



(10) **DE 42 44 993 B4** 2011.12.01

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **P 42 44 993.6**

(22) Anmeldetag: **23.11.1992**

(43) Offenlegungstag: **27.05.1993**

(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **01.12.2011**

(51) Int Cl.: **F16D 13/75 (2006.01)**

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(66) Innere Priorität:

P 41 38 806.2	26.11.1991
P 42 06 904.1	05.03.1992
P 42 07 528.9	10.03.1992
P 42 12 940.0	18.04.1992

(62) Teilung aus:

P 42 44 818.2

(73) Patentinhaber:

**Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 91074,
Herzogenaurach, DE**

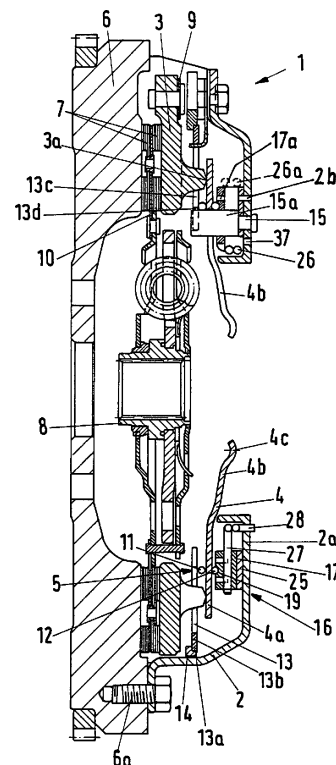
(72) Erfinder:

**Reik, Wolfgang, Dr., 77815, Bühl, DE; Kimmig,
Karl-Ludwig, 77815, Bühl, DE; Wittmann,
Christoph, 77815, Bühl, DE; Maucher, Edmund,
Wooster, Ohio, US**

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

(54) Bezeichnung: **Reibungskupplung**

(57) Hauptanspruch: Reibungskupplung (1), insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Druckplatte (3), die drehfest, jedoch axial begrenzt verlagerbar mit einem Gehäuse (2) verbunden ist, wobei zwischen Gehäuse und Druckplatte eine die Anpreßkraft erzeugende Tellerfeder (4) axial verspannt ist, die einerseits um eine am Gehäuse vorgesehene Schwenklagerung (12) verschwenkbar ist und andererseits die Druckplatte (3) in Richtung einer zwischen dieser und einer Gegendruckplatte (6), wie einem Schwungrad, einklemmbaren Kupplungsscheibe (8) beaufschlagt, wobei die Schwenklagerung (12) von einer zumindest den Verschleiß der Reibbeläge (7) der Kupplungsscheibe kompensierenden, von einer Vorschubeinrichtung (26) weitertransportierten selbsttätigen Nachstelleinrichtung (16) axial verlagerbar, die Kupplungsscheibe eine solche mit Belagfederung und die Nachstelleinrichtung in Abhängigkeit von Betriebsparametern, wie der Drehzahl, sperrbar ist.



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

DE	24 41 141	C2
DE	29 20 932	C2
DE	40 92 382	C2
DE	24 60 963	A1
DE	29 16 755	A1
DE	33 09 427	A1
DE	35 18 781	A1
DE	36 31 863	A1
DE	37 21 711	A1
DE	37 21 712	A1
DE	37 42 354	A1
DE	40 11 850	A1
DE	41 17 571	A1
DE	41 17 579	A1
DE	41 17 582	A1
DE	14 50 201	A
DE	898 531	B
DE	12 67 916	A
DE	21 64 297	A
FR	2 599 444	A1
FR	2 599 446	A1
FR	2 605 692	A1
FR	2 606 477	A1
GB	1 567 019	A
US	4 057 131	A
US	4 924 991	A
US	4 191 285	A
EP	0 385 752	A2
EP	0 464 997	A1
JP	51 126 452	A

IDE, S.; UCHIDA, T.; OZAWA, K.; IZAWA, K.:
Improvement of engine sound quality through
a new flywheel system flexibly mounted to the
crankshaft.. In: SAE Technical Paper Series No.
900391, 1990, 1 bis 8. - ISSN 0148-7191

JP 1-163218 U

JP 2-124326 U

JP 3-123 U

JP 3-19131 U

JP 3-25026 U

JP 3-53628 U

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Reibungskupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Druckplatte, die drehfest, jedoch axial begrenzt verlagerbar mit einem Gehäuse verbunden ist, wobei zwischen Gehäuse und Druckplatte eine Anpreßtellerfeder axial verspannt ist, die einerseits um eine vom Gehäuse getragene Schwenklagerung verschwenkbar ist und andererseits die Druckplatte in Richtung einer zwischen dieser und einer Gegendruckplatte, wie einem Schwungrad, einklemmbaren Kupplungsscheibe beaufschlagt, wobei eine den Verschleiß der Reibbeläge der Kupplungsscheibe kompensierende Nachstellvorkehrung vorhanden ist.

[0002] Automatische Nachstelleinrichtungen, die eine praktisch gleichbleibende Kraftbeaufschlagung der Druckplatte durch die Anpreßtellerfeder bewirken sollen, sind beispielsweise durch die DE 29 16 755 A1 und DE 35 18 781 A1 bekannt geworden. Die in Abhängigkeit von mindestens einem Sensor verstellbaren Nachstelleinrichtungen sind dabei zwischen der Druckscheibe und der Anpreßtellerfeder angeordnet bzw. wirksam. Infolge der Anlenkung der Druckscheibe am Gehäuse über tangential angeordnete Blattfedern – deren Kraft, weil diese der Anpreßkraft der Tellerfeder entgegengerichtet ist, nur relativ gering sein darf – kann die eine verhältnismäßig große Masse besitzende Druckscheibe bei ausgerückter Reibungskupplung axial schwingen, dabei also von der Tellerfeder abheben, wodurch die Funktion der Kupplung beeinträchtigt wird, weil nämlich die Nachstelleinrichtung in geöffnetem Zustand nachstellt, bis die Druckplatte an der Kupplungsscheibe anliegt, also die Kupplung nicht mehr trennen kann. Aus diesem Grunde haben sich derartige Nachstelleinrichtungen in der Praxis nicht durchgesetzt.

[0003] Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, diese Nachteile zu beseitigen und Nachstellvorkehrungen der eingangs genannten Art zu schaffen, die in der Praxis auf breiter Basis und auch bei rauhem Betrieb einsetzbar sind, die einen einfachen Aufbau und eine dauerhaft sichere Funktion besitzen, die weiterhin einen geringen Einbauraum benötigen und die preiswert in der Herstellung sind. Außerdem sollen die erforderlichen Ausrückkräfte gering sein, über die Lebensdauer gering bleiben und die Lebensdauer von Reibungskupplungen darüber hinaus noch erhöht werden.

[0004] Gemäß der Erfindung wird diese Aufgabe dadurch gelöst, daß bei einer Reibungskupplung mit von einer Tellerfeder belastbaren Druckplatte, bei der die Anpreßkraft durch eine Tellerfeder erzeugt wird, welche einerseits an einem Bauteil, wie einem Gehäuse abgestützt ist und die andererseits um eine am Gehäuse in kreisförmiger Anordnung vorgesehene Schwenklagerung verschwenk-

bar ist, zwischen Deckel und Tellerfeder eine selbsttätige, die gehäuseseitige Auflage verschleißabhängig vom Gehäuse wegverlagernde Nachstelleinrichtung wirksam ist, die von einer Vorschubeinrichtung weitertransportierbar ist und in Abhängigkeit von Betriebsparametern, wie der Drehzahl, sperrbar ist, wobei die Kupplungsscheibe eine Belagfederung aufweist. In vorteilhafter Weise kann die Tellerfeder in Richtung auf die Schwenklagerung unter der Wirkung einer Abstützkraft stehen. Diese Abstützkraft ist zweckmäßigerweise permanent vorhanden, so daß die Tellerfeder entgegen der Ausrückkraft lediglich kraftschlüssig und zwar durch eine Federkraft und nicht durch formschlüssig angelenkte Mittel, abgestützt ist. Die Tellerfeder ist dabei über ihren Arbeitsbereich mit degressiver Kennlinie eingebaut, und zwar derart, daß die Abstützkraft und die Tellerfederkraft derart aufeinander abgestimmt sind, daß die Abstützkraft bei der vorgesehenen Einbaulage der Tellerfeder und ohne verschleißbedingte Konizitätsveränderung und über den Ausrückweg der Tellerfeder größer ist als die von der Tellerfeder aufgebrachte der Abstützkraft entgegenwirkende Kraft, bei verschleißbedingter Änderung der Konizität der Tellerfeder die Abstützkraft über Teilbereiche des Ausrückweges der Tellerfeder geringer ist als die Form der Tellerfeder gegen die Abstützkraft aufgebrachte Kraft. Die Abstützkraft kann dabei durch ein einziges Federelement oder zumindest im wesentlichen durch ein einziges Federelement oder Federelementsystem aufgebracht werden. Unter "Abstützkraft" ist gleichwohl die Summe aller gegen die Tellerfeder wirksamen Federkräfte – soweit sie bemerkbar auftreten – zu verstehen, also z. B. auch oder nur die durch (Drehmomentübertragungs- bzw. Abhub-)Blattfedern wirksamen Kräfte, die (Rest-)Federung von Belagfederung oder deren "Ersatz".

[0005] Als Kraftspeicher, der die Abstützkraft zumindest im wesentlichen aufbringt, kann zweckmäßigerweise eine Feder verwendet werden, die über die Nachstellung ihre Gestalt ändert, z. B. eine Tellerfeder. Die die Abstützkraft aufbringenden Kraftspeicher können aber auch durch die Blattfedern gebildet sein.

[0006] Eine die Abstützkraft aufbringende Tellerfeder kann direkt an der Tellerfeder auflagern, z. B. auf der radialen Höhe der axial verlagerbaren, deckelseitigen Abstützung.

[0007] Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Nachstelleinrichtung axial zwischen Tellerfeder und Deckel angeordnet ist. Die Nachstellanordnung kann in besonders zweckmäßiger Weise Auflaufflächen, wie Rampen, enthalten.

[0008] Durch die Erfindung wird gewährleistet, daß die Tellerfeder über die Lebensdauer der Reibungskupplung betrachtet, praktisch immer die gleiche Konizität bzw. Verspannung bei eingerückter Reibungs-

kupplung besitzt und eine praktisch gleichbleibende Kraftbeaufschlagung der Druckplatte und damit der Kupplungsscheibe – unabhängig vom Verschleiß der Reibbeläge, der Druckplatte selbst oder anderer Elemente, wie der deckel- oder druckplattenseitigen Abstützungen, der Tellerfeder oder Reibfläche der Schwungscheibe – gegeben ist. Durch die erfindungsgemäße Maßgabe wird darüber hinaus gewährleistet, daß die Masse der Druckplatte durch die der Nachstelleinrichtung nicht erhöht wird. Sie ist weiterhin in einem Bereich untergebracht, in welchem sie vor Einwirkungen des Scheibenabtriebes geschützt und in welchem sie von der Quelle der Reibungshitze weiter entfernt ist.

[0009] Eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung einer erfindungsgemäßen Reibungskupplung kann dadurch erzielt werden, daß die Anpreßtellerfeder am Gehäuse zwischen zwei Auflagen – von denen die der Druckplatte zugewandte in Richtung der Anpreßtellerfeder federbelastet ist – verschwenkbar abgestützt ist, wobei die von der Anpreßtellerfeder beim Ausrücken der Kupplung auf die federbelastete Auflage einwirkende Kraft bei Belagverschleiß zunimmt und dann größer wird als die auf die federbelastete Auflage einwirkende Gegenkraft bzw. Abstützkraft. Die Anpreßtellerfeder besitzt dabei einen derartigen Kennlinienverlauf, daß, ausgehend von ihrer konstruktiv definierten Einbaulage in der Reibungskupplung, bei einer durch Reibbelagverschleiß bedingten Entspannungsrichtung die von ihr dann aufgebrachte Kraft und damit auch die benötigte Ausrückkraft zunächst zunimmt und bei einer gegenüber der definierten Einbaulage weiter verformten bzw. verspannten Position die von ihr aufbringbare Kraft beim Ausrückvorgang abnimmt. Durch eine derartige Anordnung und Auslegung der Anpreßtellerfeder ist gewährleistet, daß bei auftretendem Belagverschleiß sich stets wieder ein Gleichgewicht zwischen der von der Anpreßtellerfeder auf die Auflage beim Ausrücken ausgeübten Kraft und der auf die federbelastete Auflage einwirkenden Gegenkraft einstellen kann, weil beim Überschreiten der Abstützkraft durch die von der Tellerfeder auf die Auflage ausgeübte Kraft die Tellerfeder die Sensorfeder von der deckelseitigen Auflage wegverlagert und die Nachstelleinrichtung weiterverdreht werden kann durch die Kraft der Vorschubeinrichtung. Damit wird die Auflage axial verlagert, bis die vom Sensor ausgeübte Kraft ein Weiterdrehen und eine weitere axiale Verlagerung der Auflage verhindert.

[0010] Besonders vorteilhaft kann es, wie bereits erwähnt, sein, wenn die Anpreßtellerfeder in die Reibungskupplung derart eingebaut ist, daß sie zumindest über einen Teil des Ausrückbereiches, vorzugsweise praktisch über den gesamten Ausrückbereich der Reibungskupplung, eine abfallende Kraftkennlinie besitzt. Die Einbaulage der Anpreßtellerfeder kann dabei derart sein, daß im ausgerückten Zu-

stand der Reibungskupplung die Anpreßtellerfeder praktisch das Minimum bzw. den Talpunkt ihres sinusförmigen Kraft-Weg-Verlaufes erreicht oder überschreitet.

[0011] Die auf die federbelastete Auflage ausgeübte Gegenkraft kann in vorteilhafter Weise durch einen Kraftspeicher erzeugt werden, der im wesentlichen eine konstante Kraft zumindest über den vorgesehenen Nachstellbereich aufbringt. In besonders vorteilhafter Weise eignet sich hierfür eine entsprechend ausgebildete und im vorgespannten Zustand in die Reibungskupplung eingebaute Tellerfeder.

[0012] Die Nachstellvorrichtung gemäß der Erfindung kann in besonders vorteilhafter Weise bei Reibungskupplungen Verwendung finden mit einer Anpreßtellerfeder, die mit radial äußeren Bereichen die Druckplatte beaufschlagt und über radial weiter innen liegende Bereiche zwischen zwei Schwenkauflagen am Gehäuse gelagert ist. Bei dieser Bauart kann die Tellerfeder als zweiarziger Hebel wirken.

[0013] Die Erfindung ist jedoch nicht auf Reibungskupplungen mit Tellerfedern, die gleichzeitig die Ausrückhebel in Form von Tellerfederzungen angeformt haben, begrenzt, sondern erstreckt sich auch auf andere Kupplungsaufbauten, bei denen z. B. die Tellerfeder über zusätzliche Hebel betätigt wird.

[0014] Um eine einwandfreie Nachstellung des Verschleißes bzw. eine optimale Anpreßkraft für die Reibungskupplung zu gewährleisten, kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die auf der der federbelasteten Auflage abgewandten Seite der Anpreßtellerfeder vorgesehene Gegenauflage derart ausgebildet ist, daß sie axial in Richtung der Druckplatte automatisch bzw. selbsttätig verlagerbar, in Gegenrichtung jedoch durch eine Vorkehrung selbsttätig bzw. automatisch arretierbar ist. Die Nachstellung der Gegenauflage, also der deckelseitigen Auflage, kann mittels eines Kraftspeichers erfolgen, der diese Gegenauflage in Richtung Druckplatte bzw. gegen die Anpreßtellerfeder beaufschlagt. Es kann also die Gegenauflage entsprechend der durch den Belagverschleiß bedingten Verlagerung der federbeaufschlagten Auflage selbsttätig nachstellen, wodurch eine spielfreie Schwenklagerung der Anpreßtellerfeder gewährleistet werden kann.

[0015] Die Gegenauflage kann mittels einer zwischen Anpreßtellerfeder und Deckel vorgesehenen Nachstelleinrichtung axial verlagerbar sein. Die Nachstelleinrichtung kann dabei ein ringförmiges, also in sich zusammenhängendes Bauteil besitzen, das zumindest im eingerückten Zustand der Reibungskupplung von der Anpreßtellerfeder axial beaufschlagt wird. Durch Verdrehung des ringförmigen Bauteils bei auftretendem Verschleiß und während des Ausrückvorganges kann die Schwenklagerung

entsprechend dem Belagverschleiß nachgestellt werden. Hierfür kann in besonders vorteilhafter Weise die Nachstellvorkehrung bzw. das ringförmige Bauteil dieser Nachstellvorkehrung in axialer Richtung ansteigende Nachstellrampen besitzen. Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn das ringförmige Bauteil die Gegenauflage trägt, wobei letztere durch einen Drahttring gebildet sein kann. Dieser Drahttring kann in einer umlaufenden Ringnut des Bauteils aufgenommen und mit diesem über Formschluß verbunden sein. Der Formschluß kann dabei als Schnappverbindung ausgebildet sein.

[0016] Die Auflauframpen können mit zylinderförmigen oder kugelähnlichen Abwälzkörpern zur Nachstellung zusammenwirken. Besonders vorteilhaft kann es jedoch sein, wenn die Auflauframpen mit korrespondierenden Gegenauflauframpen zusammenarbeiten, da dann durch entsprechende Wahl des Auflaufwinkels dieser Rampen eine Selbsthemmung bei axialer Verspannung der Rampen erfolgen kann. Die Gegenauflauframpen können von einem ringartigen Bauteil getragen sein, das zwischen dem die Auflauframpen tragenden Bauteil und dem Deckel angeordnet sein kann. Ein besonders einfacher Aufbau kann jedoch durch Einbringung der Gegenauflauframpen in das Gehäuse gewährleistet werden. Letzteres kann in besonders einfacher Weise bei Blechgehäusen erfolgen, da die Gegenauflauframpen angeprägt werden können. Die Anprägung kann dabei in radial verlaufenden Bereichen des Gehäuses erfolgen.

[0017] Um eine preisgünstige Herstellung der Reibungskupplung zu gewährleisten, kann es weiterhin von Vorteil sein, wenn wenigstens ein Teil der Nachstelleinrichtung aus Kunststoff hergestellt ist. Derartige Kunststoffteile können durch Spritzen gefertigt werden. Als Kunststoff eignen sich in besonders vorteilhafter Weise Thermoplaste, wie z. B. Polyamid. Der Einsatz von Kunststoffen wird deshalb möglich, weil sich die Nachstelleinrichtung in einem den Hitze einwirkungen nur wenig ausgesetzten Bereich befinden. Darüberhinaus ergibt sich infolge des geringeren Gewichtes auch ein geringeres Massenträgheitsmoment.

[0018] Gemäß einem weiteren erfinderischen Gedanken kann die Nachstellvorkehrung derart ausgebildet sein, daß sie – in Ausrückrichtung der Reibungskupplung betrachtet – freilaufähnlich wirkt, in der der Ausrückrichtung entgegengesetzten Richtung jedoch selbsthemmend ist. Hierfür können die Auflauframpen und/oder die Gegenauflauframpen derart ausgebildet werden, daß sie in axialer Richtung einen Steigungswinkel besitzen, der zwischen 4 und 20 Grad liegt, vorzugsweise in der Größenordnung von 5 bis 12 Grad. in vorteilhafter Weise werden die Auflauframpen und/oder Gegenauflauframpen derart ausgebildet, daß eine Selbsthem-

mung durch Reibungseingriff stattfindet. Die Selbsthemmung kann aber auch durch einen Formschluß erreicht bzw. unterstützt werden, indem z. B. eine der Rampen weich und die andere mit einer Profilierung ausgestaltet ist, oder indem beide Rampen Profilierungen aufweisen. Durch diese Maßnahmen ist gewährleistet, daß keine zusätzlichen Mittel erforderlich sind, um eine ungewollte Rückstellung zu vermeiden.

[0019] Die Nachstelleinrichtung kann besonders vorteilhaft und einfach sein, wenn die in Umfangsrichtung wirksame Vorschubeinrichtung als vorgespannt eingebaute Feder ausgebildet ist, die wenigstens ein die Auflauframpen tragendes Bauteil und/oder ein die Gegenauflauframpen bzw. Gegenauflaufbereiche tragendes Bauteil in Nachstellrichtung federnd beaufschlagt. Die Federbeaufschlagung kann dabei in vorteilhafter Weise derart erfolgen, daß die Funktion der übrigen Federn, wie insbesondere der Betätigungstellerfeder und der die axial nachgiebige Auflage beaufschlagenden Feder nicht bzw. praktisch nicht beeinflusst wird.

