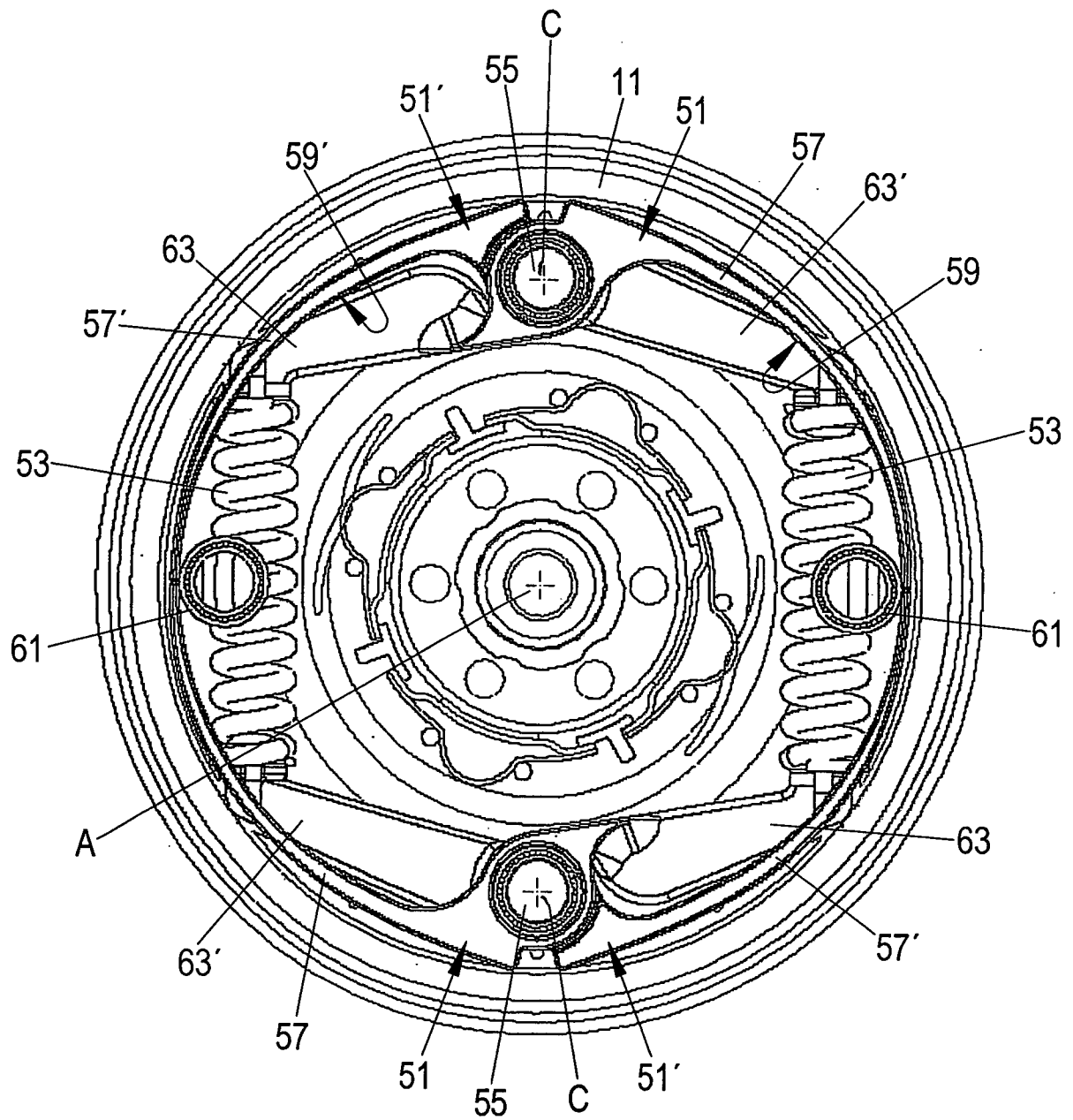


Fig. 4b