[0020] Für manche Anwendungsfälle kann es vorteilhaft sein, wenn die Nachstellvorkehrung mehrere verlagerbare Nachstellelemente, wie z. B. in radialer und/oder in Umfangsrichtung verlagerbare Nachstellkeile oder Wälzkörper besitzt. Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn die Nachstellvorkehrung drehzahlabhängig ist. So kann z. B. die auf einzelne Elemente der Nachstellvorkehrung einwirkende Fliehkraft zur Betätigung und/oder zur Verriegelung der Nachstelleinrichtung bei bestimmten Betriebszuständen der Brennkraftmaschine herangezogen werden. Insbesondere kann die Nachstellvorkehrung durch fliehkraftabhängige Mittel ab einer bestimmten Drehzahl, blockiert werden, was z. B. bei zumindest annähernder Leerlaufdrehzahl oder Drehzahl unterhalb der Leerlaufdrehzahl erfolgen kann, so daß die Verschleißnachstellung nur bei geringen Drehzahlen stattfindet. Dies hat den Vorteil, daß keine ungewollten Nachstellungen, die durch Schwingungen bei hohen Drehzahlen entstehen könnten, auftreten.

[0021] Ein besonders einfacher und funktionssicherer Aufbau der Nachstelleinrichtung kann dadurch gewährleistet werden, daß die relativ zum Gehäuse verlagerbaren Teile, welche Auflauframpen und/oder Gegenauflauframpen bzw. Gegenauflaufbereiche besitzen, federnd belastet sind. Sofern nur ein entsprechendes Bauteil mit den entsprechenden Rampen bzw. Bereichen vorhanden ist, das gegenüber dem Gehäuse verlagerbar ist, wird dieses beaufschlagt. Besonders vorteilhaft kann es dabei sein, wenn die Federbelastung eine Kraft in Umfangsrichtung erzeugt.

[0022] Für den Aufbau und die Funktion der Reibungskupplung kann es weiterhin von Vorteil sein,

wenn die als Scheibenfeder, wie Tellerfeder ausgebildete Sensorfeder sich mit ihrem radial äußeren Bereich an einem axial festen Bauteil, wie dem Gehäuse abstützt und mit radial weiter innen liegenden Bereichen die dem Deckel abgekehrte Abwälzaufgabe beaufschlagt. Diese Abwälzaufgabe kann auch einteilig mit der Sensorfeder ausgebildet sein, so daß also die Sensortellerfeder auch die Auflage bildet. Zur Halterung der Sensorfeder in verspannter Lage kann das Gehäuse Abstützbereiche tragen. Diese Abstützbereiche können durch einzelne, am Gehäuse angebrachte Abstützelemente gebildet sein. Vorteilhaft kann es jedoch auch sein, wenn die Abstützbereiche einteilig mit dem Gehäuse sind, z. B. können am Gehäuse Anprägungen oder ausgeschnittene und verformte Bereiche vorgesehen werden, welche die Sensorfeder zur Abstützung axial untergreifen.

[0023] Für die Funktion der Reibungskupplung, insbesondere zur Minimierung des Ausrückkraftverlaufes bzw. der maximal erforderlichen Ausrückkraft kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die zwischen Druckplatte und Gegendruckplatte einklemmbare Kupplungsscheibe Reibbeläge besitzt, zwischen denen eine sogenannte Belagfederung, wie sie beispielsweise durch die DE 36 31 863 A1 bekannt geworden ist, vorgesehen ist. Durch Verwendung einer derartigen Kupplungsscheibe wird die Betätigung, insbesondere der Ausrückvorgang der Reibungskupplung, unterstützt. Dies ist darauf zurückzuführen, daß im eingerückten Zustand der Reibungskupplung die verspannte Belagfederung auf die Druckplatte eine Reaktionskraft ausübt, die der von der Anpreßtellerfeder bzw. Betätigungstellerfeder auf diese Druckplatte ausgeübten Kraft entgegengerichtet ist. Beim Ausrückvorgang wird während der axialen Verlagerung der Druckplatte diese zunächst durch die federnd verspannte Belagfederung zurückgedrängt, wobei gleichzeitig infolge des im Ausrückbereich vorhandenen verhältnismäßig steil abfallenden Kennlinienabschnittes der Anpreßtellerfeder die von dieser auf die Druckplatte ausgeübte Kraft abnimmt. Mit der Abnahme der von der Anpreßtellerfeder auf die Druckplatte ausgeübten Kraft nimmt auch die von der Belagfederung auf diese Druckplatte ausgeübte Rückstellkraft abnehmen. Die effektiv zum Ausrücken der Reibungskupplung erforderliche Kraft ergibt sich aus der Differenz zwischen Rückstellkraft der Belagfederung und Anpreßkraft der Anpreßtellerfeder. Nach Entspannung der Belagfederung, also bei Abhub der Druckplatte von den Reibbelägen bzw. Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte wird die erforderliche Ausrückkraft hauptsächlich durch die Anpreßtellerfeder bestimmt. Die Kraft-Weg-Charakteristik der Belagfederung und die Kraft-Weg-Charakteristik der Anpreßtellerfeder können in besonders vorteilhafter Weise derart aufeinander abgestimmt sein, daß bei Freigabe der Kupplungsscheibe durch die

Druckplatte die zum Betätigen der Anpreßtellerfeder erforderliche Kraft sich auf einem niedrigen Niveau befindet. Es kann also durch gezielte Abstimmung oder gar Angleichung der Belagfederungscharakteristik an die Anpreßtellerfedercharakteristik bis zur Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte nur eine sehr geringe, im Extremfall praktisch gar keine, Betätigungskraft für die Anpreßtellerfeder zur Überwindung des restlichen Abtriebes erforderlich sein. Weiterhin kann die Charakteristik der Anpreßtellerfeder derart ausgelegt werden, daß nach freigegebener Kupplungsscheibe die dann noch von der Anpreßtellerfeder einer Verschwenkung entgegengesetzte Kraft bzw. die zum Verschwenken der Anpreßtellerfeder erforderliche Kraft sich gegenüber der von dieser Anpreßtellerfeder im eingerückten Zustand der Reibungskupplung aufgebrauchten Anpreßkraft auf einem sehr niedrigen Niveau befindet. Es sind auch Auslegungen möglich, bei denen bei Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte nur eine sehr geringe bzw. praktisch keine Kraft erforderlich ist, um die Anpreßtellerfeder zum Ausrücken der Kupplung zu betätigen. Derartige Reibungskupplungen können so ausgelegt werden, daß die Betätigungskräfte in der Größenordnung zwischen 0 und 200 N liegen.

[0024] Gemäß einem zusätzlichen erfinderischen Gedanken kann die Reibungskupplung derart ausgelegt werden, daß zumindest annähernd bei Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte die von der Anpreßtellerfeder aufgebraachte Axialkraft sich im Nullbereich befindet, wobei bei Fortsetzung des Ausrückvorganges die von der Anpreßtellerfeder aufgebraachte Kraft negativ werden kann, also eine Umkehrung der Kraftwirkung der Anpreßtellerfeder stattfindet. Dies bedeutet, daß bei vollständig ausgerückter Reibungskupplung diese praktisch von selbst geöffnet bleibt und nur durch äußere Krafteinwirkung der Einkuppelvorgang wieder eingeleitet werden kann.

[0025] Die Erfindung betrifft weiterhin eine Reibungskupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Druckplatte, die drehfest, jedoch axial begrenzt verlagerbar, mit einem Gehäuse verbunden ist, wobei zwischen Gehäuse und Druckplatte wenigstens eine verspannbare Anpreßfeder wirksam ist, die die Druckplatte in Richtung einer zwischen dieser und einer Gegendruckplatte, wie einem Schwungrad, einklemmbaren Kupplungsscheibe beaufschlagt.

[0026] Derartige Kupplungen sind beispielsweise durch die DE 24 60 963 A1, die DE 24 41 141 C2 und DE 898 531 B sowie die DE 1 267 916 A bekannt geworden.

[0027] Der vorliegenden Erfindung lag weiterhin die Aufgabe zugrunde, derartige Reibungskupplungen bezüglich der Funktion und Lebensdauer zu verbessern. Insbesondere sollen durch die Erfindung die

zur Betätigung derartiger Reibungskupplungen erforderlichen Kräfte reduziert werden und über deren Lebensdauer ein praktisch gleichbleibender Ausrückkraftverlauf gewährleistet werden. Weiterhin sollen die erfindungsgemäßen Reibungskupplungen in besonders einfacher und wirtschaftlicher Weise herstellbar sein.

[0028] Gemäß der Erfindung wird dies dadurch erzielt, daß eine den Verschleiß der Reibbeläge der Kupplungsscheibe selbsttätig kompensierende Nachstellvorkehrung vorhanden ist, die eine praktisch gleichbleibende Kraftbeaufschlagung der Druckplatte durch die Anpreßfeder bewirkt, und die Reibungskupplung Betätigungsmittel zum Ein- und Ausrücken besitzt sowie eine Vorkehrung aufweist, die während des Ausrückvorganges, zumindest über einen Teilbereich des Betätigungsweges der Betätigungsmittel und/oder des Ausrückwegs der Druckplatte, einen allmählichen Abbau des von der Reibungskupplung bzw. der Kupplungsscheibe übertragbaren Momentes bewirkt. Durch eine derartige Vorkehrung kann ebenfalls erzielt werden, daß während des Einrückvorganges der Reibungskupplung und bei Beginn der Einspannung der Reibbeläge zwischen Druck- und Gegendruckplatte ein allmählicher bzw. progressiver Aufbau des von der Reibungskupplung übertragbaren Momentes erfolgt.

[0029] Durch die erfindungsgemäße Auslegung einer Reibungskupplung wird gewährleistet, daß die Anpreßstellerfeder, über die Lebensdauer der Reibungskupplung betrachtet, praktisch immer die gleiche Vorspannung bei eingerückter Reibungskupplung besitzt und somit eine praktisch gleichbleibende Kraftbeaufschlagung der Druckplatte gegeben ist. Weiterhin kann durch die zusätzliche Vorkehrung, welche einen allmählichen Abbau des von der Reibungskupplung übertragbaren Momentes während eines Ausrückvorganges bewirkt, eine Reduzierung bzw. Minimierung des Ausrückkraftverlaufes bzw. der maximal erforderlichen Ausrückkraft erzielt werden. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Vorkehrung die Betätigung, insbesondere den Ausrückvorgang, der Reibungskupplung unterstützt. Hierfür kann die Vorkehrung axial federnd nachgiebige Mittel aufweisen, die auf die Betätigungsmittel und/oder auf die Anpreßfeder und/oder auf die Druckplatte und/oder auf die Gegendruckplatte eine Reaktionskraft ausüben, die der von der Anpreßfeder auf die Druckplatte ausgeübten Kraft entgegengerichtet und in Serie geschaltet ist.

[0030] Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die Vorkehrung der Reibungskupplung derart angeordnet ist, daß sie während des Ausrückvorganges über einen Teilabschnitt des axialen Verlagerungsweges der durch die Anpreßfeder beaufschlagten Druckplattenbereiche einen allmählichen Abbau des von der

Reibungskupplung bzw. der Kupplungsscheibe übertragbaren Momentes bewirkt.

[0031] Für manche Anwendungsfälle kann die Vorkehrung in vorteilhafter Weise im Kraftfluß zwischen der Schwenklagerung der Betätigungsmittel bzw. zwischen der Anpreßfeder und den Befestigungsstellen, wie Verschraubungen, des Gehäuses an der Gegendruckplatte vorgesehen werden.

[0032] Für andere Anwendungsfälle kann es jedoch auch vorteilhaft sein, wenn die Vorkehrung im Kraftfluß zwischen der Schwenklagerung der Betätigungsmittel bzw. zwischen der Anpreßfeder und der Reibfläche der Druckplatte vorgesehen ist. Eine derartige Anordnung ist z. B. durch die DE 37 42 354 A1 und die DE 1 450 201 A vorgeschlagen worden.

[0033] Für weitere Anwendungsfälle kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Vorkehrung axial zwischen zwei Rücken an Rücken angeordneten Reibbelägen der Kupplungsscheibe vorgesehen wird, also durch eine sogenannte "Belagfederung" gebildet ist, z. B. durch zwischen den Belägen vorgesehene Belagfedersegmente. Derartige Vorkehrungen sind beispielsweise durch die DE 36 31 863 A1 bekannt geworden.

[0034] Eine weitere Möglichkeit, einen progressiven Momentenaufbau bzw. -abbau zu erzielen, ist durch die DE 21 64 297 A vorgeschlagen worden, bei der das Schwungrad zweiteilig ausgebildet ist und das die Gegendruckplatte bildende Bauteil axial federnd gegenüber dem mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine verbundenen Bauteil abgestützt ist.

[0035] Für die Funktion und den Aufbau einer erfindungsgemäßen Reibungskupplung kann es besonders zweckmäßig sein, wenn die Vorkehrung eine axiale, federnde Nachgiebigkeit zwischen Kupplungsbauteilen ermöglicht, wobei die Vorkehrung derart angeordnet und ausgestaltet ist, daß bei geöffneter Kupplung die auf die Vorkehrung einwirkende Kraft am kleinsten ist und über den Schließvorgang der Kupplung, also über den Einrückweg der Kupplung, die auf die Vorkehrung einwirkende Kraft allmählich auf das Maximum ansteigt, wobei dieser Anstieg zweckmäßigerweise nur über einen Teilbereich des Schließweges bzw. Einrückweges der Betätigungsmittel bzw. der Druckplatte stattfindet. Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die Vorkehrung derart ausgelegt ist, daß die allmähliche Abnahme bzw. die allmähliche Zunahme des von der Reibungskupplung übertragbaren Momentes über zumindest annähernd 40 bis 70% des Betätigungsweges der Betätigungsmittel und/oder des maximal axialen Weges der Druckplatte erfolgt. Der restliche Bereich des entsprechenden Weges wird zur einwandfreien Trennung des Kraftflusses und zum Ausgleich von eventuell vorhandenen Verformungen an den Kupplungs-

bauteilen, wie insbesondere der Kupplungsscheibe, der Druckplatte sowie der Gegendruckplatte, benötigt.

[0036] Um die zur Betätigung der erfindungsgemäßen Reibungskupplung erforderlichen Kräfte zu minimieren, kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Anpreßfeder, zumindest über einen Teil des Ausrückweges der Reibungskupplung, einen degressiven Kraft-Weg-Verlauf besitzt, das bedeutet also, daß die Anpreßfeder, zumindest über einen Teilbereich ihres Kompressions- bzw. Verformungsweges, einen abfallenden Kraftverlauf besitzt. Dadurch kann erzielt werden, daß beim Ausrückvorgang der Reibungskupplung die Federkraft der Vorkehrung der Kraft der Anpreßfeder entgegenwirkt, so daß über einen Teilbereich des Ausrückweges die Verspannung bzw. Verformung der Anpreßfeder durch die Federkraft der Vorkehrung unterstützt wird, wobei gleichzeitig, infolge des im Ausrückbereich vorhandenen degressiven bzw. abfallenden Kraft-Weg-Verlaufes der Anpreßfeder, die von letzterer auf die Druckplatte bzw. die Reibbeläge ausgeübte Kraft abnimmt. Der effektiv zum Ausrücken der Reibungskupplung erforderliche Kraftverlauf ergibt sich, soweit keine zusätzlichen, sich überlagernden Federwirkungen vorhanden sind, aus der Differenz zwischen dem von der Vorkehrung aufgebrachten Kraftverlauf und dem Kraftverlauf der Anpreßfeder. Bei Abhub der Druckplatte von den Reibbelägen bzw. Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte wird der erforderliche verbleibende Ausrückkraftverlauf bzw. die erforderliche Ausrückkraft hauptsächlich durch die Anpreßfeder bestimmt. Die Kraft-Weg-Charakteristik der Vorkehrung und die Kraft-Weg-Charakteristik der Anpreßfeder können derart aufeinander abgestimmt sein, daß bei Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte die zum Betätigen der Anpreßfeder erforderliche Kraft auf einem verhältnismäßig niedrigen Niveau befindet. Es kann also durch Annäherung oder gar Angleichung der Federcharakteristik bzw. Kraftcharakteristik der Vorkehrung an die Anpreßfedercharakteristik bis zur Freigabe der Kupplungsscheibe durch die Druckplatte nur eine sehr geringe, im Extremfall praktisch gar keine Betätigungskraft für die Anpreßfeder erforderlich sein.

[0037] Als Anpreßfeder eignet sich in besonders vorteilhafter Weise eine Tellerfeder, die einerseits um eine vom Gehäuse getragene ringartige Schwenklagerung verschwenkbar sein kann und andererseits die Druckplatte beaufschlagt. Dabei kann die Tellerfeder einen Ringkörper aufweisen, von dem radial nach innen hin gerichtete Zungen ausgehen, welche die Betätigungsmittel bilden. Die Betätigungsmittel können jedoch auch durch Hebel gebildet sein, die z. B. am Gehäuse schwenkbar gelagert sind. Die Anpreßkraft für die Druckplatte kann jedoch auch durch andere Federarten, wie z. B. Schraubenfedern, aufgebracht werden, die in der Reibungskupplung derart

angeordnet sind, daß die von diesen auf die Druckplatte ausgeübte Axialkraft im eingerückten Zustand der Reibungskupplung am größten ist und diese Kraft sich während des Ausrückvorganges verringert. Dies kann z. B. durch Schrägstellung von Schraubenfedern gegenüber der Rotationsachse der Reibungskupplung erfolgen.

[0038] Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die Tellerfeder am Gehäuse zwischen zwei Auflagen verschwenkbar abgestützt ist, zur Bildung einer sogenannten Kupplung der gedrückten Bauart. Bei derartigen Kupplungen werden die Betätigungsmittel zum Ausrücken der Reibungskupplung üblicherweise in Richtung der Druckplatte beaufschlagt. Die Erfindung ist jedoch nicht auf Kupplungen der gedrückten Bauart beschränkt, sondern umfaßt auch Kupplungen der gezogenen Bauart, bei denen die Betätigungsmittel zum Ausrücken der Reibungskupplung üblicherweise in Richtung von der Druckplatte weg beaufschlagt werden.

[0039] In besonders vorteilhafter Weise kann die erfindungsgemäße Reibungskupplung eine Tellerfeder aufweisen, die derart ausgelegt ist, daß sie einen sinusartigen Kraft-Weg-Verlauf aufweist und die derart eingebaut ist, daß im eingerückten Zustand der Reibungskupplung ihr Betriebspunkt auf dem, dem ersten Kraftmaximum folgenden, degressiven Kennlinienbereich vorgesehen ist. Dabei kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Tellerfeder ein Kräfteverhältnis von 1:0,4 bis 1:0,7 zwischen dem ersten Kraftmaximum und dem darauffolgenden -minimum aufweist.

[0040] Besonders vorteilhaft kann es weiterhin sein, wenn die Reibungskupplung über ein an den Betätigungsmitteln, wie z. B. an den Zungenspitzen der Tellerfeder, angreifendes Ausrücksystem betätigbar ist, wobei das Ausrücksystem ein Kupplungspedal aufweisen kann, das ähnlich wie ein Gaspedal ausgebildet und im Kraftfahrzeuginnenraum angeordnet ist. Eine derartige Ausgestaltung des Kupplungspedales kann besonders vorteilhaft sein, da durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung die zum Ausrücken der Reibungskupplung erforderliche Kraft bzw. der Kraftverlauf auf ein sehr niedriges Niveau gebracht werden kann so daß über ein Gaspedal-ähnlich ausgebildetes Kupplungspedal eine bessere Dosierbarkeit der Betätigungskraft möglich ist.

[0041] Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung einer Reibungskupplung und die damit verbundene Möglichkeit der Reduzierung der über die Lebensdauer der Reibungskupplung maximal auftretenden Anpreßfederkräfte können die Bauteile entsprechend verkleinert bzw. in ihrer Festigkeit reduziert werden, wodurch eine erhebliche Verbilligung in der Herstellung erfolgen kann. Durch Reduzierung der Ausrückkräfte werden weiterhin die Reibungs- und Elasti-

zitätsverluste in der Kupplung und im Ausrücksystem verringert und somit der Wirkungsgrad des Systems Reibungskupplung/Ausrücksystem wesentlich verbessert. Es kann somit das ganze System optimal ausgelegt werden und dadurch der Kupplungskomfort wesentlich verbessert werden.

[0042] Die erfindungsgemäße Ausgestaltung ist allgemein bei Reibungskupplungen anwendbar und insbesondere bei solchen, wie sie beispielsweise durch die DE 29 16 755 A1, DE 29 20 932 C2, DE 35 18 781 A1, DE 40 92 382 C2, FR 2 605 692 A1, FR 2 606 477 A1, FR 2 599 444 A1, FR 2 599 446 A1, GB 1 567 019 A, US 4,924,991 A, US 4,191,285 A, US 4,057,131 A, JP 3-25026 U, JP 3-123 U, JP 2-124326 U, JP 1-163218 U, JP 51-126452 A, JP 3-19131 U, JP 3-53628 U vorgeschlagen worden sind.

[0043] Die Verwendung einer Reibungskupplung mit einem selbst tätigen bzw. automatischen Ausgleich zumindest des Belagverschleißes – wodurch eine zumindest über die Lebensdauer der Reibungskupplung annähernd gleichbleibende Einspannkraft der Kupplungsscheibe gewährleistet ist – ist insbesondere in Verbindung mit Kupplungsaggregaten vorteilhaft, bei denen die Reibungskupplung, die Kupplungsscheibe und die Gegendruckplatte, wie zum Beispiel einem Schwungrad, eine Montageeinheit bzw. ein Modul bilden. Bei einer derartigen Montageeinheit ist es aus Kostengründen vorteilhaft, wenn das Kupplungsgehäuse mit der Gegendruckplatte über eine nicht lösbare Verbindung, wie zum Beispiel Schweißverbindung oder Formverbindung, zum Beispiel durch plastische Materialverformung, verbunden ist. Durch eine derartige Verbindung können die üblicherweise verwendeten Befestigungsmittel, wie Schrauben, entfallen. Bei solchen Montageeinheiten ist ein Auswechseln der Kupplungsscheibe bzw. der Kupplungsbeläge wegen Überschreitung der Verschleißgrenze ohne Zerstörung von Bauteilen, wie zum Beispiel dem Kupplungsgehäuse, praktisch nicht möglich. Durch Einsatz einer verschleißnachstellenden Kupplung kann die Montageeinheit derart ausgelegt werden, daß diese über die gesamte Fahrzeuglebensdauer eine einwandfreie Funktion garantiert. Es kann also aufgrund der erfindungsgemäßen Ausgestaltung die Verschleißreserve der Kupplungsscheibe und die Nachstellreserve der Reibungskupplung bzw. des Kupplungsmoduls so groß dimensioniert werden, daß die Kupplungslebensdauer und somit auch die Lebensdauer der Montageeinheit mit Sicherheit zumindest diejenige des Fahrzeuges erreichen.

[0044] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn eine eine Verschleißnachstellvorkehrung aufweisende Reibungskupplung mit einem sogenannten Zweimassenschwungrad kombiniert wird, wobei die Reibungs-

kupplung unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe auf der einen mit einem Getriebe verbindbaren Schwungrasse montierbar ist und die zweite Schwungrasse mit der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine verbindbar ist. Zweimassenschwungräder, bei denen die erfindungsgemäße Reibungskupplung Verwendung finden kann, sind zum Beispiel bekannt geworden durch die DE 37 21 712 A1, DE 37 21 711 A1, DE 41 17 571 A1, DE 41 17 582 A1 und DE 41 17 579 A1. Der gesamte Inhalt dieser Anmeldung gehört auch zum Offenbarungsinhalt der vorliegenden Erfindung, so daß die in diesen Anmeldungen beschriebenen Merkmale in beliebiger Weise mit den in der vorliegenden Erfindung beschriebenen Merkmalen kombiniert werden können. Insbesondere kann das Kupplungsgehäuse bzw. der Kupplungsdeckel über eine nicht ohne Zerstörung lösbare Verbindung mit der sie tragenden Schwungrasse verbunden sein, wie dies zum Beispiel für verschiedene Ausführungsformen in der DE 41 17 579 A1 gezeigt und beschrieben ist.

[0045] Durch Einsatz einer Reibungskupplung mit einer Vorkehrung, welche zumindest den Belagverschleiß ausgleicht, kann weiterhin eine Optimierung in der Auslegung der Reibungskupplung erfolgen, insbesondere des die Verspannkraft für die Kupplungsscheibe aufbringenden Kraftspeichers. Dieser Kraftspeicher kann also derart ausgelegt werden, daß er praktisch lediglich die zur Übertragung des gewünschten Drehmomentes erforderliche Einspannkraft für die Kupplungsscheibe aufbringt. Der Kraftspeicher kann durch zumindest eine Tellerfeder oder durch eine Mehrzahl von Schraubenfedern gebildet sein. Weiterhin ist die Verwendung einer selbstnachstellenden Reibungskupplung in Verbindung mit Zweimassenschwungrädern vorteilhaft, bei denen der zwischen den beiden Schwungrassen angeordnete drehelastische Dämpfer radial außerhalb der Kupplungsscheibe bzw. des äußeren Reibdurchmessers der Reibfläche der mit dem Getriebe verbindbaren Schwungrasse vorgesehen ist. Bei derartigen Zweimassenschwungrädern muß der Reibdurchmesser der Kupplungsscheibe kleiner sein als bei konventionellen Kupplungen, so daß die Anpreßkraft entsprechend dem Verhältnis der mittleren Reibradien erhöht werden muß, um ein definiertes Motordrehmoment übertragen zu können. Bei Verwendung einer konventionellen Kupplung würde dies zu einer Erhöhung der Ausrückkraft führen. Durch den Einsatz einer verschleißnachstellenden Kupplung mit einem über den Ausrückweg progressiven Abbau des von der Kupplungsscheibe übertragbaren Drehmomentes gemäß dem Anspruch 1 kann jedoch eine Ausrückkraftabsenkung erzielt werden, wodurch eine Erhöhung der Ausrückkraft vermieden werden kann oder durch entsprechende Auslegung der Reibungskupplung gar eine Ausrückkraftabsenkung gegenüber einer konventionellen Kupplung erzielt werden kann.

[0046] Es kann also durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung einer Reibungskupplung gewährleistet werden, daß trotz reduziertem Reibbelagaußendurchmesser und der dadurch erforderlichen höheren Anpreßkraft die Ausrückkraft niedrig gehalten werden kann. Durch die niedrigere Ausrückkraft wird auch die Belastung des Wälzlagers, über die die beiden Schwungmassen relativ zueinander verdrehbar sind, reduziert. Weiterhin wird durch die Verschleißnachstellung die Lebensdauer der Kupplung erhöht, so daß ein Auswechseln der Teile, insbesondere der Kupplungsscheibe während der Lebensdauer des Kraftfahrzeuges, nicht mehr erforderlich ist. Es kann also der Kupplungsdeckel fest mit der mit dem Getriebe verbindbaren Schwungmasse verbunden werden, zum Beispiel durch Vernieten oder Verschweißen. Dies ist besonders dann vorteilhaft, wenn ein beschränkter Einbauraum bzw. beschränkte Konturen der Kupplungsglocke vorhanden sind, die eine Verbindung des Kupplungsdeckels mit dem getriebe-seitigen Schwungrad in herkömmlicher Weise durch Verschrauben nicht mehr ermöglichen.

[0047] Bei Reibungskupplung mit integrierter Nachstellvorkehrung für den Belagverschleiß werden bei konventioneller Befestigung der aus Reibungskupplung und Schwungrad bestehenden Kupplungseinheit an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine Axial-, Dreh- und Taumelschwingungen auf die Kupplungseinheit übertragen, welche durch die Abtriebswelle der Brennkraftmaschine, wie insbesondere Kurbelwelle, angeregt werden. Damit die Kupplungseinheit bzw. die Nachstellvorkehrung in ihrer Funktion durch solche Schwingungen nicht beeinträchtigt werden und insbesondere eine unerwünschte Nachstellung der Verschleißausgleichsvorkehrung unterdrückt wird, müssen bei der Auslegung der Nachstellvorkehrung die Trägheitskräfte derjenigen Bauteile, welche auf diese Vorkehrung einwirken, berücksichtigt werden. Um diese insbesondere durch Axial- und Taumelschwingungen verursachten unerwünschten Nebeneffekte bzw. der damit verbundene höhere Aufwand für die Auslegung einer Nachstellvorkehrung zum Ausgleich des Belagverschleißes zu vermeiden, wird gemäß einem weiteren Erfindungsgedanken, die die Nachstellvorkehrung aufweisende Kupplungseinheit gegenüber den von der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine angeregten Axial- und Biegeschwingungen weitgehend entkoppelt. Dies kann dadurch geschehen, daß die Kupplungseinheit über ein axial elastisches bzw. federnd nachgiebiges Bauteil mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine verbindbar ist. Die Steifigkeit dieses Bauteils ist dabei derart bemessen, daß die durch die Abtriebswelle der Brennkraftmaschine an der Kupplungseinheit erzeugten Axial- und Taumel- bzw. Biegeschwingungen durch dieses elastische Bauteil zumindest auf ein Maß gedämpft bzw. unterdrückt werden, daß eine einwandfreie Funktion der Reibungskupplung, insbesondere deren Nachstellvor-

kehrung gewährleistet. Derartige elastische Bauteile sind beispielsweise durch die EP 0 385 752 A2 und EP 0 464 997 A1 sowie das SAE Technical Paper 9 003 91 bekannt geworden. Der Inhalt dieser Veröffentlichungen soll ebenfalls zum Offenbarungsinhalt der vorliegenden Erfindung gehören. Durch die Verwendung eines elastischen Bauteils ist es möglich, eine unerwünschte Verschleißnachstellung, verursacht durch Axialschwingungen der Druckplatte relativ zum Kupplungsdeckel – insbesondere bei ausgerückter Reibungskupplung – durch Schwungradschwingungen und/oder Schwingungen der Tellerfeder zu beseitigen. Derartige Schwingungen können bei Kupplungsaggregaten bzw. Kupplungseinheiten ohne eine diese Schwingungen zumindest im wesentlichen unterdrückende Vorkehrung, wie insbesondere eine axial nachgiebige Scheibe, zu einer veränderten Einstellung unabhängig vom Verschleißzustand der Kupplungsscheibe führen, wobei die Tellerfeder der Reibungskupplung in der Anpreßkraft gegen ein Kraftminimum heruntergeregelt werden könnte, wodurch die Übertragung des gewünschten Momentes nicht mehr gewährleistet wäre.

[0048] Gemäß einer weiteren erfinderischen Ausgestaltung kann eine Reibungskupplung mit einem selbsttätigen bzw. automatischen Ausgleich, die insbesondere entsprechend der vorliegenden Erfindung ausgebildet sein kann, in vorteilhafter Weise in einer Antriebseinheit, insbesondere für Kraftfahrzeuge, Verwendung finden, welche aus einem automatischen oder halbautomatischen Getriebe und einer zwischen einem Antriebsmotor, wie einer Brennkraftmaschine, und Getriebe angeordneten, zumindest in Abhängigkeit der Betätigung des Getriebes gesteuert bzw. geregelt betätigbaren Reibungskupplung besteht. Die Reibungskupplung ist vorzugsweise vollautomatisch betätigbar. Eine automatisierte bzw. vollautomatische Betätigung einer Reibungskupplung ist beispielsweise durch die DE 40 11 850 A1 vorgeschlagen worden, so daß bezüglich der Wirkungsweise und der erforderlichen Mittel auf diese Schrift verwiesen wird.

[0049] Bei den bisher bekannten Antriebseinheiten mit automatischem oder halbautomatischem Getriebe und konventioneller Reibungskupplung bestanden bisher erhebliche Probleme für die Kupplungsbetätigung und die Auslegung der dazu erforderlichen Aktuatoren, wie z. B. Kolben/Zylindereinheiten und/oder Elektromotoren. Aufgrund der bei konventionellen Kupplungen erforderlichen verhältnismäßig hohen Ausrückkräfte sind sehr stark bzw. groß dimensionierte Aktuatoren erforderlich. Dies bedeutet großes Bauvolumen, hohes Gewicht und hohe Kosten. Auch sind derartig groß ausgelegte Aktuatoren aufgrund ihrer Massenträgheit in der Ansprechzeit verhältnismäßig langsam. Bei Verwendung von Stellzylindern ist außerdem ein größerer Volumenstrom an Druckmittel erforderlich, so daß

auch die Versorgungspumpe verhältnismäßig groß dimensioniert werden muß, um die gewünschte Betätigungszeit für die entsprechende Reibungskupplung zu gewährleisten. Um die vorerwähnten Nachteile teilweise zu beheben, ist beispielsweise durch die DE 33 09 427 A1 vorgeschlagen worden, die Betätigungskraft zum Ausrücken der Kupplung durch entsprechende Kompensationsfedern zu reduzieren, um dadurch kleiner dimensionierte Aktuatoren einsetzen zu können. Da die Ausrückkraft bei konventionellen Kupplungen jedoch über die Lebensdauer sehr stark schwankt, das heißt die Ausrückkraft ist im Neuzustand relativ gering und steigt über die Lebensdauer mit zunehmendem Belagverschleiß an, kann über eine Kompensationsfeder nur ein Teil der normalerweise erforderlichen Ausrückkraft abgebaut werden. Unter Berücksichtigung sämtlicher Toleranzen wird trotz Einsatz von Kompensationsfedern eine Ausrückleistung der Aktuatoren erforderlich sein, die größer ist als die für eine neue konventionelle Kupplung. Durch den Einsatz einer erfindungsgemäßen Reibungskupplung mit Belagverschleißausgleich in Verbindung mit einer Antriebseinheit, bestehend aus einem Motor und einem automatischen oder halbautomatischen Getriebe, kann die Ausrückkraft gegenüber dem vorerwähnten Stand der Technik ganz erheblich abgesenkt werden, und zwar direkt in der Kupplung, wobei dieser Ausrückkraftwert bzw. Ausrückkraftverlauf der neuen Kupplung über die gesamte Lebensdauer derselben praktisch unverändert erhalten bleibt. Hierdurch ergeben sich wesentliche Vorteile für die Auslegung der Aktuatoren, da deren Antriebsleistung oder Betätigungsleistung entsprechend niedriger gehalten werden kann, wobei auch die im gesamten Ausrücksystem auftretenden Kräfte bzw. Drücke entsprechend geringer sind. Dadurch werden die im Ausrücksystem auftretenden Verluste infolge Reibung oder Elastizität der Bauteile beseitigt bzw. auf ein Minimum reduziert.

[0050] Anhand der [Fig. 1](#) bis [Fig. 32](#) sei die Erfindung näher erläutert.

[0051] Dabei zeigt:

[0052] [Fig. 1](#) eine erfindungsgemäße Reibungskupplung in Ansicht,

[0053] [Fig. 2](#) einen Schnitt gemäß der Linie II-II der [Fig. 1](#),

[0054] [Fig. 3](#) einen bei der Reibungskupplung gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) verwendeten Verstellring,

[0055] [Fig. 4](#) einen Schnitt gemäß der Linie IV-IV der [Fig. 3](#),

[0056] [Fig. 5](#) einen bei der Reibungskupplung gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) verwendeten Abstützring,

[0057] [Fig. 6](#) einen Schnitt gemäß der Linie VI-VI der [Fig. 5](#),

[0058] [Fig. 7](#) und [Fig. 7a](#) eine Feder, die eine Verdrehkraft auf den Verstellring ausübt,

[0059] die [Fig. 8](#) bis [Fig. 11](#) Diagramme mit verschiedenen Kennlinien, aus denen das Zusammenwirken der einzelnen Feder- und Nachstellelemente der erfindungsgemäßen Reibungskupplung zu entnehmen sind,

[0060] die [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) eine weitere Ausgestaltungsmöglichkeit einer erfindungsgemäßen Reibungskupplung, wobei [Fig. 13](#) einen Schnitt gemäß der Linie XIII der [Fig. 12](#) darstellt,

[0061] [Fig. 14](#) den bei der Reibungskupplung gemäß den [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) verwendeten Verstellring in Ansicht,

[0062] die [Fig. 15](#) bis [Fig. 17](#) Einzelheiten einer weiteren Reibungskupplung mit einer Ausgleichsvorkehrung,

[0063] die [Fig. 18](#) und [Fig. 19](#) Diagramme mit verschiedenen Kennlinien, aus denen das Zusammenwirken der Anpreßtellerfeder und der Belagfederung sowie die dadurch entstehende Auswirkung auf den Ausrückkraftverlauf der Reibungskupplung zu entnehmen sind,

[0064] [Fig. 20](#) eine weitere erfindungsgemäße Reibungskupplung in Teilansicht,

[0065] [Fig. 20a](#) eine Teilansicht in Richtung des Pfeiles A der [Fig. 20](#),

[0066] [Fig. 21](#) einen Schnitt gemäß der Linie XXI der [Fig. 20](#),

[0067] [Fig. 22](#) eine Teilansicht eines bei einer Reibungskupplung gemäß den [Fig. 20](#) bis [Fig. 21](#) verwendbaren Verstellringes,

[0068] die [Fig. 23](#) und [Fig. 24](#) weitere Ausführungsvarianten erfindungsgemäßer Reibungskupplungen,

[0069] [Fig. 25](#) einen Verstellring in Ansicht, der bei einer Reibungskupplung gemäß den [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) oder [Fig. 20](#) bis [Fig. 21](#) einsetzbar ist,

[0070] die [Fig. 26](#) bis [Fig. 29](#) zusätzliche Ausführungsvarianten von Reibungskupplungen,

[0071] die [Fig. 30](#) bis [Fig. 32](#) Einzelheiten einer anderen Ausgestaltungsmöglichkeit einer Reibungskupplung, wobei die [Fig. 31](#) eine Teilansicht gemäß dem Pfeil A der [Fig. 30](#) und die [Fig. 32](#) einen Schnitt gemäß den Pfeilen B-B der [Fig. 31](#) darstellen.

[0072] Die in den **Fig. 1** und **Fig. 2** dargestellte Reibungskupplung **1** besitzt ein Gehäuse **2** und eine mit diesem drehfest verbundene, jedoch axial begrenzt verlagerbare Druckscheibe **3**. Axial zwischen der Druckscheibe **3** und dem Deckel **2** ist eine Anpreßtellerfeder **4** verspannt, die um eine vom Gehäuse **2** getragene ringartige Schwenklagerung **5** verschwenkbar ist und die Druckscheibe **3** in Richtung einer mit dem Gehäuse **2** fest verbundenen Gegendruckplatte **6**, wie zum Beispiel einem Schwungrad, beaufschlagt, wodurch die Reibbeläge **7** der Kupplungsscheibe **8** zwischen den Reibflächen der Druckscheibe **3** und der Gegendruckplatte **6** eingespannt werden.

[0073] Die Druckscheibe **3** ist mit dem Gehäuse **2** über in Umfangsrichtung bzw. tangential gerichtete Blattfedern **9** drehfest verbunden. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzt die Kupplungsscheibe **8** sogenannte Belagfedersegmente **10**, die, einen progressiven Drehmomentaufbau beim Einrücken der Reibungskupplung **1** gewährleisten, indem sie über eine begrenzte axiale Verlagerung der beiden Reibbeläge **7** in Richtung aufeinander zu einen progressiven Anstieg der auf die Reibbeläge **7** einwirkenden Axialkräfte ermöglichen. Es könnte jedoch auch eine Kupplungsscheibe verwendet werden, bei der die Reibbeläge **7** axial praktisch starr auf eine Trägerscheibe aufgebracht wären. In einem solchen Falle könnte ein "Belagfedersatz" verwendet werden, also eine Federung in Serie mit der Tellerfeder, z. B. eine Federung zwischen Deckel und Schwungrad, zwischen Deckel und deckelseitiger Auflage sowie zwischen Tellerfeder und Druckplatte oder durch die Deckelelastizität.

[0074] Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzt die Tellerfeder **4** einen die Anpreßkraft aufbringenden ringförmigen Grundkörper **4a**, von dem radial nach innen hin verlaufende Betätigungszungen **4b** ausgehen. Die Tellerfeder **4** ist dabei derart eingebaut, daß sie mit radial weiter außen liegenden Bereichen die Druckscheibe **3** beaufschlagt und mit radial weiter innen liegenden Bereichen um die Schwenklagerung **5** kippbar ist.

[0075] Die Schwenklagerung **5** umfaßt zwei Schwenkauflagen **11**, **12**, die hier durch Drahringe gebildet sind und zwischen denen die Tellerfeder **4** axial gehalten bzw. eingespannt ist. Die auf der Druckscheibe **3** zugewandten Seite der Tellerfeder **4** vorgesehene Schwenkauflage **11** ist axial in Richtung des Gehäuses **2** mittels eines Kraftspeichers **13** kraftbeaufschlagt. Der Kraftspeicher **13** ist durch eine Tellerfeder bzw. durch ein tellerfederartiges Bauteil **13** gebildet, das sich mit seinem äußeren Randbereich **13a** am Gehäuse **2** abstützt und mit radial weiter innen liegenden Abschnitten die Schwenkauflage **11** gegen die Betätigungstellerfeder **4** und somit auch in Richtung des Gehäuses **2** axial beaufschlagt. Die

zwischen der Druckscheibe **3** und der Betätigungstellerfeder **4** vorgesehene Tellerfeder **13** besitzt einen äußeren ringförmigen Randbereich **13b**, von dessen Innenrand radial nach innen verlaufende Zungen **13c** ausgehen, die sich an der Schwenkauflage **11** abstützen.