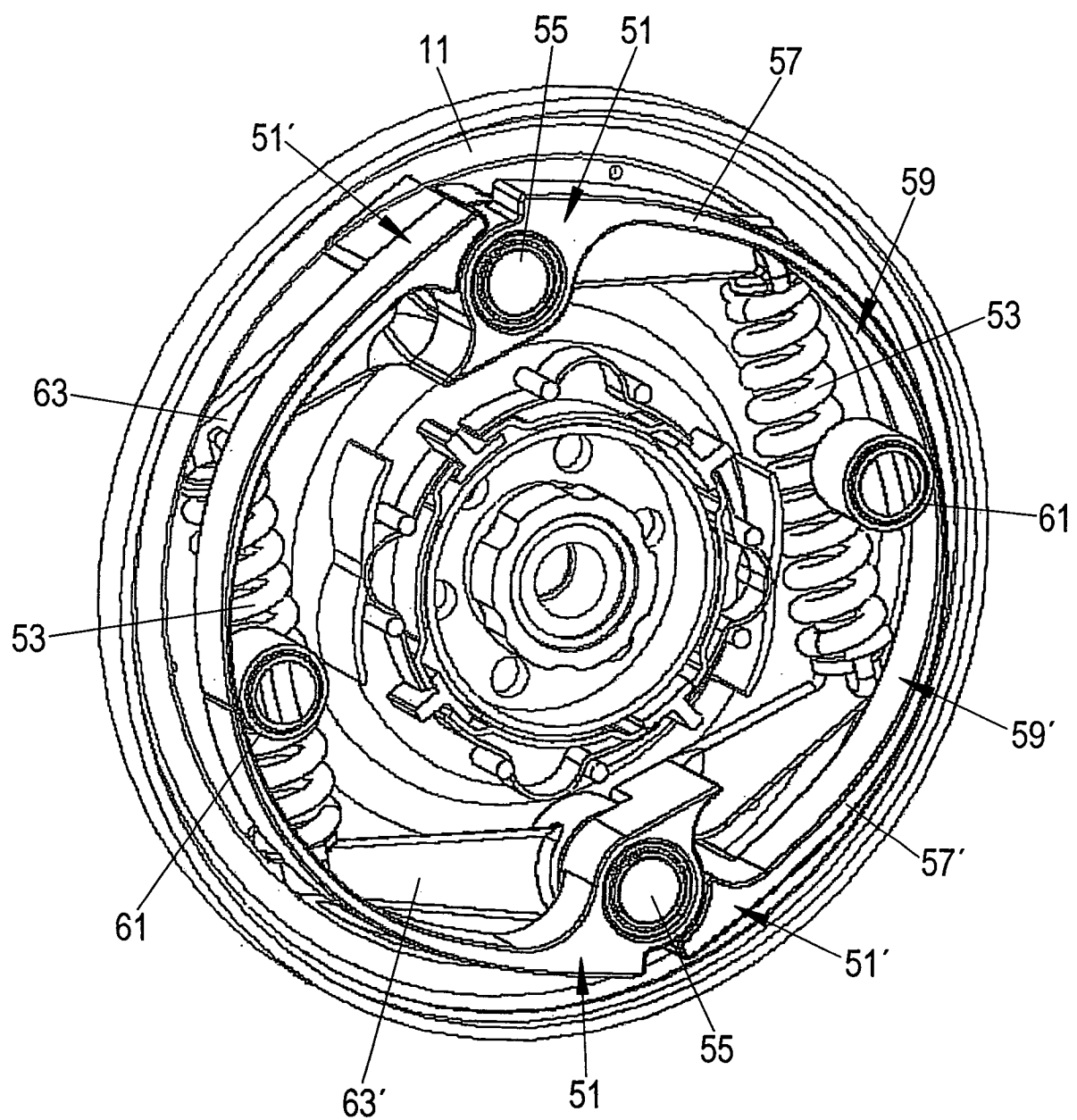


Fig. 5a