[0076] Zur Abstützung des tellerfederartigen Bauteils **13** sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel am Gehäuse **2** zusätzliche Mittel **14** befestigt, die eine Schwenkauflage für das tellerfederartige Bauteil **13** bilden. Diese zusätzlichen Mittel können durch angeheftete oder angenietete segmentförmige Einzelteile **14** gebildet sein, die über den Umfang gleichmäßig verteilt sein können. Die Mittel **14** können jedoch auch durch ein kreisringförmiges, in sich geschlossenes Bauteil gebildet sein. Weiterhin können die Abstützmittel **14** unmittelbar aus dem Gehäuse **2** herausgeformt sein, z. B. durch im axialen Bereich des Gehäuses **2** eingebrachte Anprägungen oder durch zungenförmige Ausschnitte, die nach dem Einlegen und Verspannen des tellerfederartigen Bauteils **13** unter den äußeren Randbereich dieses Bauteils **13** durch Materialverformung gedrängt werden. Weiterhin kann zwischen den Abstützmitteln **14** und dem tellerfederartigen Bauteil **13** eine bajonettartige Verbindung bzw. Verriegelung vorhanden sein, so daß das tellerfederartige Bauteil **13** zunächst vorgespannt und dessen radial äußere Bereiche axial über die Abstützmittel **14** gebracht werden können. Danach können durch eine entsprechende Verdrehung des tellerfederartigen Bauteils **13** gegenüber dem Gehäuse **2** die Abstützbereiche des Bauteils **13** zur Anlage an den Abstützmitteln **14** gebracht werden. Die Abstützbereiche des tellerfederartigen Bauteils **13** können dabei durch am ringförmigen Grundkörper **13b** radial nach außen hin hervorstehende Ausleger gebildet sein.

[0077] Zur Drehsicherung der Betätigungstellerfeder **4** und gegebenenfalls des tellerfederartigen Bauteils **13** sowie zur Zentrierung der Drahringe **11**, **12** sind am Gehäuse **2** axial sich erstreckende Zentrierungsmittel in Form von Nitelementen **15** befestigt. Die Nitelemente **15** besitzen jeweils einen axial sich erstreckenden Schaft **15a**, der sich axial durch einen zwischen benachbarten Tellerfederzungen **4b** vorgesehenen Ausschnitt erstreckt und der von an der ihm zugeordneten Zunge **13c** der Tellerfeder **13** angeformten Bereichen **13d** teilweise umgriffen werden kann.

[0078] Das tellerfederartige Bauteil bzw. die Tellerfeder **13** ist als Sensorfeder ausgebildet, die über einen vorbestimmten Arbeitsweg eine zumindest im wesentlichen annähernd konstante Kraft erzeugt. Über diese Sensorfeder **13** wird die auf die Zungenspitzen **4c** aufgebrachte Kupplungsausrückkraft abgefangen, wobei stets zumindest ein annäherndes Gleichgewicht zwischen der durch die Ausrückkraft

auf die Schwenkauflage **11** erzeugten Kraft und der durch die Sensortellerfeder **13** auf diese Schwenkauflage **11** ausgeübten Gegenkraft herrscht. Unter Ausrückkraft ist die Kraft zu verstehen, die während der Betätigung der Reibungskupplung **1** auf die Zungenspitzen **4c** bzw. auf die Ausrückhebel der Tellerfederzungen ausgeübt wird und somit der Sensorfeder **13** entgegenwirkt.

[0079] Die gehäuseseitige Schwenkauflage **12** ist über eine im axialen Raum zwischen Tellerfeder **4** und Gehäuse **2** vorgesehene Nachstellvorkehrung **16** am Gehäuse **2** abgestützt. Diese Nachstellvorkehrung **16** gewährleistet, daß bei einer axialen Verlagerung der Schwenkauflagen **11** und **12** in Richtung der Druckscheibe **3** bzw. in Richtung der Gegendruckplatte **6** kein ungewolltes Spiel zwischen der Schwenkauflage **12** und dem Gehäuse **2** bzw. zwischen der Schwenkauflage **12** und der Tellerfeder **4** entstehen kann. Dadurch wird gewährleistet, daß keine ungewollten Tot- bzw. Leerwege bei der Betätigung der Reibungskupplung entstehen, wodurch ein optimaler Wirkungsgrad und dadurch eine einwandfreie Betätigung der Reibungskupplung **1** gegeben ist. Die axiale Verlagerung der Schwenkauflagen **11** und **12** erfolgt bei axialem Verschleiß an den Reibflächen der Druckscheibe **3** und der Gegendruckplatte **6** sowie der Reibbeläge **7**. Die Nachstellung erfolgt bei Einrichtungen gemäß der Erfindung aber auch bei einem Verschleiß der Schwenkauflagen **11**, **12**, den dort axial gegenüberliegenden Bereichen der Tellerfeder und bei einem Verschleiß der Tellerfeder im Bereich der Druckplattenauflagennocken (bei **3a**) oder den diesen gegenüberliegenden Bereichen der Tellerfeder. Die Wirkungsweise der automatischen Nachstellung der Schwenklagerung **5** wird noch im Zusammenhang mit den Diagrammen gemäß den [Fig. 8](#) bis [Fig. 11](#) näher erläutert.

[0080] Die Nachstellvorkehrung **16** umfaßt ein federbeaufschlagtes Nachstellelement in Form eines ringartigen Bauteils **17**, das in den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) dargestellt ist. Das ringartige Bauteil **17** besitzt in Umfangsrichtung sich erstreckende und axial ansteigende Auflauframpen **18**, die über den Umfang des Bauteils **17** verteilt sind. Das Nachstellelement **17** ist in die Kupplung **1** derart eingebaut, daß die Auflauframpen **18** dem Gehäuseboden **2a** zugewandt sind. Auf der den Auflauframpen **18** abgekehrten Seite des Nachstellelementes **17** ist die durch einen Draht ring gebildete Schwenkauflage **12** in einer rillenförmigen Aufnahme **19** ([Fig. 2](#)) zentrisch positioniert. Die Aufnahme **19** kann dabei derart ausgebildet sein, daß die Schwenkauflage **12** am Nachstellelement **17** auch in axialer Richtung gesichert ist. Dies kann z. B. dadurch erfolgen, daß zumindest abschnittsweise die an die Aufnahme **19** angrenzenden Bereiche des Nachstellelementes **17** die Schwenkauflage **12** klammernd festhalten bzw. eine Schnappverbindung für die Schwenkauflage **12** bilden. Bei Verwen-

dung unterschiedlicher Werkstoffe für die Schwenkauflage **12** und das Nachstellelement **17** kann es zweckmäßig sein, um die bei großen Temperaturänderungen entstehenden Ausdehnungsunterschiede zu kompensieren, wenn die als Draht ring ausgelegte Schwenkauflage **12** offen ist, also über den Umfang zumindest an einer Stelle getrennt ist, wodurch eine Bewegung des Draht ringes **12** gegenüber der Aufnahme **19** in Umfangsrichtung ermöglicht wird und damit der Draht ring **12** sich an Durchmesseränderungen der Aufnahme **19** anpassen kann.

[0081] Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Nachstellelement **17** aus Kunststoff, wie z. B. aus einem hitzebeständigen Thermoplast hergestellt, der Zusätzlich noch faserverstärkt sein kann. Dadurch läßt sich das Nachstellelement **17** in einfacher Weise als Spritzteil herstellen. Ein Nachstellelement aus Kunststoff mit geringerem spezifischem Gewicht ergibt, wie bereits erwähnt, ein geringeres Massenträgheitsgewicht, wodurch sich auch die Empfindlichkeit gegen Druckschwingungen verringert. Auch die Schwenkauflage könnte direkt durch den Kunststoff ring gebildet sein. Das Nachstellelement **17** kann jedoch auch als Blechformteil oder durch Sintern hergestellt werden. Weiterhin kann bei entsprechender Werkstoffwahl die Schwenkauflage **12** mit dem Nachstellelement **17** einstückig ausgebildet werden. Die Schwenkauflage **11** kann unmittelbar durch die Sensorfeder **13** gebildet sein. Hierfür können die Spitzen der Zungen **13c** entsprechende Anprägungen bzw. Anformungen, wie z. B. Sicken aufweisen.

[0082] Der Nachstellring **17** wird durch die axial verlaufenden Bereiche **15a** der über den Umfang gleichmäßig verteilten Niete **15** zentriert. Hierfür besitzt der Nachstellring **17** Zentrierungskonturen **20**, die durch in Umfangsrichtung sich erstreckende Ausnehmungen **21** gebildet sind, welche radial innerhalb der Schwenkauflage **11** liegen. Zur Bildung der Ausnehmungen **21** besitzt der Nachstellring **17** am inneren Randbereich radial nach innen sich erstreckende Nocken **22**, die die radial inneren Konturen der Ausnehmungen **21** begrenzen.

[0083] Wie aus [Fig. 3](#) zu entnehmen ist, sind in Umfangsrichtung betrachtet, zwischen den gleichmäßig verteilten Ausnehmungen **21** jeweils 5 Auflauframpen **18** vorgesehen. Die Ausnehmungen **21** sind in Umfangsrichtung derart ausgebildet, daß diese zumindest einen Verdrehwinkel des Nachstellringes **17** gegenüber dem Gehäuse **2** ermöglichen, der über die gesamte Lebensdauer der Reibungskupplung **1** eine Nachstellung des an den Reibflächen der Druckscheibe **3** und der Gegendruckplatte **6** sowie den Reibbelägen **7** auftretenden Verschleißes sowie gegebenenfalls des Verschleißes der Kupplung selbst, also z. B. der Auflagen **11**, **12**, der dazwischenliegenden Tellerfederbereiche, der Druckplattennocken (bei **3a**) oder der diesen gegenüberliegenden Berei-

che der Tellerfeder **4** gewährleistet. Dieser Nachstellwinkel kann je nach Auslegung der Auflauframpen in der Größenordnung zwischen 8 und 60 Grad liegen, vorzugsweise in der Größenordnung von 10 bis 30 Grad. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel liegt dieser Verdrehwinkel im Bereich von 12 Grad, wobei der Aufstellwinkel **23** der Auflauframpen **18** ebenfalls im Bereich von 12 Grad liegt. Dieser Winkel **23** ist derart gewählt, daß die beim Aufeinanderpressen der Auflauframpen **18** des Nachstellringes **17** und der Gegenauflauframpen **24** des in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) dargestellten Abstützringes **25** entstehende Reibung ein Verrutschen zwischen den Auflauframpen **18** und **24** verhindert. Je nach Werkstoffpaarung im Bereich der Auflauframpen **18** und Gegenauflauframpen **24** kann der Winkel **23** im Bereich Zwischen 4 und 20 Grad liegen.

[0084] Der Nachstellring **17** ist in Umfangsrichtung federbelastet, und zwar in Nachstellrehrichtung, also in die Richtung, welche durch Auflaufen der Rampen **18** an den Gegenrampen **24** des Abstützringes **25** eine axiale Verlagerung des Nachstellringes **17** in Richtung Druckscheibe **3**, das bedeutet also in axialer Richtung vom radialen Gehäuseabschnitt **2a** weg, bewirkt. Sei dem in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) dargestellten Ausführungsbeispiel wird die Federbelastung des Nachstellringes **17** durch wenigstens eine ringförmige Schenkelfeder **26** gewährleistet, welche z. B. zwei Windungen besitzen kann und an einem ihrer Enden einen radial verlaufenden Schenkel **27** besitzt, der drehfest mit dem Nachstellring **17** ist, und am anderen Ende einen axial verlaufenden Schenkel **28** aufweist, der drehfest am Gehäuse **2** eingehängt ist. Die Feder **27** ist federnd verspannt eingebaut.

[0085] Der in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) gezeigte Abstützring **25** ist ebenfalls durch ein ringförmiges Bauteil gebildet, welches Gegenauflauframpen **24** besitzt, welche komplementäre Flächen zu den durch die Auflauframpen **18** begrenzten Flächen bilden, wobei die durch die Auflauframpen **18** und Gegenauflauframpen **24** begrenzten Flächen auch kongruent sein können. Der Anstellwinkel **29** der Gegenauflauframpe **24** entspricht dem Winkel **23** der Auflauframpen **18**. Wie durch einen Vergleich der [Fig. 3](#) und [Fig. 5](#) ersichtlich ist, sind die Auflauframpen **18** und die Gegenauflauframpen **24** in Umfangsrichtung ähnlich verteilt. Der Abstützring **25** ist mit dem Gehäuse **2** drehfest verbunden. Hierfür besitzt der Abstützring **25** über den Umfang verteilte Ausnehmungen **30**, durch welche sich die Vernietungsansätze der Niete **15** hindurcherstrecken.

[0086] In [Fig. 2](#) ist strichliert eine weitere ringförmige Schenkelfeder **26a** angedeutet, die, ähnlich wie die Schenkelfeder **26** an ihren Endbereichen, abgelenkt sein kann, um eine drehfeste Verbindung mit einerseits dem Gehäuse **2** und andererseits dem Nachstellelement **17** zu gewährleisten. Diese Feder **26a** ist

ebenfalls federnd verspannt eingebaut, so daß sie auf das Nachstellelement **17** eine Verdrehkraft ausübt. Die Verwendung von zwei Schenkelfedern **26**, **26a** kann für manche Anwendungsfälle vorteilhaft sein, da bei Rotation der Reibungskupplung **1** infolge der auf die Feder **26** bzw. **26a** einwirkenden Fliehkräfte eine Federkraftverstärkung auftritt. Durch Verwendung zweier Schenkelfedern kann die zum Beispiel an der Feder **26** auftretende Kraftverstärkung durch die von der Schenkelfeder **26a** aufgebrachte Kraft kompensiert werden. Hierfür sind die Schenkelfedern **26** und **26a** derart gewickelt, daß sie zumindest unter Fliehkrafteinfluß auf das Nachstellelement **17** Kräfte erzeugen, die in Umfangsrichtung entgegengesetzt wirken. Die beiden Schenkelfedern **26**, **26a** können eine oder mehrere Windungen besitzen, weiterhin können diese Schenkelfedern **26**, **26a** unterschiedliche Windungsdurchmesser aufweisen, wie dies in [Fig. 2](#) dargestellt ist, wobei die normalerweise damit verbundenen und auf die Federn **26**, **26a** einwirkenden Fliehkräfte, welche unterschiedlich große Umfangskräfte am Nachstellelement **17** erzeugen würden, durch entsprechende Auslegung der Drahtstärke und/oder der Windungszahl der einzelnen Federn **26**, **26a** zumindest annähernd ausgeglichen werden können. In [Fig. 2](#) ist die Feder **26** radial innerhalb des Nachstellelementes **17** und die Feder **26a** radial außerhalb dieses Nachstellelementes **17** angeordnet. Beide Federn könnten jedoch durch entsprechende Auslegung auch radial innerhalb oder radial außerhalb des Nachstellelementes **17** angeordnet sein.

[0087] In [Fig. 7](#) ist die Schenkelfeder **26** in Draufsicht dargestellt. In entspanntem Zustand der Schenkelfeder **26** sind die Schenkel **27**, **28** um einen Winkel **31** versetzt, der in der Größenordnung zwischen 40 und 120 Grad liegen kann. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist dieser Winkel **31** in der Größenordnung von 85 Grad. Mit **32** ist die relative Lage des Schenkels **27** gegenüber dem Schenkel **28** dargestellt, die dieser bei neuen Reibbelägen **7** in der Reibungskupplung **1** einnimmt. Mit **33** ist diejenige Stellung des Schenkels **27** dargestellt, die den maximal zulässigen Verschleiß an den Reibbelägen **7** entspricht. Der Nachstellwinkel **34** liegt bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel in der Größenordnung von 12 Grad. Die Feder **26** ist derart ausgebildet, daß im entspannten Zustand dieser Feder **26** zwischen den beiden Schenkeln **27**, **28** nur eine Drahtwindung **35** verläuft. Im übrigen Umfangsbereich liegen zwei Drahtwindungen axial übereinander. Die Feder **26a** ist ähnlich wie die Feder **26** ausgebildet, besitzt jedoch einen größeren Wicklungsdurchmesser und eine andere Verspannungsrichtung in bezug auf das Nachstellelement **17** gemäß [Fig. 2](#). Die durch die Feder **26** auf den Nachstellring **17** ausgeübte Kraft ist jedoch größer als die der Feder **26a**.

[0088] Im Neuzustand der Reibungskupplung **1** greifen die Auflauframpen **18** und Gegenauflauframpen

24 bildenden axialen Nocken **18a**, **24a** am weitesten axial ineinander, das bedeutet, daß die aufeinander liegenden Ringe **17** und **25** den geringsten axialen Bauraum benötigen.

[0089] Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß den **Fig. 1** und **Fig. 2** sind die Gegenauflauframpen **24** bzw. die diese bildenden nockenförmigen Ansätze **24a** durch ein eigenes Bauteil gebildet. Die Gegenauflauframpen **24** können jedoch unmittelbar durch das Gehäuse **2** gebildet sein, zum Beispiel durch Anprägen von nockenförmigen Ansätzen, die sich in den Gehäuseraum erstrecken können. Das Anprägen ist insbesondere bei Blechgehäusen bzw. Deckeln vorteilhaft, die einteilig ausgebildet sind.

[0090] Um den Verstellring **17** vor der Montage der Reibungskupplung **1** in seiner zurückgezogenen Lage zu halten, besitzt dieser im Bereich der Nocken **22** Angriffsbereiche **36** für ein Verdreh- bzw. Rückhaltemittel, das sich andererseits am Gehäuse **2** abstützen kann. Derartige Rückhaltemittel können bei der Herstellung bzw. beim Zusammenbau der Reibungskupplung **1** vorgesehen werden und nach der Montage der Reibungskupplung **1** auf das Schwungrad **6** von der Kupplung entfernt werden, wodurch die Nachstelleinrichtung **16** aktiviert wird. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind hierfür im Deckel bzw. Gehäuse **2** in Umfangsrichtung gelegte längliche Ausnehmungen **37** und im Nachstellring **17** eine Vertiefung bzw. ein Absatz **38** vorgesehen. Die in Umfangsrichtung gelegten länglichen Ausnehmungen **37** müssen dabei zumindest eine derartige Erstreckung aufweisen, daß der Nachstellring **17** entsprechend dem größtmöglichen Verschleißnachstellungswinkel zurückgedreht werden kann. Es kann auch nach dem Zusammenbau der Reibungskupplung **1** ein Verdrehwerkzeug axial durch die Schlitz **37** des Deckels hindurchgeführt und in/an die Ausnehmungen **38** des Verstellringes **17** herangeführt werden. Danach kann der Ring **17** mittels des Werkzeuges zurückgedreht werden, so daß dieser in Richtung des radialen Bereiches **2a** des Gehäuses **2** verlagert wird und gegenüber diesem Bereich **2a** seinen geringsten axialen Abstand einnimmt. In dieser Position wird dann der Nachstellring **17** gesichert, zum Beispiel durch eine Klammer oder einen Stift, der in eine fluchtende Ausnehmung des Deckels und des Nachstellringes **17** eingreift und ein Verdrehen dieser beiden Bauteile verhindert. Dieser Stift kann nach der Montage der Reibungskupplung **1** auf das Schwungrad **6** aus der Ausnehmung entfernt werden, so daß, wie bereits erwähnt, die Nachstellvorrichtung **16** freigegeben wird. Die Schlitz **37** im Gehäuse **2** sind derart ausgebildet, daß bei der Demontage bzw. nach der Demontage der Reibungskupplung **1** von dem Schwungrad **6** der Nachstellring **17** in seine zurückgezogene Lage gebracht werden kann. Hierfür wird die Kupplung **1** zunächst ausgerückt, so daß die Betätigungstellerfeder **4** auf die Schwenkauflage **12** kei-

ne Axialkraft ausübt und somit eine einwandfreie Verdrehung des Nachstellringes **17** gewährleistet ist.

[0091] Eine weitere Möglichkeit, die Bauteile der an einer Brennkraftmaschine bereits befestigten Reibungskupplung **1** in eine funktionsgerechte Lage zu bringen, besteht darin, das Nachstellelement bzw. den Nachstellring **17** erst nach der Montage an die Brennkraftmaschine bzw. an das Schwungrad derselben zurückzudrehen bzw. zurückzustellen. Hierfür kann z. B. über ein Hilfswerkzeug die Reibungskupplung **1** betätigt und der dann praktisch entlastete Ring **17** in seine gegenüber der Druckplatte zurückgezogene Lage verstellt werden. Danach wird die Reibungskupplung **1** wieder eingekuppelt, so daß der Ring **17** diese zurückgezogene Lage zunächst beibehält.

[0092] Das ringförmige Nachstellelement **17** bzw. der Abstützring **25** können auch jeweils zwei in radialer Richtung versetzte, in Umfangsrichtung sich erstreckende und axial ansteigende Sätze von Auflauframpen besitzen, die jeweils über den Umfang dieser Bauteile verteilt sind. Die radial inneren Auflauframpen können dabei gegenüber den radial außen angeordneten Auflauframpen in Umfangsrichtung versetzt, und zwar in etwa um die Hälfte einer Rampenlänge bzw. einer Rampenteilung sein. Durch die in Umfangsrichtung versetzten Rampen wird gewährleistet, daß eine einwandfreie zentrische Führung zwischen dem Nachstellelement **17** und dem Abstützring **25** erzielt wird.

[0093] Im Zusammenhang mit den in die Diagramme gemäß den **Fig. 8** bis **Fig. 11** eingetragenen Kennlinien sei nun die Funktionsweise der vorbeschriebenen Reibungskupplung **1** näher erläutert.

[0094] Die Linie **40** in **Fig. 8** zeigt die in Abhängigkeit von der Konizitätsveränderung der Tellerfeder **4** erzeugte Axialkraft, und zwar bei Verformung der Tellerfeder **4** zwischen zwei Abstützungen, deren radialer Abstand dem radialen Abstand zwischen der Schwenklagerung **5** und dem radial äußeren Abstützdurchmesser **3a** an der Druckscheibe **3** entspricht. Auf der Abszisse ist der relative Axialweg zwischen den beiden Auflagen und auf der Ordinate die von der Tellerfeder erzeugte Kraft dargestellt. Der Punkt **41** repräsentiert die Planlage der Tellerfeder, die zweckmäßigerweise als Einbaulage der Tellerfeder **4** bei geschlossener Kupplung **1** gewählt wird, also die Lage, bei der die Tellerfeder **4** für die entsprechende Einbaulage die maximale Anpreßkraft auf die Druckscheibe **3** ausübt. Der Punkt **41** kann durch Änderung der konischen Einbaulage also der Aufstellung der Tellerfeder **4** entlang der Linie **40** nach oben oder nach unten verschoben werden.

[0095] Die Linie **42** stellt die von den Belagfedersegmenten **10** aufgebrachte axiale Spreizkraft, wel-

che zwischen den beiden Reibbelägen **7** wirkt, dar. Diese axiale Spreizkraft wirkt der von der Tellerfeder **4** auf die Druckscheibe **3** ausgeübten Axialkraft entgegen. Vorteilhaft ist es, wenn die für die mögliche elastische Verformung der Federsegmente **10** erforderliche Axialkraft wenigstens der von der Tellerfeder **4** auf die Druckscheibe **3** ausgeübten Kraft entspricht. Beim Ausrücken der Reibungskupplung **1** entspannen sich die Federsegmente **10**, und zwar über den Weg **43**. Über diesen, auch einer entsprechenden axialen Verlagerung der Druckscheibe **3** entsprechenden Weg **43** wird der Ausrückvorgang der Kupplung **1** unterstützt, das bedeutet also, daß eine geringere maximale Ausrückkraft aufgebracht werden muß, als diejenige, welche dem Einbaupunkt **41** bei Nichtvorhandensein der Belagfedersegmente **10** entsprechen würde (bei Nichtvorhandensein einer Belagfederung). Bei Überschreitung des Punktes **44** werden die Reibbeläge **7** freigegeben, wobei aufgrund des degressiven Kennlinienbereiches der Tellerfeder **4** die dann noch aufzubringende Ausrückkraft erheblich verringert ist gegenüber der, welche dem Punkt **41** entsprechen würde. Die Ausrückkraft für die Kupplung **1** nimmt solange ab, bis das Minimum bzw. der Talpunkt **45** der sinusartigen Kennlinie **40** erreicht ist. Bei Überschreitung des Minimum **45** steigt die erforderliche Ausrückkraft wieder an, wobei der Ausrückweg im Bereich der Zungenspitzen **4c** derart gewählt ist, daß selbst bei Überschreitung des Minimum **45** die Ausrückkraft nicht die am Punkt **44** anstehende maximale Ausrückkraft überschreitet, vorzugsweise unterhalb dieser bleibt. Es soll also der Punkt **46** nicht überschritten werden.

[0096] Die als Kraftsensor dienende Feder **13** hat einen Weg-Kraft-Verlauf entsprechend der Linie **47** der **Fig. 9**. Diese Kennlinie **47** entspricht derjenigen, welche erzeugt wird, wenn das tellerfederartige Bauteil **13** aus der entspannten Lage in seiner Konizität verändert wird, und zwar zwischen zwei Schwenkauflagen, die einen radialen Abstand besitzen, der dem radialen Abstand zwischen den Schwenkauflagen **11** und **14** entspricht. Wie die Kennlinie **47** zeigt, besitzt das tellerfederartige Bauteil **13** einen Federweg **48**, über den die von ihr erzeugte Axialkraft praktisch konstant bleibt. Die in diesem Bereich **48** erzeugte Kraft ist dabei derart gewählt, daß diese der im Punkt **44** der **Fig. 8** anstehenden Ausrückkraft der Kupplung zumindest annähernd entspricht. Die von der Sensorfeder **13** aufzubringende Abstützkraft ist gegenüber der dem Punkt **44** entsprechenden Kraft der Tellerfeder **4** entsprechend der Hebelübersetzung dieser Tellerfeder **4** verringert. Dieses Übersetzungsverhältnis liegt in den meisten Fällen in der Größenordnung zwischen 1:3 bis 1:5, kann jedoch für manche Anwendungsfälle auch größer oder kleiner sein.

[0097] Die erwähnte Tellerfederübersetzung entspricht dem Verhältnis zwischen dem radialen Abstand der Schwenklagerung **5** zur Abstützung **3a** und

dem radialen Abstand der Schwenklagerung **5** zum Anlagedurchmesser **4c**, z. B. für ein Ausrücklager.

[0098] Die Einbaulage des tellerfederartigen Elements **13** in der Reibungskupplung **1** ist derart gewählt, daß dieses im Bereich der Schwenklagerung **5** einen axialen Federweg in Richtung der Reibbeläge **7** durchfahren kann, der sowohl zumindest dem axialen Nachstellweg der Druckscheibe **3** in Richtung der Gegendruckplatte **6** entspricht, welcher infolge des Reibflächen- und Reibbelagverschleißes entsteht, als auch eine zumindest annähernd konstante axiale Abstützkraft für die Schwenklagerung **5** gewährleistet. Das bedeutet, daß der lineare Bereich **48** der Kennlinie **47** zumindest eine Länge haben sollte, die dem erwähnten Verschleißweg entspricht, vorzugsweise größer als dieser Verschleißweg ist, da dadurch auch Einbautoleranzen zumindest teilweise ausgeglichen werden können.

[0099] Um einen praktisch gleichbleibenden bzw. definierten Freigabepunkt **44** der Reibbeläge **7** beim Ausrücken der Reibungskupplung **1** zu erhalten, kann eine sogenannte Doppelsegmentbelagfederung zwischen den Reibbelägen **7** verwendet werden, also eine Belagfederung, bei der paarweise einzelne Federsegmente Rücken an Rücken vorgesehen sind, wobei die einzelnen Paare von Segmenten eine gewisse axiale Vorspannung relativ zueinander aufweisen können. Durch Vorspannung der zwischen den Belägen vorgesehenen Federmittel kann erzielt werden, daß die über die Betriebsdauer auftretenden Einbettungsverluste der Segmente in die Rückseite der Beläge zumindest im wesentlichen ausgeglichen bzw. kompensiert werden. Unter Einbettungsverlusten sind die Verluste zu verstehen, welche durch Einarbeitung der Segmente in die Rückseite der Beläge entstehen. Durch eine entsprechende Begrenzung des axialen Federwegs zwischen den beiden Reibbelägen **7** sowie durch eine definierte Vorspannung der zwischen den Reibbelägen wirksamen Federung kann weiterhin erzielt werden, daß beim Ausrücken der Reibungskupplung **1** die Druckplatte **3** über einen definierten Weg **43** durch die zwischen den Belägen vorgesehene Federung zurückgedrängt wird. Um einen definierten Weg **43** zu erhalten, kann der axiale Weg zwischen den Reibbelägen durch entsprechende Anschläge sowohl in Entspannungsrichtung als auch in Verspannungsrichtung der Belagfederung **10** begrenzt werden. Als Belagfederungen können die in Verbindung mit der vorliegenden Erfindung in vorteilhafter Weise solche eingesetzt werden, wie sie z. B. durch die Patentanmeldung P 42 06 880.0, welche ausdrücklich zum Inhalt und Gegenstand der vorliegenden Anmeldung hinzugenommen sei, bekannt geworden sind.

[0100] In **Fig. 10** zeigt die Linie **49** den Kraftbedarf zum Ausrücken der Kupplung durch ein am Bereich **4c** der Tellerfeder angreifendes Ausrückelement, um

die Druckplatte vom Punkt **41** zum Punkt **44** (**Fig. 8**) zu bewegen. Die Linie **49** zeigt weiterhin den Weg der Zungenspitzen der Tellerfeder im Bereich **4c**.

[0101] Um eine optimale Funktion der Reibungskupplung **1** bzw. der einen automatischen Ausgleich des Belagverschleißes gewährleistenden Nachstellvorrichtung sicherzustellen, ist es sinnvoll, daß – über den tatsächlich auftretenden Ausrückkraftverlauf **49** gemäß **Fig. 10** betrachtet – die zunächst durch die Belagfederung **10** und die Sensorfeder **13** auf die Tellerfeder **4** ausgeübten und sich addierenden Kräfte größer sind als die von der Tellerfeder **4** auf die Auflage **11** ausgeübte Kraft. Auch nach dem Abheben der Druckscheibe **3** von den Reibbelägen **7** soll dann die noch von der Sensorfeder **13** auf die Tellerfeder **4** ausgeübte Kraft größer sein, zumindest jedoch gleich groß, als die im Bereich **4c** der Tellerfederzungen spitzen angreifende und sich entsprechend **Fig. 10** über den Ausrückweg erforderliche und verändernde Ausrückkraft (gemäß Linie **49**). Die dabei von der Sensortellerfeder **13** auf die Auflage **11** ausgeübte Kraft soll weiterhin so bemessen sein, daß ein Verdrehen des unter der Kraft der Feder **26** stehenden Ringes **17** und damit eine axiale Verlagerung der Tellerfeder verhindert wird, zumindest annähernd bis der der Einbaulage der Tellerfeder entsprechende Punkt **41** des ansteigenden Astes der Kennlinie **40** nicht überschritten ist.

[0102] Die bisherige Betrachtung entspricht einer ganz bestimmten Einbaulage der Tellerfeder **4**, und es wurde noch kein Verschleiß an den Reibbelägen **7** berücksichtigt.

[0103] Bei axialem Verschleiß, z. B. der Reibbeläge **7**, verlagert sich die Position der Druckscheibe **3** in Richtung der Gegendruckplatte **6**, wodurch eine Veränderung der Konizität der Tellerfeder (die Zungenspitzen **4c** wandern, vom Betrachter aus gesehen, nach rechts) und somit auch eine Veränderung der von der Tellerfeder im eingerückten Zustand der Reibungskupplung **1** aufgebrachten Anpreßkraft entsteht, und zwar im Sinne einer Zunahme. Diese Veränderung bewirkt, daß der Punkt **41** in Richtung Punkt **41'** wandert, und der Punkt **44** in Richtung des Punktes **44'**. Durch diese Veränderung wird das beim Ausrücken der Kupplung **1** ursprünglich vorhandene Kräftegleichgewicht im Bereich der Schwenkauflage **11** zwischen der Betätigungstellerfeder **4** und der Sensorfeder **13** gestört. Die durch den Belagverschleiß verursachte Erhöhung der Tellerfederanpreßkraft für die Druckscheibe **3** bewirkt auch eine Verschiebung des Verlaufes der Ausrückkraft im Sinne einer Zunahme. Der dadurch entstehende Ausrückkraftverlauf ist in **Fig. 10** durch die strichlierte Linie **50** dargestellt. Durch die Erhöhung des Ausrückkraftverlaufes wird während des Ausrückvorganges der Reibungskupplung **1** die von der Sensorfeder **13** auf die Tellerfeder **4** ausgeübte Axialkraft über-

wunden, so daß die Sensorfeder **13** im Bereich der Schwenklagerung **5** um einen axialen Weg nachgibt, der im wesentlichen dem Verschleiß der Reibbeläge **7** entspricht. Während dieser Durchfederungsphase der Sensorfeder **13** stützt sich die Tellerfeder **4** am Beaufschlagungsbereich **3a** der Druckscheibe **3** ab, so daß die Tellerfeder **4** ihre Konizität verändert und somit auch die in dieser gespeicherten Energie bzw. das in dieser gespeicherte Drehmoment und demzufolge auch die durch die Tellerfeder **4** auf die Schwenkauflage **11** bzw. die Sensorfeder **13** und auf die Druckscheibe **3** ausgeübte Kraft. Diese Veränderung erfolgt, wie dies im Zusammenhang mit **Fig. 8** erkennbar ist im Sinne einer Verringerung der von der Tellerfeder **4** auf die Druckplatte **3** aufgebrachten Kräfte. Diese Veränderung findet solange statt, bis die von der Tellerfeder **4** im Bereich der Schwenkauflage **11** auf die Sensorfeder **13** ausgeübte Axialkraft im Gleichgewicht ist mit der von der Sensorfeder **13** erzeugten Gegenkraft. Das bedeutet, daß in dem Diagramm gemäß **Fig. 8** die Punkte **41'** und **44'** wieder in Richtung der Punkte **41** und **44** wandern. Nachdem dieses Gleichgewicht wieder hergestellt ist, kann die Druckscheibe **3** wieder von den Reibbelägen **7** abheben. Während dieser Nachstellphase des Verschleißes, während also bei einem Ausrückvorgang der Reibungskupplung **1** die Sensorfeder **13** nachgibt, wird das Nachstellelement **17** der Nachstellvorrichtung **16** durch die vorgespannte Feder **26** verdreht, wodurch auch die Schwenkauflage **12** entsprechend dem Belagverschleiß nachwandert, und somit wieder eine spielfreie Schwenklagerung **5** der Tellerfeder **4** gewährleistet ist. Nach dem Nachstellvorgang entspricht der Ausrückkraftverlauf wiederum der Linie **49** gemäß **Fig. 10**. Die Linien **50** und **51** der **Fig. 10** repräsentieren den axialen Weg der Druckscheibe **3** bei einem Ausrückkraft-Weg-Verlauf entsprechend den Linien **49**, **50**.

[0104] Im Diagramm gemäß **Fig. 11** ist der Kräfteverlauf über den Ausrückweg der bei einem Ausrückvorgang auf das Gehäuse **2** bzw. auf die Tellerfeder **13** ausgeübten Kraft dargestellt, wobei die Extremwerte gekappt wurden. Ausgehend von der eingerückten Stellung gemäß **Fig. 1** wirkt auf das Gehäuse **2** und somit auch auf die Druckscheibe **3** zunächst eine Kraft, die dem Einbaupunkt **41** (**Fig. 8**) der Tellerfeder **4** entspricht. Während des Ausrückvorganges nimmt die durch die Tellerfeder **4** auf das Gehäuse **2** bzw. die Schwenkauflage **12** ausgeübte Axialkraft entsprechend der Linie **52** der **Fig. 11** ab, und zwar bis zu dem Punkt **53**. Bei Überschreitung des Punktes **53** in Ausrückrichtung würde bei einer konventionellen Kupplung, bei der die Tellerfeder axial fest am Gehäuse schwenkbar gelagert ist, also die Schwenkauflage **11** axial unnachgiebig mit dem Gehäuse **2** verbunden wäre, eine axiale Richtungsumkehrung der Krafteinwirkung durch die Tellerfeder **4** auf das Gehäuse **2** auf radialer Höhe der Schwenklagerung **5** stattfinden. Bei der erfindungsgemäßen

Kupplung wird im Bereich der Schwenklagerung **5** die durch die axiale Umkehrung der durch die Tellerfeder **4** im Bereich der Schwenklagerung **5** erzeugte Kraft durch die Sensorfeder **13** abgefangen. Bei Erreichen des Punktes **54** hebt die Tellerfeder **4** von dem Beaufschlagungsbereich **3a** der Druckscheibe **3** ab. Bis zumindest zu diesem Punkt **54** wird der Ausrückvorgang der Reibungskupplung **1** durch die von der Belagfederung **10** aufgebrachte Axialkraft unterstützt, weil sie entgegen der Tellerfederkraft wirkt. Die von der Belagfederung **10** aufgebrachte Kraft nimmt dabei mit zunehmendem Ausrückweg im Bereich **4c** der Zungenspitzen bzw. mit zunehmendem axialen Ausrückhub der Druckscheibe **3** ab. Die Linie **52** stellt also eine resultierende der über den Ausrückvorgang betrachteten, einerseits im Zungenspitzenbereich **4c** einwirkenden Ausrückkraft und andererseits der im radialen Bereich **3a** auf die Tellerfeder **4** durch die Belagfederung **10** ausgeübten Axialkraft dar. Bei Überschreitung des Punktes **54** in Ausrückrichtung wird die von der Tellerfeder **4** auf die Schwenkauflage **11** ausgeübte Axialkraft durch die von der Sensortellerfeder **13** aufgebrachte Gegenkraft abgefangen, wobei diese beiden Kräfte zumindest nach Entlastung der Reibbeläge **7** durch die Druckscheibe **3** im Gleichgewicht sind und bei Fortsetzung des Ausrückvorganges die von der Sensorfeder **13** im Bereich der Schwenklagerung **5** aufgebrachte Axialkraft vorzugsweise etwas größer wird als die anstehende Ausrückkraft. Der Teilbereich **55** der Kennlinie **52** des Diagramms gemäß [Fig. 11](#) zeigt, daß mit zunehmendem Ausrückweg die Ausrückkraft bzw. die von der Tellerfeder **4** auf die Schwenkauflage **11** ausgeübte Kraft kleiner wird gegenüber der am Punkt **54** anstehenden Ausrückkraft. Die strichlierte Linie **56** entspricht einem Zustand der Reibungskupplung **1**, bei dem im Bereich der Reibbeläge **7** ein Verschleiß aufgetreten ist, jedoch noch keine Nachstellung im Bereich der Schwenklagerung **5** erfolgt ist. Auch hier ist erkennbar, daß die durch den Verschleiß verursachte Änderung der Einbaulage der Tellerfeder **4** eine Erhöhung der auf das Gehäuse **2** und auf die Schwenkauflage **11** bzw. auf die Sensorfeder **13** ausgeübten Kräfte bewirkt. Dies hat insbesondere zur Folge, daß der Punkt **54** in Richtung des Punktes **54'** wandert, was bewirkt, daß beim erneuten Ausrückvorgang der Reibungskupplung **1** die von der Tellerfeder **4** auf die Sensorfeder **13** im Bereich der Schwenkauflage **11** ausgeübten Axialkraft größer ist als die Gegenkraft der Sensorfeder **13**, wodurch der bereits beschriebene Nachstellvorgang durch axiales Ausfedern der Sensorfeder **13** erfolgt. Durch den durch die Feder **26** bewirkten Nachstellvorgang, also durch die Verdrehung des Ringes **17** und die axiale Verlagerung der Auflage **12** wird der Punkt **54'** wieder in Richtung des Punktes **54** verlagert, wodurch der gewünschte Gleichgewichtszustand im Bereich der Schwenklagerung **5** zwischen der Tellerfeder **4** und der Sensorfeder **13** wieder hergestellt ist.

[0105] In der Praxis findet die beschriebene Nachstellung kontinuierlich bzw. in sehr kleinen Schritten statt, so daß die zum besseren Verständnis der Erfindung in den Diagrammen dargestellten großen Punkteverschiebungen und Kennlinienverschiebungen normalerweise nicht auftreten.

[0106] Es können über die Betriebszeit der Reibungskupplung **1** sich einige Funktionsparameter bzw. Betriebspunkte verändern. So kann zum Beispiel durch eine unsachgemäße Betätigung der Reibungskupplung **1** eine Überhitzung der Belagfederung **10** erfolgen, die ein Setzen, also eine Verringerung der axialen Federung der Belagfederung bzw. Belagsegmente **10** zur Folge haben kann. Durch eine entsprechende Auslegung der Kennlinie **40** der Tellerfeder **4** und entsprechende Anpassung des Verlaufes **47** der Sensorfeder **13** kann jedoch eine betriebs-sichere Funktion der Reibungskupplung gewährleistet werden. Ein axiales Setzen der Belagfederung **10** hätte lediglich zur Folge, daß die Tellerfeder **4** eine gegenüber der in [Fig. 1](#) dargestellten Lage durchgedrücktere Lage einnehmen würde, wobei die von der Tellerfeder **4** auf die Druckscheibe ausgeübte Anpreßkraft etwas geringer wäre, wie dies im Zusammenhang mit der Kennlinie **40** gemäß [Fig. 8](#) erkennbar ist. Weiterhin würde eine entsprechende axiale Verformung der Sensorfeder **13** und damit eine entsprechende axiale Verlagerung der Schwenkauflage **11** erfolgen.