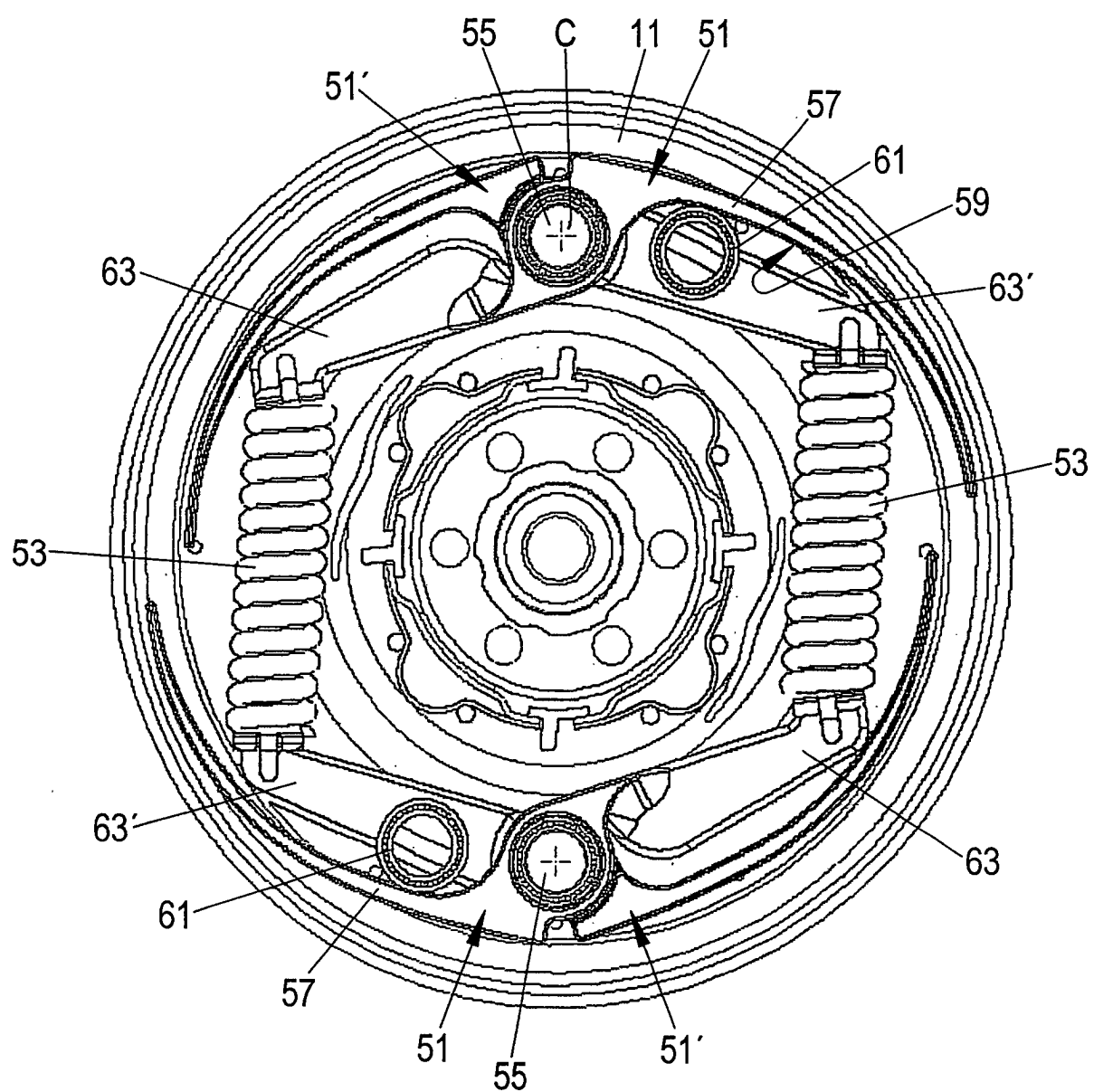


Fig. 5b