[0107] Gemäß einem weiteren erfinderischen Gedanken kann die auf die Betätigungstellerfeder **4** einwirkende resultierende Abstützkraft mit zunehmendem Verschleiß der Reibbeläge **7** ansteigen. Der Anstieg kann dabei auf einen Teilbereich des insgesamt maximal zugelassenen Verschleißweges der Reibbeläge **7** begrenzt sein. Der Anstieg der Abstützkraft für die Betätigungstellerfeder **4** kann dabei durch entsprechende Auslegung der Sensorfeder **13** erfolgen. In [Fig. 9](#) ist strichliert und mit dem Bezugszeichen **47a** gekennzeichnet ein entsprechender Kennlinienverlauf über den Bereich **48** dargestellt. Durch einen Anstieg der Abstützkraft für die Betätigungstellerfeder **4** mit zunehmendem Verschleiß kann ein Anpreßkraftabfall der Betätigungstellerfeder **4** für die Druckplatte **3**, bedingt durch eine Abnahme der Belagfederung, z. B. durch Einbettung der Segmente in die Beläge, zumindest teilweise kompensiert werden. Besonders vorteilhaft kann es dabei sein, wenn die Abstützkraft für die Betätigungstellerfeder **4** proportional zum Setzen der Belagfederung bzw. proportional zur Segmenteinbettung in die Beläge ansteigt. Dies bedeutet, daß mit Verringerung der Scheibendicke im Bereich der Beläge, also Verkleinerung des Abstandes zwischen den Reibflächen der Beläge infolge der Segmenteinbettung und/oder eines Setzens der Belagfederung und/oder des Belagverschleißes, die erwähnte Abstützkraft ansteigen soll. Besonders vorteilhaft ist es dabei, wenn der Kraftanstieg derart er-

folgt, daß dieser über einen ersten Teilbereich größer ist als in einem sich daran anschließenden zweiten Teilbereich, wobei die beiden Teilbereiche sich innerhalb des Bereiches 48 gemäß Fig. 9 befinden. Letztere Auslegung ist vorteilhaft, weil der größte Teil der erwähnten Einbettung zwischen den Federsegmenten und den Belägen hauptsächlich innerhalb eines gegenüber der gesamten Lebensdauer der Reibungskupplung geringen Zeitraumes erfolgt und danach die Verhältnisse zwischen den Federsegmenten und den Reibbelägen sich praktisch stabilisieren. Das bedeutet, daß ab einer bestimmten Einbettung keine wesentliche Änderung bezüglich der Einbettung mehr stattfindet. Ein Anstieg der Abstützkraft für die Betätigungstellerfeder kann auch über wenigstens einen Teil des Abriebverschleißes der Reibbeläge erfolgen.

[0108] Bei der vorangegangenen Beschreibung des Nachstellvorganges zum Ausgleich des Reibbelagverschleißes wurden die durch die Blattfeder 9 eventuell aufgebrachten Axialkräfte nicht berücksichtigt. Bei einer Vorspannung der Blattfedern 9 im Sinne eines Abhubes der Druckscheibe 3 von dem entsprechenden Reibbelag 7, also im Sinne einer Anpressung der Druckscheibe 3 gegen die Tellerfeder 4 findet eine Unterstützung des Ausrückvorganges statt. Es überlagert sich die von den Blattfedern 9 aufgebrachte Axialkraft mit den von der Sensorfeder 13 und der Tellerfeder 4 aufgebrachten Kräften sowie mit der Ausrückkraft. Dies wurde des besseren Verständnisses wegen bei der Beschreibung der Diagramme gemäß den Fig. 8 bis Fig. 11 bisher nicht berücksichtigt. Die die Betätigungstellerfeder 4 im ausgerückten Zustand der Reibungskupplung 1 gegen die deckelseitige Abwälzauflage 12 beaufschlagende Gesamtkraft ergibt sich durch Addition der Kräfte, welche hauptsächlich durch die Blattfederelemente 9, durch die Sensorfeder 13 und durch die vorhandene Ausrückkraft auf die Betätigungstellerfeder 4 ausgeübt werden. Die Blattfederelemente 9 können dabei derart zwischen dem Deckel 2 und der Druckplatte 3 verbaut sein, daß mit zunehmendem Verschleiß der Reibbeläge 7 die durch die Blattfedern 9 auf die Betätigungstellerfeder 4 ausgeübte Axialkraft größer wird. So kann z. B. über den Weg 48 gemäß Fig. 9 und somit auch über den Verschleißausgleichsweg der Nachstellvorkehrung 16 die von den Blattfedern 9 aufgebrachte axiale Kraft einen Verlauf gemäß der Linie 47b aufweisen. Aus Fig. 9 ist auch zu entnehmen, daß mit zunehmender Durchfederung der Sensorfeder 13 die von den Blattfedern 9 auf die Druckplatte 3 ausgeübte Rückstellkraft, welche auch auf die Betätigungstellerfeder 4 wirkt, zunimmt. Durch Addition des Kraftverlaufes gemäß den Kennlinien 47b und der Tellerfederkennlinie ergibt sich der resultierende Kraftverlauf, welcher axial auf die Tellerfeder 4 einwirkt, und zwar im Sinne eines Andrückens der Tellerfeder 4 gegen die deckelseitige Schwenkauflage 12. Um einen Verlauf gemäß der

Linie 47a zu erhalten, wobei zu Beginn des Verstellbereiches 47d zunächst ein anfänglicher Kraftanstieg vorhanden ist, der in einen etwa konstanten Kraftbereich übergeht, ist es zweckmäßig, die Sensortellerfeder derart auszulegen, daß sie einen Kennlinienverlauf entsprechend der Linie 47c der Fig. 9 aufweist. Durch Addition des Kraftverlaufes gemäß Linie 47c und des Kraftverlaufes gemäß der Linie 47b ergibt sich dann der Kraftverlauf gemäß Linie 47a. Es kann also durch eine entsprechende Vorspannung der Blattfedern 9 die von der Sensorfeder aufzubringende Abstützkraft bzw. der Abstützkraftverlauf reduziert werden. Durch entsprechende Ausgestaltung und Anordnung der Blattfederelemente 9 kann ebenfalls eine Abnahme der Belagfederung und/oder eine Einbettung der Belagfedersegmente in die Beläge zumindest teilweise kompensiert werden. Es kann also dadurch gewährleistet werden, daß die Tellerfeder 4 im wesentlichen den gleichen Betriebspunkt bzw. den gleichen Betriebsbereich beibehält, so daß die Tellerfeder 4 über die Lebensdauer der Reibungskupplung im wesentlichen eine zumindest annähernd konstante Anpreßkraft auf die Druckplatte 3 ausübt. Weiterhin muß bei der Auslegung der Reibungskupplung, insbesondere der Sensorfeder 13 und/oder der Blattfedern 9, die durch die auf das Nachstellelement 17 einwirkenden Nachstellfedern 26 und/oder 26a erzeugte resultierende Axialkraft, welche der Sensorfeder 13 und/oder den Blattfedern 9 entgegenwirkt, berücksichtigt werden.

[0109] Bei einer Auslegung der Reibungskupplung 1 mit vorgespannten Blattfedern 9 muß noch berücksichtigt werden, daß durch die Vorspannung der Blattfedern 9 die von der Druckplatte 3 auf die Reibbeläge 7 ausgeübte Axialkraft beeinflusst wird. Das bedeutet also, daß bei einer Vorspannung der Blattfedern 9 in Richtung der Betätigungstellerfeder 4 die von der Tellerfeder 4 aufgebrachte Anpreßkraft um die Vorspannkraft der Blattfedern 9 verringert ist. Es bildet sich also bei einer derartigen Reibungskupplung 1 ein resultierender Anpreßkraftverlauf für die Druckplatte 3 bzw. für die Reibbeläge 7, der sich durch Überlagerung des Anpreßkraftverlaufes der Tellerfeder 4 mit dem Verspannungsverlauf der Blattfedern 9 ergibt. Unter der Annahme, daß – über den Betriebsbereich der Reibungskupplung 1 betrachtet – die Kennlinie 40 gemäß Fig. 8 den resultierenden Kraftverlauf aus Betätigungstellerfeder 4 und vorgespannten Blattfedern 9 im Neuzustand der Reibungskupplung 1 darstellt, sich mit Verringerung des Abstandes zwischen der Druckplatte 3 und der Gegendruckplatte 6 infolge von Belagverschleiß eine Verschiebung des resultierenden Verlaufes im Sinne einer Reduzierung ergeben würde. In Fig. 8 ist strichliert eine Linie 40a dargestellt, die beispielsweise einem Gesamtbelagverschleiß von 1,5 mm entspricht. Durch diese über die Lebensdauer der Reibungskupplung auftretende Verschiebung der Linie 40 in Richtung der Linie 40a verringert sich die beim Aus-

rücken der Reibungskupplung **1** durch die Tellerfeder **4** auf die Sensorfeder **13** ausgeübte Axialkraft, und zwar aufgrund des mit zunehmendem Verschleiß durch die Blattfedern **9** auf die Tellerfeder **4** ausgeübten Gegenmomentes. Dieses Gegenmoment ist aufgrund des radialen Abstandes zwischen der Schwenkklagerung **5** und dem Beaufschlagungsdurchmesser **3a** zwischen Betätigungstellerfeder **4** und Druckplatte **3** vorhanden.

[0110] Die in den [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) dargestellte Reibungskupplung **101** unterscheidet sich im wesentlichen gegenüber der in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) dargestellten Reibungskupplung **1** dadurch, daß der Nachstellring **117** durch Schraubenfedern **126** in Umfangsrichtung belastet ist. Bezüglich seiner Funktion und Wirkungsweise bezüglich des Verschleißausgleiches der Reibbeläge entspricht der Nachstellring **117** dem Nachstellring **17** gemäß den [Fig. 2](#) bis [Fig. 4](#). Bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind drei Schraubenfedern **126** vorgesehen, die über den Umfang gleichmäßig verteilt und zwischen Kupplungsgehäuse **2** und Nachstellring **117** vorgespannt sind.

[0111] Wie insbesondere aus [Fig. 14](#) hervorgeht, besitzt der Nachstellring **117** am Innenumfang radiale Vorsprünge bzw. Abstufungen **127**, an denen sich die bogenförmig angeordneten Schraubenfedern **126** mit einem ihrer Enden zur Beaufschlagung des Nachstellringes **117** in Umfangsrichtung abstützen können. Die anderen Endbereiche der Federn **126** stützen sich an vom Kupplungsgehäuse **2** getragenen Anschlägen **128** ab. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind diese Anschläge **128** durch schraubenähnliche Verbindungselemente gebildet, welche mit dem Deckel **2** verbunden sind. Diese Anschläge **128** können jedoch auch durch axiale Anformungen, die einteilig mit dem Kupplungsgehäuse **2** ausgestaltet sind, gebildet sein. So können z. B. die Anschläge **128** durch aus einem Blechgehäuse **2** axial herausgeformte Anprägungen oder Laschen gebildet sein. Wie insbesondere aus den [Fig. 13](#) und [Fig. 14](#) zu entnehmen ist, kann der Ring **117** am Innenumfang derart ausgebildet werden, daß zumindest im wesentlichen im Bereich der Erstreckung der Federn **126** und vorzugsweise auch über den zur Nachstellung des Verschleißes erforderlichen Verdrehwinkel des Ringes **117** bzw. über den Entspannungsweg der Federn **126** eine Führung **129** vorhanden ist, die eine axiale Halterung und radiale Abstützung der Federn **126** gewährleistet. Die Federführungen **129** sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch, im Querschnitt betrachtet, im wesentlichen halbkreisartig ausgebildete Vertiefungen gebildet, deren Begrenzungsflächen im wesentlichen an den Querschnitt der Schraubenfedern **126** angepaßt sind.

[0112] Eine derartige Ausgestaltung hat den Vorteil, daß bei drehender Reibungskupplung eine einwandfreie Führung der Federn **126** gegeben ist, so daß diese axial nicht ausweichen können. Zur zusätzlichen Sicherung der Schraubenfedern **126** kann, wie dies in [Fig. 13](#) dargestellt ist, der Deckel **2** an seinem radial inneren Randbereich axiale Anformungen **130** besitzen, welche die Federn **126** in Achsrichtung überlappen. Anstatt einzelner Anformungen **130** kann der Deckel **2** auch einen über den Umfang durchlaufenden und axialen Innenrand **130** besitzen. Der Innenrand **130** kann zur Begrenzung der Entspannung der Tellerfeder **4** dienen.

[0113] Eine Führung der Nachstellfedern **126** gemäß den [Fig. 12](#) bis [Fig. 14](#) hat den Vorteil, daß bei sich drehender Kupplungseinheit **1** die Einzelwindungen der Federn **126** sich unter Fliehkrafteinwirkung an dem Nachstellring **117** radial abstützen können, wobei die von den Federn **126** in Umfangsrichtung aufgebrauchten Verstellkräfte infolge der zwischen den Federwindungen und dem Nachstellring **117** erzeugten Reibwiderstände verringert oder gar vollständig aufgehoben werden. Die Federn **126** können sich also bei Rotation der Reibungskupplung **101** (infolge der die Federwirkung unterdrückenden Reibkräfte) praktisch starr verhalten. Dadurch kann erzielt werden, daß wenigstens bei Drehzahlen oberhalb der Leerlaufdrehzahl der Brennkraftmaschine der Nachstellring **117** nicht durch die Federn **126** verdreht werden kann. Dadurch kann erzielt werden, daß ein Ausgleich des Reibbelagverschleißes nur bei Betätigung der Reibungskupplung **101** bei Leerlaufdrehzahl bzw. zumindest annähernd bei Leerlaufdrehzahl stattfindet. Die Blockierung des Nachstellringes **117** kann jedoch auch derart erfolgen, daß nur bei stillstehender Brennkraftmaschine, also sich nicht drehender Reibungskupplung **101** eine Nachstellung aufgrund des Belagverschleißes stattfinden kann.

[0114] Eine Blockierung des Nachstellvorganges bei Rotation der Reibungskupplung **1** bzw. bei Überschreitung einer bestimmten Drehzahl kann auch bei einer Ausführungsform gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) von Vorteil sein. Hierfür können beispielsweise am Gehäuse **2** Mittel vorgesehen werden, die unter Fliehkrafteinwirkung am Nachstellelement **17** eine Verdrehsicherung bewirken, und zwar entgegen der durch die Schenkelfeder **26** und/oder **26a** erzeugten Verstellkraft. Die Blockiermittel können dabei durch mindestens ein unter Fliehkrafteinwirkung radial nach außen drängbares Gewicht gebildet sein, das sich beispielsweise am Innenrand des Ringes **17** abstützt und dort eine Reibung erzeugen kann, die am Ring **17** ein Haltemoment hervorruft, das größer ist als das von den Verstellfedern auf den Ring **17** ausgeübte Verdrehmoment.

[0115] Zur radialen Abstützung zumindest eines Teilbereiches der Erstreckung der Federn **126** kön-

nen auch vom Gehäuse **2** getragene Abstützmittel vorgesehen werden. Diese Abstützmittel können bei der Ausführungsform gemäß den [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) mit den Anschlägen **128** einteilig ausgebildet sein. Hierfür können die Anschläge **128** winkelförmig ausgebildet sein, so daß sie jeweils einen sich in Umfangsrichtung erstreckenden Bereich besitzen, der sich zumindest über einen Teilabschnitt der Erstreckung einer Feder **126** in diese hineinerstreckt. Dadurch kann zumindest ein Teil der Federwindungen geführt und zumindest in radialer Richtung abgestützt werden.

[0116] Wie aus [Fig. 13](#) zu entnehmen ist, ist der in [Fig. 2](#) vorgesehene Drahttring **11** entfallen und durch im Zungenspitzenbereich der Sensorfeder **113** angebrachte Anformungen **111** ersetzt worden. Hierfür sind die Zungen **113c** im Bereich ihrer Spitzen auf ihrer der Betätigungstellerfeder **4** zugewandten Seite ballig ausgebildet.

[0117] In den [Fig. 15](#) bis [Fig. 17](#) ist eine weitere Ausführungsvariante einer erfindungsgemäßen Verschleißnachstellung dargestellt, bei der anstatt eines ringförmigen Nachstellringes einzelne Nachstellelemente **217** verwendet sind. Diese Nachstellelemente sind über den Umfang des Deckels **202** gleichmäßig verteilt. Die Nachstellelemente **217** sind durch knopf- bzw. scheibenförmige Bauteile gebildet, die eine sich in Umfangsrichtung erstreckende und axial ansteigende Auflauframpe **218** besitzen. Die ringförmigen Nachstellelemente **217** besitzen eine zentrale Ausnehmung bzw. Bohrung **219**, durch welche sich die vom Deckel getragenen axialen stiftartigen Ansätze **215a** erstrecken, so daß die ringförmigen Nachstellelemente **218** drehbar auf diesen Ansätzen **215a** gelagert sind. Am Deckel **202** sind Anprägungen **225** vorgesehen, welche Gegenauflauframpen **224** für die Rampen **218** bilden. Zwischen einem Nachstellelement **217** und dem Deckel **202** ist ein Federelement **226** gespannt, welches das Nachstellelement **217** in die eine Nachstellung bewirkende Drehrichtung beaufschlagt. Das Federelement **226** kann sich, wie aus [Fig. 15](#) hervorgeht, um einen axialen Ansatz **215a** erstrecken, also schraubenfederähnlich ausgebildet sein. An den Endbereichen einer Feder **226** sind Anformungen, wie z. B. Abbiegungen bzw. Schenkel vorgesehen zur Abstützung des einen Federendes am Gehäuse **202** und des anderen Federendes an dem entsprechenden Nachstellelement **217**. Bei einer axialen Verlagerung der Tellerfeder **204** bzw. der Sensorfeder **213** im Bereich der Schwenkauflage **205** werden die Nachstellelemente **218** verdreht und die Verlagerung durch Auflaufen der Rampen **218** an den Rampen **224** ausgeglichen.

[0118] Die axiale Abstützung der Sensortellerfeder **213** am Gehäuse **202** erfolgt mittels Laschen **214**, die aus dem axial verlaufenden Bereich des Gehäuses **202** herausgeformt und radial nach innen unter

die äußeren Bereiche der Sensorfeder **213** gedrängt wurden.

[0119] Die ringförmigen Nachstellelemente **218** haben den Vorteil, daß diese weitgehend fliehkraftunabhängig bezüglich ihrer Nachstellwirkung ausgebildet werden können.

[0120] Anstatt der in [Fig. 14](#) dargestellten rotierenden bzw. sich verdrehenden Nachstellelemente **217** könnten auch einzelne keilartige Nachstellelemente verwendet werden, die in radialer und/oder in Umfangsrichtung zur Verschleißnachstellung verlagerbar sind. Diese keilartigen Nachstellelemente können eine längliche Ausnehmung aufweisen, durch welche sich ein axialer Ansatz **215a** zur Führung des entsprechenden Nachstellelementes erstrecken kann. Die keilförmigen Nachstellelemente können aufgrund der auf sie einwirkenden Fliehkraft nachstellend wirken. Es können jedoch auch Kraftspeicher vorgesehen werden, die die keilförmigen Nachstellelemente in Nachstellrichtung beaufschlagen. Zur einwandfreien Führung der keilartigen Nachstellelemente kann das Gehäuse **202** Anformungen besitzen. Die gegenüber einer zur Rotationsachse der Reibungskupplung senkrecht verlaufenden Ebene mit einem bestimmten Auflaufwinkel verlaufenden Keilflächen der Nachstellelemente können gehäuseseitig und/oder auf der Seite der Betätigungstellerfeder vorgesehen werden. Bei Verwendung von derartigen keilförmigen Einzel-elementen ist es zweckmäßig, diese aus einem leichten Werkstoff herzustellen, um die auf sie einwirkenden Fliehkräfte auf ein Minimum zu reduzieren.

[0121] Die Werkstoffpaarung zwischen den die Nachstellrampen bildenden Bauteilen ist vorzugsweise derart gewählt, daß über die Betriebsdauer der Reibungskupplung keine, eine Nachstellung verhindernde Haftung zwischen den Auflauframpen und Gegenauflauframpen auftreten kann. Um eine solche Haftung zu vermeiden, kann wenigstens eines dieser Bauteile mit einer Beschichtung zumindest im Bereich der Rampen oder Gegenrampen versehen sein. Durch derartige Beschichtungen kann insbesondere Korrosion bei Verwendung zweier metallischer Bauteile vermieden werden. Ein Haften bzw. Festkleben zwischen den die Nachstellrampen bildenden Bauteilen kann weiterhin dadurch vermieden werden, daß die sich aneinander abstützenden und die Rampen sowie Gegenrampen bildenden Bauteile aus einem Material mit unterschiedlichem Ausdehnungskoeffizienten hergestellt sind, so daß infolge der während des Betriebes der Reibungskupplung auftretenden Temperaturschwankungen die sich in Kontakt befindlichen Flächen, welche Nachstellrampen bilden, relativ zueinander eine Bewegung vollführen. Dadurch werden die die Auflauframpen und Gegenauflauframpen bildenden Bauteile relativ zueinander stets beweglich gehalten. Es kann also ein Haften bzw. Festkleben zwischen diesen Teilen nicht

erfolgen, da durch die unterschiedlichen Ausdehnungen diese Teile stets voneinander wieder losgebrochen bzw. gelöst werden. Ein Lösen der Nachstellrampen kann auch dadurch erzielt werden, daß aufgrund unterschiedlicher Festigkeit und/oder Ausbildung der Teile die auf diese Teile einwirkenden Fliehkräfte unterschiedliche Dehnungen bzw. Bewegungen verursachen, die wiederum ein Haften bzw. Festkleben der Teile vermeiden.

[0122] Um eine Haftverbindung zwischen Auflauf- rampen und Gegenaufauframpen zu vermeiden, kann auch zumindest eine Vorkehrung vorgesehen werden, die beim Ausrücken der Reibungskupplung bzw. bei Verschleißnachstellung eine Axialkraft auf das bzw. die Nachstellelemente ausübt. Hierfür kann das Nachstellelement **17**, **117** mit einem Bauteil axial gekoppelt werden, das Bereiche besitzt, die bei auftretendem Verschleiß sich axial verlagern. Diese Koppelung kann insbesondere im Bereich der Schwenklagerung **5** erfolgen, und zwar mit der Betätigungstellerfeder **4** und/oder der Sensorfeder **13**.

[0123] Im Diagramm gemäß **Fig. 18** ist eine Anpreß- tellerfederkennlinie **340** dargestellt, die einen Tal- punkt bzw. ein Minimum **345** besitzt, in dem die von der Anpreßtellerfeder aufgebrachte Kraft verhältnis- mäßig gering ist (ca. 450 Nm). Das Maximum der Tellerfeder mit der Weg-Kraft-Kennlinie **340** liegt in der Größenordnung von 7 600 Nm. Die Kennlinie **340** wird durch Verformung einer Tellerfeder zwischen zwei radial beabstandeten Abstützungen erzeugt, und zwar, wie dies in Verbindung mit der Kenn- linie **40** gemäß **Fig. 8** und im Zusammenhang mit der Tellerfeder **4** beschrieben wurde.

[0124] Die Tellerfederkennlinie **340** kann mit einer Belagfederkennlinie **342** kombiniert werden. Wie aus **Fig. 18** zu entnehmen ist, ist der Weg-Kraft-Verlauf der Belagfedersegmentkennlinie **342** an die Anpreß- tellerfederkennlinie **340** angenähert bzw. die beiden Kennlinien verlaufen nur in einem geringen Abstand voneinander, so daß die entsprechende Reibungs- kupplung mit einer sehr geringen Kraft betätigt werden kann. Im Wirkbereich der Belagfederung ergibt sich die theoretische Ausrückkraft aus der Differenz zweier vertikal übereinander liegender Punkte der Li- nien **340** und **342**. Eine solche Differenz ist mit **360** gekennzeichnet. Die tatsächlich erforderliche Aus- rückkraft verringert sich um die entsprechende He- belübersetzung der Betätigungselemente, wie z. B. Tellerfederungen. Dies wurde ebenfalls in Verbin- dung mit der Ausführungsform gemäß den **Fig. 1** und **Fig. 2** sowie den Diagrammen gemäß den **Fig. 8** bis **Fig. 11** beschrieben.

[0125] In **Fig. 18** ist strichliert eine weitere Betäti- gungstellerfederkennlinie **440** dargestellt, welche ein Minimum bzw. einen Talpunkt **445** besitzt, in dem die von der Tellerfeder aufgebrachte Kraft negativ

ist, also nicht in Einrückrichtung der entsprechenden Reibungskupplung, sondern in Ausrückrichtung wirkt. Dies bedeutet, daß bei Überschreitung des Punktes **461** während der Ausrückphase die Reibungskupp- lung selbsttätig offen bleibt. Der Tellerfederkennli- nie **440** kann eine Belagfederungskennlinie entspre- chend der Linie **442** zugeordnet werden, um minima- le Ausrückkräfte zu erhalten, ist ein möglichst paral- leler Verlauf der Belagfederkennlinie **442** zur Teller- federkennlinie **440** anzustreben.

[0126] In **Fig. 19** ist der zum Ausrücken der entspre- chenden Reibungskupplung auf die Betätigungshe- bel, wie die Tellerfederungen, aufzubringende Aus- rückkraftverlauf über den Ausrückweg für die zuge- ordneten Kennlinien **340** und **342** bzw. **440** und **442** dargestellt. Wie ersichtlich ist, ist der Ausrückkraft- verlauf **349**, der den Kennlinien **340**, **342** zugeor- det ist, stets im positiven Kraftbereich, das bedeutet, daß, um die Kupplung im ausgerückten Zustand zu halten, stets eine Kraft in Ausrückrichtung erforderlich ist. Der Ausrückkraftverlauf **449**, der den Kennlinien **440** und **442** zugeordnet ist, besitzt einen Teilbereich **449a**, in dem die Ausrückkraft zunächst abnimmt und dann vom positiven in den negativen Kraftbereich übergeht, so daß die entsprechende Reibungskupp- lung im ausgerückten Zustand keine Haltekraft benö- tigt.

[0127] Bei der in den **Fig. 20**, **Fig. 20a** und **Fig. 21** dargestellten Ausführungsform einer Reibungskupp- lung **501** ist die Sensortellerfeder **513** am Kupp- lungsdeckel **502** axial über eine bajonettartige Ver- bindung **514** abgestützt. Hierfür besitzt die Sensorfe- der **513** radial sich vom Außenumfang des ringförmigen Grundkörpers **513b** erstreckende Laschen **513d**, die sich an radialen Bereichen **502a**, in Form von aus dem Deckelmaterial herausgeformten Laschen, axial abstützen. Die Deckellaschen **502a** sind aus dem im wesentlichen axial verlaufenden Randbereich **502b** des Deckels herausgeformt, wobei es zweckmäßig ist, wenn hierfür die Laschen **502a** zumindest teilweise durch einen Freischnitt **502c** oder **502d** aus dem De- ckelmaterial zunächst herausgeformt sind. Durch zu- mindest teilweises Umschneiden der Laschen **502a** können diese in ihre Sollposition leichter verformt werden. Wie insbesondere aus **Fig. 21** zu entnehmen ist, sind die Laschen **502a** und die Ausleger bzw. Zün- gen **513d** derart aufeinander abgestimmt, daß eine Zentrierung der Sensorfeder **513** gegenüber dem De- ckel **502** erfolgen kann. Bei dem dargestellten Aus- führungsbeispiel besitzen die Laschen **502a** hierfür eine kleine axiale Abstufung **502e**.

[0128] Um eine einwandfreie Positionierung der Sensorfeder **513** gegenüber dem Gehäuse **502** wäh- rend der Herstellung der bajonettartigen Verriege- lungsverbindung **514** zu gewährleisten, sind wenigstens drei vorzugsweise über den Umfang des De- ckels **502** gleichmäßig verteilte Laschen **502a** in Be-

zug auf die anderen Deckelbereiche derart abgestimmt, daß nach einer definierten Relativverdrehung zwischen der Sensorfeder **513** und dem Deckel **502** die entsprechenden Ausleger **513d** an einem Umfangsanschlag **502f** zur Anlage kommen und somit eine weitere Relativverdrehung zwischen Sensorfeder **513** und Deckel **502** vermieden wird. Der Anschlag **502f** ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel, wie dies insbesondere aus [Fig. 20a](#) hervorgeht, durch einen axialen Absatz des Deckels **502** gebildet. Aus [Fig. 20a](#) geht weiterhin hervor, daß wenigstens einzelne, vorzugsweise drei Laschen **502a** eine weitere Verdrehbegrenzung **502g** zwischen dem Deckel **502** und den Zungen **513d** der Sensorfeder **513** bilden. Bei dem dargestellten Beispiel bilden die gleichen Laschen **502a** die Verdrehsicherungen **502f** und **502g** für beide Drehrichtungen. Die eine Entriegelung zwischen der Sensorfeder **513** und dem Deckel **502** vermeidenden Anschläge **502g** sind durch axiale, in radialer Richtung verlaufende Abkantungen der Zungen **502a** gebildet. Durch die Umfangsanschläge **502f** und **502g** ist eine definierte Positionierung in Umfangsrichtung der Sensorfeder **513** gegenüber dem Deckel **502** gegeben. Zur Herstellung der Verriegelungsverbindung **514** wird die Sensorfeder **513** axial in Richtung des Deckels **502** verspannt, so daß die Zungen **513d** axial in die Freischnitte **502c** und **502d** eintauchen und axial über die Deckelabstützungen **502a** zu liegen kommen. Danach können der Deckel **502** und die Sensorfeder **513** relativ zueinander verdreht werden, bis einige der Zungen **513d** an den Verdrehbegrenzungen **502f** zur Anlage kommen. Daraufhin erfolgt eine teilweise Entspannung der Sensorfeder **513**, so daß einige der Zungen **513d**, in Umfangsrichtung betrachtet, zwischen die entsprechenden Anschläge **502f** und **502g** zu liegen kommen und alle Zungen **513d** an den deckelseitigen Abstützungen **502a** auflagern. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung der bajonettartigen Verriegelung **514** wird gewährleistet, daß bei der Montage der Reibungskupplung **1** die Zungen **513d** nicht neben den deckelseitigen Auflagen **502a** zu liegen kommen.

[0129] Bei den bisher dargestellten Ausführungsbeispielen ist der die eigentliche Federkraft der Sensorfeder **513** aufbringende kreisringförmige Grundkörper, z. B. **513b**, radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches bzw. Abstützbereiches zwischen Druckplatte und Betätigungstellerfeder vorgesehen. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn der kreisringförmige Grundkörper der Sensortellerfeder radial innerhalb des Beaufschlagungsdurchmessers zwischen Druckplatte und Betätigungstellerfeder vorgesehen ist. Das bedeutet also für eine Ausführungsform gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#), daß der die axiale Verspannkraft der Sensorfeder **13** aufbringende Grundkörper **13b** radial innerhalb des Beaufschlagungsbereiches **3a**

zwischen Betätigungstellerfeder **4** und Druckplatte **3** vorgesehen ist.

[0130] Bei der Ausführungsform gemäß den [Fig. 20](#) bis [Fig. 21](#) sind die deckelseitigen Gegenauflaufrahmen **524** durchnockenförmige Anprägungen, die in das Blechgehäuse **502** eingebracht sind, gebildet. Weiterhin werden bei dieser Ausführungsform die zwischen dem Gehäuse **502** und dem Nachstellring **517** verspannten Schraubenfedern **526** durch Führungsdorne **528**, die einteilig mit dem Nachstellring **517** ausgebildet sind und sich in Umfangsrichtung erstrecken, geführt. Diese Führungsdorne **528** können, wie dies insbesondere aus [Fig. 21](#) hervorgeht, in axialer Richtung einen länglichen Querschnitt aufweisen, der an den inneren Durchmesser der Federn **526** angepaßt ist. Die Führungen **528** erstrecken sich zumindest über einen Teilbereich der Längenerstreckung der Federn **526** in diese hinein. Dadurch kann zumindest ein Teil der Federwindungen geführt und zumindest in radialer Richtung abgestützt werden. Weiterhin kann ein Ausknicken bzw. ein Herausspringen der Federn **526** in axialer Richtung vermieden werden. Durch die Dorne **548** kann die Montage der Reibungskupplung wesentlich erleichtert werden.

[0131] In [Fig. 22](#) ist der Nachstellring **517** teilweise dargestellt. Der Nachstellring **517** besitzt radial nach innen verlaufende Anformungen **527**, welche die dornartigen, in Umfangsrichtung sich erstreckenden Führungsbereiche **528** für die Schraubenfedern **526** tragen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Federaufnahmebereiche **528** einteilig mit dem als Spritzteil hergestellten Kunststofftring **517** ausgebildet. Die Federführungsbereiche bzw. Federaufnahmebereiche **528** können jedoch auch durch einzelne Bauteile oder alle gemeinsam durch ein einziges Bauteil gebildet sein, welche bzw. welches mit dem Nachstellring **517**, z. B. über eine Schnappverriegelung, verbunden werden bzw. wird. So können alle Führungsbereiche **528** durch einen gegebenenfalls über den Umfang offenen Ring gebildet sein, der mit dem Nachstellring **517** über wenigstens drei Verbindungsstellen, vorzugsweise als Schnappverriegelung ausgebildet, gekoppelt ist.

[0132] Ähnlich wie in Verbindung mit den [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) beschrieben, können sich die Schraubenfedern **526** noch zusätzlich, z. B. aufgrund von Fliehkrafteinwirkung, an entsprechend ausgebildeten Bereichen des Deckels **502** und/oder des Nachstellringes **517** radial abstützen.

[0133] Die deckelseitigen Abstützungen für die Schraubenfedern **526** sind durch aus dem Deckelmaterial herausgeformte und in axialer Richtung sich erstreckende Flügel oder durch axiale Wandungen bildende Anprägungen **526** gebildet. Diese Abstützbereiche **526a** für die Federn **526** sind dabei zweckmäßigerweise derart ausgebildet, daß die entsprechen-

den Enden der Federn geführt werden und somit gegen eine unzulässige Verlagerung in axialer und/oder radialer Richtung gesichert sind.

[0134] Bei der in [Fig. 23](#) dargestellten Ausführungsform einer Kupplung **601** ist die Sensorfeder **613** auf der der Druckplatte **603** abgekehrten Seite des Gehäuses **602** vorgesehen. Durch Anordnung der Sensorfeder **613** außerhalb des Gehäuseinnenraumes, welcher die Druckplatte **603** aufnimmt, kann die thermische Beanspruchung der Sensorfeder **613** verringert werden, wodurch die Gefahr eines Setzens dieser Feder **613** aufgrund einer thermischen Überbeanspruchung vermieden wird. Auch erfolgt auf der äußeren Seite des Gehäuses **602** eine bessere Kühlung der Feder **613**.

[0135] Die Abstützung der auf der dem Deckel abgekehrten Seite der Betätigungstellerfeder **604** vorgesehenen Schwenkauflage **611** erfolgt über Abstandsniete **615**, die sich axial durch entsprechende Ausnehmungen der Tellerfeder **604** und des Gehäuses **602** erstrecken und mit der Sensorfeder **613** axial verbunden sind. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Abstandsniete **615** mit der Sensorfeder **613** vernietet. Anstelle von Abstandsnieten **615** können auch andere Mittel verwendet werden, die eine Verbindung zwischen der Abwälzauflage **611** und der Sensorfeder **613** im radial inneren Bereich axial sich erstreckende Laschen aufweisen, welche die Abwälzauflage **611** mit entsprechenden radialen Bereichen abstützen oder gar diese Abwälzauflage **611** durch entsprechende Anformungen unmittelbar bilden. Anstatt der fest mit der Sensorfeder vernieteten Elemente **615** können auch anders ausgebildete, z. B. gelenkig am Sensor angelenkte Elemente verwendet werden.

[0136] Bei der Ausführungsform gemäß [Fig. 24](#) erstreckt sich die Sensorfeder **713** radial innerhalb der Schwenklagerung **715** für die Betätigungstellerfeder **704**. Die Sensorfeder **713** ist an ihren radial inneren Bereichen am Deckel **702** abgestützt hierfür besitzt der Deckel **702** axial sich durch entsprechende Schlitzze bzw. Ausnehmungen der Tellerfeder **704** erstreckende Laschen **715**, welche die Sensortellerfeder **713** axial abstützen.

[0137] Der in [Fig. 25](#) dargestellte Nachstellring **817** kann bei einer Reibungskupplung gemäß den [Fig. 20](#) bis [Fig. 21](#) verwendet werden. Der Nachstellring **817** besitzt radial innen Anformungen **827**, die sich radial erstrecken. Die Anformungen **827** besitzen radiale Ansätze **827a**, die Abstützbereiche für die in Umfangsrichtung zwischen Kupplungsdeckel und Verstellring **817** verspannten Schraubenfedern **826** bilden. Zur Führung und Erleichterung der Montage der Schraubenfedern **826** ist ein Ring **528** vorgesehen, der am Außenumfang unterbrochen bzw. offen

ist. Der Ring **528** ist mit den radialen Anformungen **827a** verbunden. Hierfür können die Anformungen **827a** in Umfangsrichtung sich erstreckende Vertiefungen bzw. Nuten aufweisen, die derart ausgebildet sind, daß sie in Verbindung mit dem Ring **828** eine Schnappverbindung bilden. Die deckelseitigen Abstützungen für die Nachstellfedern **826** sind durch axiale Laschen **826a** des Kupplungsdeckels gebildet. Die axialen Laschen **826a** besitzen jeweils einen axialen Einschnitt **826b** zur Aufnahme des Ringes **828**. Die Einschnitte **826b** sind dabei derart ausgebildet, daß der Ring **828** gegenüber den Laschen **826a** eine axiale Verlagermöglichkeit, zumindest entsprechend dem Verschleißweg der Reibungskupplung, besitzt. Hierfür ist es besonders zweckmäßig, wenn die in die radialen Anformungen **827a** eingebrachten Vertiefungen zur Aufnahme des Ringes **828** und die Ausschnitte **826b**, in axialer Richtung betrachtet, gegensinnig ausgebildet sind, oder mit anderen Worten, daß die Vertiefungen in den Anformungen **827a** in die eine axiale Richtung und die Ausschnitte **826b** in die andere axiale Richtung offen sind.

[0138] Bei der in [Fig. 26](#) dargestellten Ausführungsform einer Reibungskupplung **901** findet die Abstützung der Betätigungstellerfeder **904** in Ausrückrichtung in einem mittleren Bereich des Grundkörpers **904a** der Tellerfeder **904** statt. Radial außen stützt sich der Grundkörper **904a** an der Druckplatte **903** ab und erstreckt sich radial nach innen hin über die Schwenklagerung **905** hinaus. Das bedeutet, daß die Schwenklagerung **905** vom Innenrand des Grundkörpers **904a** der Tellerfeder **905** bzw. den Schlitzenden, welche die Zungen der Tellerfeder **904** bilden, im Vergleich zu den bisher bekannten Tellerfederkupplungen, verhältnismäßig weit entfernt ist. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel liegt das radiale Breitenverhältnis der radial innerhalb der Schwenklagerung **905** vorgesehenen Grundkörperbereiche zu den radial außerhalb der Schwenklagerung **905** vorhandenen Grundkörperbereiche in der Größenordnung von 1:2. Zweckmäßig ist es, wenn dieses Verhältnis zwischen 1:6 und 1:2 liegt. Durch eine derartige Abstützung der Betätigungstellerfeder **904** kann eine Beschädigung bzw. eine Überbeanspruchung des Tellerfedergrundkörpers **904a** im Bereich der Schwenklagerung **905** vermieden werden.

[0139] In [Fig. 26](#) ist weiterhin strichliert eine axiale Anformung **903a**, welche an der Druckplatte **903** vorgesehen ist, angedeutet. Über derartige an der Druckplatte **903**, insbesondere im Bereich der Auflagenocken **903b**, vorgesehene Anformungen **903a** kann die Betätigungstellerfeder **904** gegenüber der Kupplung **901** zentriert werden. Es kann also die Betätigungstellerfeder **904** über eine Außendurchmesserzentrierung in radialer Richtung gegenüber dem Deckel **902** gehalten werden, so daß die in [Fig. 26](#) ebenfalls dargestellten Zentrierniete bzw. Bolzen **915** entfallen können. Obwohl nicht dargestellt, kann die

Außendurchmesserzentrierung auch über aus dem Material des Deckels **902** herausgeformte Laschen oder Anprägungen erfolgen.

[0140] Bei der Reibungskupplung **901** ist die Sensorfeder **913** derart ausgebildet, daß der die Kraft bringende Grundkörper **913a** radial innerhalb der Nocken **903b** vorgesehen ist. Zur Abstützung der Betätigungstellerfeder **904** einerseits und zur eigenen Abstützung am Deckel **902** andererseits besitzt die Sensorfeder **913** radiale Ausleger bzw. Zungen, die sich einerseits vom Grundkörper **913a** radial nach innen hin erstrecken und andererseits vom Grundkörper **913a** ausgehend radial nach außen hin erstrecken.