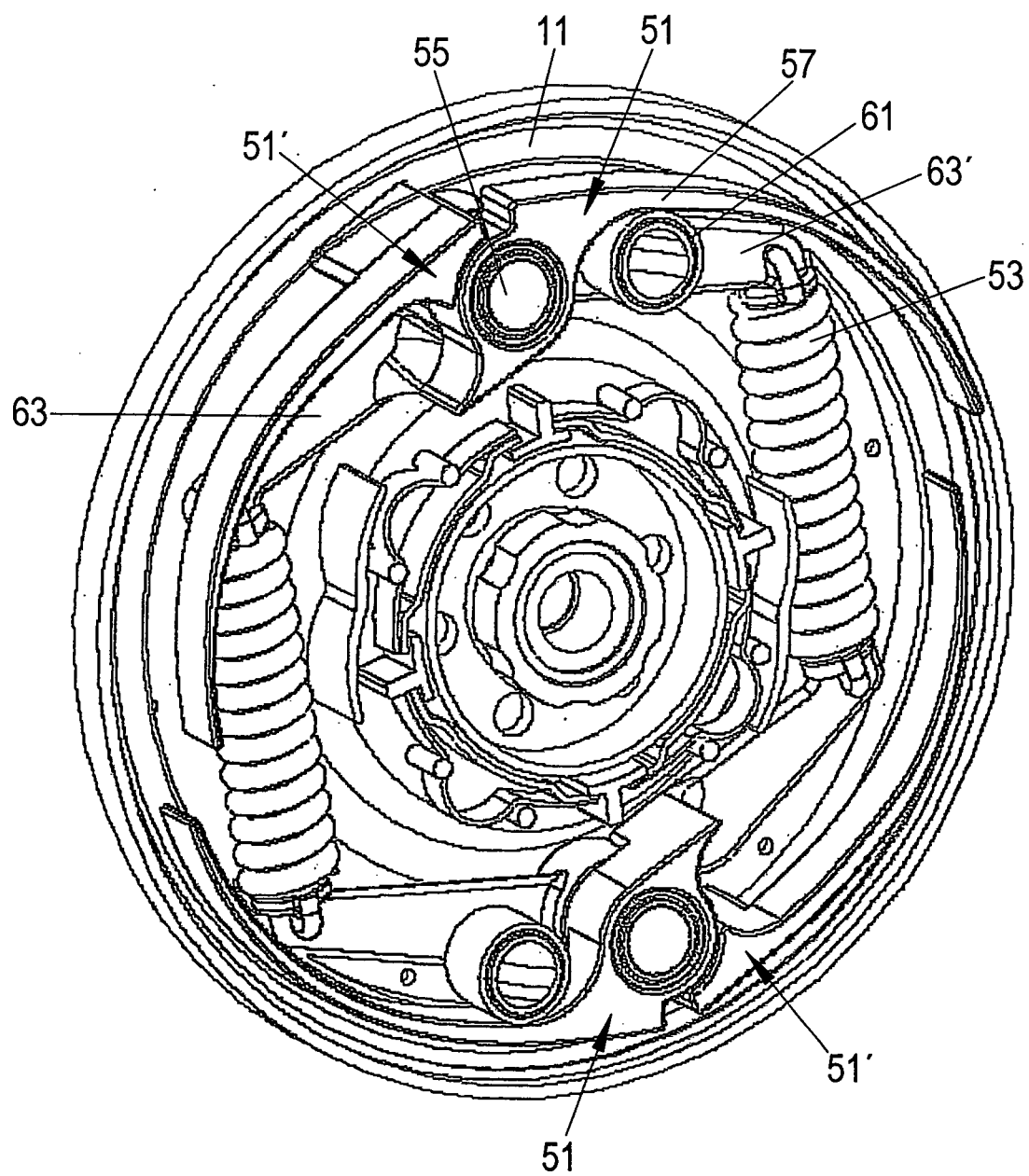


Fig. 6