[0141] Bei der in [Fig. 27](#) dargestellten Ausführungsvariante einer Reibungskupplung **1001** ist die der Ausrückkraft der Reibungskupplung bzw. der Verschwenkkraft der Betätigungstellerfeder **1004** entgegengerichtete Kraft durch eine Sensorfeder **1013** aufgebracht, welche zwischen dem Gehäuse **1002** und der Druckplatte **1003** axial gespannt ist. Bei einer derartigen Ausführungsform wird die Betätigungstellerfeder **104** im Schwenk- bzw. Kippbereich **1005** nicht durch eine Schwenklagerung in Ausrückrichtung abgestützt. Die Anlage der Tellerfeder **1004** an der deckelseitigen Schwenkauflage bzw. Abstützauflage **1012** wird durch die Vorspannkraft der Sensorfeder **1013** gewährleistet. Diese Sensorfeder ist derart ausgelegt, daß während des Ausrückvorganges der Reibungskupplung **1001** die von dieser Sensorfeder **1013** aufgebrachte Axialkraft auf die Tellerfeder **1004** größer ist bzw. wird als die erforderliche Ausrückkraft der Reibungskupplung **1001**. Es muß dabei gewährleistet sein, daß, wenn kein Verschleiß an den Reibelagen vorhanden ist, die Tellerfeder **1004** stets an der deckelseitigen Abstützung bzw. den Verschwenkauflagen **1012** in Anlage bleibt. Hierfür muß, in ähnlicher Weise, wie dies im Zusammenhang mit den bisherigen Ausführungsformen beschrieben wurde, eine Abstimmung zwischen den einzelnen, in axialer Richtung wirksamen und sich überlagernden Kräften, erfolgen. Diese Kräfte, welche durch die Sensorfeder **1013**, durch die Belagfederung durch die zwischen der Druckplatte **1003** und dem Gehäuse **1002** eventuell vorgesehenen Blattfederelemente, durch die Betätigungstellerfeder **1004**, durch die Ausrückkraft für die Reibungskupplung **1001** und durch die auf den Nachstellring **1017** einwirkenden Nachstellfederelemente erzeugt werden, müssen entsprechend aufeinander abgestimmt werden.

[0142] Bei der Reibungskupplung **1101** gemäß [Fig. 28](#) stützt sich die Sensorfeder **1113** radial außerhalb des deckelseitigen ringförmigen Abstützgebietes **1112** ab. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die gegenseitige Abstützung zwischen der Betätigungstellerfeder **1104** und der Sensorfeder **1113** auch radial außerhalb des Abstützdurch-

messers **1103a** der Betätigungstellerfeder **1104** an der Druckplatte **1103** vorgesehen. Zur Abstützung am Deckel **1102** besitzt die Sensorfeder **1113** radial außen Anformungen in Form von radial nach außen hin weisenden Armen **1113b**, die in ähnlicher Weise, wie dies im Zusammenhang mit den [Fig. 20](#) bis [Fig. 21](#) beschrieben wurde, über eine Bajonettverriegelung **1514** am Deckel **1102** axial abgestützt und gegen Verdrehung gesichert sind. Für die Montage der Sensorfeder **1113** besitzt der Deckel **1102** entsprechende axiale Ausnehmungen **1502b**, in welche die radial äußeren Abstützarme der Sensorfeder **1113** zur Herstellung der Bajonettverriegelung **1514** axial eingeführt werden können. Die Anlage der Tellerfeder **1104** an der deckelseitigen Schwenkauflage bzw. Abstützauflage **1112** wird durch die Vorspannkraft der Sensorfeder **1113** gewährleistet.

[0143] Im Zusammenhang mit [Fig. 27](#) sei die Funktion der Kupplung näher erläutert. Dabei ist die Sensorfeder derart ausgelegt, daß sie der Ausrückkraft im Nachstellpunkt entspricht. Wird nach aufgetretenem Belagverschleiß (oder Verschleiß an anderen Stellen) und damit verändertem Tellerfederwinkel und dadurch höherer Tellerfederkraft ausgerückt, so verschwenkt sich die Tellerfeder zunächst um die Auflage **1012** bis in die Nähe des Nachstellpunktes. Da in diesem Punkt dann die Ausrückkraft gleich wird der Sensorkraft mitsamt der Belagfeder – Restkraft – verschwenkt die Tellerfeder bei weiterem Ausrücken um die Auflage an der Druckplatte, solange, bis ein Kräftegleichgewicht zwischen der Ausrückkraft und der Sensorkraft wiederhergestellt ist. Dabei hebt die Tellerfeder von der deckelseitigen Auflage ab und gibt diese zur Nachstellung frei. über den weiteren Ausrückweg fällt die Ausrückkraft weiter ab, die Sensorkraft überwiegt und drückt über die Druckplatte die Tellerfeder gegen die deckelseitige Auflage **1012**, um welche dann die weitere Verschwenkung der Tellerfeder erfolgt. Beim Übergang der Tellerfeder von der deckelseitigen Auflagerung zur druckplattenseitigen Auflagerung ändert die Tellerfeder in der Tendenz ihre Funktion als zweiarmiger Hebel. Sie stützt sich an der Druckplatte vorübergehend mit der nun vorhandenen Ausrückkraft an der Druckplatte ab und hebt dadurch vorübergehend von der deckelseitigen Auflage ab. Nach weiterem Ausrückweg überwiegt aufgrund des damit verbundenen Kraftabfalles die Kraft der Sensorfeder und drückt die Tellerfeder wieder gegen die deckelseitige Auflage, wodurch die Nachstell-einrichtung blockiert und der Nachstellvorgang beendet ist. Die Tellerfeder ist für den weiteren Ausrückweg sodann wieder als zweiarmiger Hebel wirksam. Die Tellerfeder ist unter Berücksichtigung sämtlicher Federkräfte, die mittel- oder unmittelbar gegen die Tellerfeder wirken, auszulegen. Hierzu gehören insbesondere die Kräfte, welche durch die Betätigungstellerfeder und die axial gegenüber dem Deckel verlagerbaren Bauteile der entsprechenden Ausgleichs- bzw. Nachstellvorkehrung erzeugt werden.

[0144] Die Ausführungsform gemäß [Fig. 28](#) hat weiterhin den Vorteil, daß im eingerückten Zustand der Reibungskupplung die Tellerfeder **1104** praktisch als zweiarmiger Hebel verspannt bzw. wirksam ist und die Tellerfeder **1104** somit zwischen der deckelseitigen Abstützung **1112** und der druckplattenseitigen Abstützung **1103a** verspannt ist, beim Ausrücken der Reibungskupplung **1101** die Tellerfeder sich jedoch praktisch lediglich an der Sensorfeder **1113** abstützt und um den Abstützbereich **1113a** verschwenkt wird, bei gleichzeitiger axialer Verlagerung des Abstützbereiches **1113a**, so daß sie dann praktisch als einarmiger Hebel wirksam ist.

[0145] Die Sensorfeder **1113** gemäß [Fig. 28](#) kann sich – ebenso wie die Sensortellerfedern der anderen Figuren – bei entsprechender Auslegung bzw. Anpassung an einem beliebigen Durchmesser der Betätigungstellerfeder **1104** abstützen. So kann die Abstützung der Sensorfeder **1113** an der Tellerfeder **1104** auch auf einem Durchmesser erfolgen, der sich zwischen dem deckelseitigen Schwenkbereich **1105** und dem druckplattenseitigen Abstützdurchmesser **1103a** befindet. Weiterhin könnte die Abstützung der Sensorfeder **1113** an der Tellerfeder **1104** auch radial innerhalb des deckelseitigen Abstützdurchmessers **1105** vorgesehen werden. Dabei wird tendenzmäßig die von der Sensorfeder **1113** aufzubringende axiale Abstützkraft um so größer, je kleiner deren Abstützdurchmesser **1113a** an der Tellerfeder **1104** wird. Weiterhin muß der Federbereich mit praktisch konstanter Kraft der Sensorfeder **1113** umso größer werden, je weiter der Abstützdurchmesser **1113a** zwischen den Federn **1104** und **1113** vom deckelseitigen Abstützdurchmesser **1105** der Tellerfeder **1104** entfernt ist.

[0146] Die Ausführungsform gemäß [Fig. 29](#) besitzt eine Nachstellvorkehrung **1216**, die in ähnlicher Weise, wie dies mit den vorangegangenen Figuren, insbesondere in Verbindung mit den [Fig. 1](#) bis [Fig. 14](#) beschrieben wurde, wirksam ist. Die Betätigungstellerfeder **1204** ist zwischen zwei ringförmigen Abwälzauflagen **1211** und **1212** verschwenkbar gelagert. Die der Druckplatte **1203** benachbarte Auflage **1211** wird durch die Sensorfeder **1213** beaufschlagt. Die Reibungskupplung **1201** besitzt eine Vorkehrung **1261**, die gewährleistet, daß über die Lebensdauer der Reibungskupplung betrachtet, die Rampen des Nachstellringes **1217** nicht an den deckelseitig vorgesehenen Gegenrampen haften bleiben. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Gegenrampen, ähnlich wie dies in Verbindung mit [Fig. 2](#) beschrieben wurde, an einem am Deckel drehfesten Abstützring **1225** vorgesehen. Ein Haften zwischen den Rampen und Gegenrampen hätte zur Folge, daß die gewünschte Verschleißnachstellung nicht mehr stattfinden könnte.

[0147] Die Vorkehrung **1261** bildet einen Losreißmechanismus, der beim Ausrücken der Reibungskupplung **1201** und bei vorhandenem Verschleiß an den Reibbelägen **1207** eine Axialkraft auf den Nachstellring **1217** ausüben kann, wodurch die eventuell vorhandene Haftverbindung zwischen den Rampen und den Gegenrampen gelöst wird. Der Mechanismus **1261** umfaßt ein axial federndes Element **1262**, das bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel axial mit der Tellerfeder **1204** verbunden ist. Das Element **1262** besitzt einen ringförmigen membranartig bzw. tellerfederartig federnden Grundkörper **1262a**, der radial außen mit der Tellerfeder **1204** verbunden ist. Vom radial inneren Randbereich des ringförmigen Grundkörpers **1262a** erstrecken sich über den Umfang verteilte, axiale Laschen **1263**, die sich durch axiale Ausnehmungen der Tellerfeder **1204** hindurcherstrecken. An ihrem freien Endbereich besitzen die Laschen **1263** Anschlagkonturen in Form von Abbiegungen **1264**, welche mit Gegenanschlagkonturen **1265** des Nachstellringes **1217** zusammenwirken. Die Gegenanschlagkonturen **1265** sind durch in den Ring **1217** radial eingebrachte Aussparungen oder durch eine umlaufende Nut gebildet. Der Abstand zwischen den Anschlagkonturen **1264** und Gegenanschlagkonturen **1265** im eingerückten Zustand der Reibungskupplung ist derart bemessen, daß über zumindest einen Großteil der Kupplungsausrückphase keine Berührung zwischen den Konturen **1264** und Gegenkonturen **1265** stattfindet. Vorzugsweise kommen die Anschlagkonturen **1264** an den Gegenanschlagkonturen **1265** erst bei vollständig ausgerückter Reibungskupplung zur Anlage, wodurch das Element **1262** elastisch zwischen dem Nachstellring **1217** und der Tellerfeder **1204** verspannt werden kann. Dadurch wird gewährleistet, daß, sobald infolge von Belagverschleiß eine axiale Verlagerung der Schwenkauflage **1211** erfolgt, der Nachstellring **1217** zwangsweise von den deckelseitigen Auflauframpen abgehoben wird. Weiterhin soll der Mechanismus **1261** verhindern, daß bei zu großem Ausrückweg, zum Beispiel aufgrund einer fehlerhaften Grundeinstellung des Ausrückersystems, eine Nachstellung des Ringes **1217** erfolgt. Dies wird dadurch erzielt, daß bei zu großem Verschwenkwinkel der Tellerfeder **1204** in Ausrückrichtung das federnde Element **1262** den Nachstellring **1217** gegen die Tellerfeder **1204** verspannt, wodurch eine Verdrehsicherung des Nachstellringes **1217** gegenüber der Tellerfeder **1204** erfolgt. Es muß also gewährleistet sein, daß bei Überschreitung des Punktes **46** gemäß [Fig. 8](#) in Ausrückrichtung der Nachstellring **1217** drehfest gehalten wird gegenüber der Tellerfeder **1204**, da bei Überschreitung des Punktes **46** die Rückhaltekraft der Sensorfeder **1213** überwunden wird, wodurch auch bei nicht vorhandenem Verschleiß an der Kupplungsscheibe eine Nachstellung erfolgen würde. Dies hätte eine Veränderung des Betriebspunktes, also eine Veränderung der Einbaulage der Tellerfeder **1204**, zur Folge, und zwar in Richtung einer kleineren

Anpreßkraft. Das bedeutet, daß in [Fig. 8](#) der Betriebspunkt **41** entlang der Kennlinie **40** in Richtung des mit **45** gekennzeichneten Minimum wandern würde.

[0148] Bei einer Ausführungsform einer Reibungskupplung, die entsprechend den Einzelheiten gemäß den [Fig. 30](#) bis [Fig. 32](#) ausgebildet ist, sind die einzelnen Schraubenfedern **1326** auf Laschen **1328** aufgenommen, welche einstückig ausgebildet sind mit dem Kupplungsdeckel **1302**. Die Laschen **1328** sind aus dem Blechmaterial des Deckels **1302** durch Bildung einer z. B. ausgestanzten U-förmigen Umschneidung **1302a** herausgeformt. Die Laschen **1328** erstrecken sich, in Umfangsrichtung betrachtet, bogenförmig oder tangential und sind vorzugsweise zumindest annähernd auf gleicher axialer Höhe wie die unmittelbar benachbarten Deckelbereiche. Aus [Fig. 32](#) ist zu entnehmen, daß bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel die Lasche **1328** in etwa um die halbe Materialstärke gegenüber den Bodenbereichen **1302b** des Deckels versetzt ist. Die Breite einer Lasche **1328** ist derart bemessen, daß die darauf vorgesehene Schraubenfeder **1326** sowohl in radialer als auch in axialer Richtung geführt ist.

[0149] Der von den Federn **1326** in Nachstellrichtung beaufschlagte Nachstellring **1317** besitzt an seinem Innenumfang radial nach innen weisende Anformungen bzw. Ausleger **1327**, die sich zwischen dem Deckel **1302** und der Tellerfeder **1304** erstrecken. Die Ausleger **1327** besitzen radial innen eine in Achsrichtung gerichtete Gabel bzw. U-förmige Anformung **1327a**, deren beide in Achsrichtung gerichtete Zinken **1327b** eine FederführungsLasche **1328** beidseits umgreifen. Hierfür erstrecken sich die beiden Zinken **1327b** axial durch den Ausschnitt **1302a** des Deckels **1302**. An den Anformungen **1327a** bzw. an deren Zinken **1327b** stützen sich die Nachstellfedern **1326** ab.

[0150] Der Nachstellring **1317** stützt sich in ähnlicher Weise über seine Auflauframpen an den in den Deckel **1302** eingepprägten Gegenauflauframpen **1324** ab, wie dies in Verbindung mit den vorangegangenen Figuren beschrieben wurde. Die die Gegenauflauframpen **1324** bildenden Deckelanprägungen sind jedoch derart ausgebildet, daß diese in Drehrichtung der Kupplung eine Luftdurchlaßöffnung **1324** bilden. Durch eine derartige Ausgestaltung wird bei Rotation der entsprechenden Reibungskupplung eine bessere Kühlung derselben durch eine zwangsweise Luftzirkulation erzielt. Insbesondere wird dadurch auch der aus Kunststoff hergestellte Nachstellring **1317** gekühlt, wodurch die thermische Belastung auch dieses Bauteiles wesentlich reduziert werden kann.

[0151] Gemäß einer weiteren Ausführungsvariante kann die Sensorkraft, welche auf die Betätigungstellerfeder der Reibungskupplung wirkt, durch beispielsweise zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Druckplatte vorgesehene Blattfederelemente aufge-

bracht werden, wobei diese Blattfederelemente die Druckplatte und das Gehäuse drehfest, jedoch axial begrenzt relativ zueinander verlagerbar koppeln können. Bei einer derartigen Ausführungsform wäre also keine spezielle Sensorfeder erforderlich, sondern es könnten zum Beispiel die Blattfederelemente **9** der Reibungskupplung **1** gemäß den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) derart ausgebildet werden, daß sie zusätzlich noch die Funktion der Sensortellerfeder **13** übernehmen. Dadurch kann sowohl die Sensorfeder **13** als auch der Abwälzring **11** entfallen. Die Blattfederelemente **9** müssen dabei derart ausgestaltet werden, daß während einer Betätigung der Reibungskupplung **1** und ohne daß Belagverschleiß vorhanden ist, die Betätigungstellerfeder **4** an der deckelseitigen Abwälzaufgabe **12** anliegen bleibt. Sobald jedoch ein entsprechender Verschleiß an den Reibbelägen **7** auftritt, wodurch die Ausrückkraft der Tellerfeder **4** zunimmt, müssen die Blattfederelemente **9** eine dem Verschleiß entsprechende Nachstellung der Tellerfeder **4** ermöglichen. Vorzugsweise besitzen die in die Reibungskupplung eingebauten Blattfederelemente zumindest über den maximal erforderlichen Nachstellweg der Reibungskupplung bzw. der Druckplatte eine praktisch lineare Kraft-Weg-Kennlinie. Das bedeutet also, daß die Blattfederelemente **9**, ähnlich wie dies im Zusammenhang mit [Fig. 9](#) beschrieben wurde, einen Kennlinienbereich **48** gemäß der Kennlinie **47** oder **47a** aufweisen sollen.

Patentansprüche

1. Reibungskupplung (**1**), insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Druckplatte (**3**), die drehfest, jedoch axial begrenzt verlagerbar mit einem Gehäuse (**2**) verbunden ist, wobei zwischen Gehäuse und Druckplatte eine die Anpreßkraft erzeugende Tellerfeder (**4**) axial verspannt ist, die einerseits um eine am Gehäuse vorgesehene Schwenklagerung (**12**) verschwenkbar ist und andererseits die Druckplatte (**3**) in Richtung einer zwischen dieser und einer Gegendruckplatte (**6**), wie einem Schwungrad, einklemmbaren Kupplungsscheibe (**8**) beaufschlagt, wobei die Schwenklagerung (**12**) von einer zumindest den Verschleiß der Reibbeläge (**7**) der Kupplungsscheibe kompensierenden, von einer Vorschubeinrichtung (**26**) weitertransportierten selbsttätigen Nachstelleinrichtung (**16**) axial verlagerbar, die Kupplungsscheibe eine solche mit Belagfederung und die Nachstelleinrichtung in Abhängigkeit von Betriebsparametern, wie der Drehzahl, sperrbar ist.

2. Reibungskupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder in Richtung auf die Schwenklagerung unter der Wirkung einer Abstützkraft steht.

3. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder

(4) über ihren Arbeitsbereich mit degressiver Kennlinie eingebaut ist.

4. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder (4) entgegen der Ausrückkraft lediglich kraftschlüssig abgestützt ist.

5. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützkraft und die Tellerfederkraft derart aufeinander abgestimmt sind, daß die Abstützkraft bei der vorgesehenen Einbaulage der Tellerfeder (4) und ohne verschleißbedingte Konizitätsveränderung und über den Ausrückweg der Tellerfeder (4) größer ist als die von der Tellerfeder aufgebrachte der Abstützkraft entgegenwirkende Kraft, bei verschleißbedingter Änderung der Konizität der Tellerfeder (4) die Abstützkraft über Teilbereiche des Ausrückweges der Tellerfeder geringer ist als die von der Tellerfeder gegen die Abstützkraft aufgebrachte Kraft.

6. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützkraft durch wenigstens einen Kraftspeicher (13), wie eine Feder, aufgebracht ist, die über eine verschleißbedingte Nachstellung der Tellerfeder (4) bzw. der deckelseitigen Auflage (12) ihre Gestalt ändert.

7. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstelleinrichtung (16) axial zwischen Tellerfeder (4) und Gehäuse (2) angeordnet ist.

8. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstelleinrichtung (16) Auflauflächen (18, 24), wie Rampen, enthält.

9. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützkraft durch ein tellerfederartiges Element (13) aufgebracht ist.

10. Reibungskupplung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die die Abstützkraft aufbringende Tellerfeder (113) auf der radialen Höhe der axial verlagerbaren Abstützung an der Tellerfeder (4) auflagert.

11. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Anpreßtellerfeder (4) am Gehäuse (2) zwischen zwei Auflagen (11, 12) – von denen die (11) der Druckplatte (3) zugewandt in Richtung der Anpreßtellerfeder (4) federbelastet ist – verschwenkbar abgestützt ist.

12. Reibungskupplung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die durch die Abstützkraft federbelastete Auflage (11) axial verlagerbar ist.

13. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verlagerung der federbelasteten Auflage (11) die Ausrückkraft der Anpreßtellerfeder (4) abnimmt.

14. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die federbelastete Auflage (11) so weit verlagert wird, bis sich ein Kräftegleichgewicht zwischen der auf die Auflage (11) einwirkenden Ausrückkraft der Anpreßtellerfeder (4) und der auf diese Auflage (11) ausgeübten Gegenkraft einstellt.

15. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die auf die federbelastete Auflage (11) ausgeübte Gegenkraft durch einen Kraftspeicher (13) erzeugt wird, der im wesentlichen eine konstante Kraft über den vorgesehenen Nachstellbereich besitzt.

16. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß der die Abstützkraft erzeugende Kraftspeicher 13 als Sensor wirksam ist.

17. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die auf der der federbelasteten Auflage (11) abgewandten Seite der Anpreßtellerfeder (4) vorgesehene Gegenauflage (12) axial in Richtung der Druckplatte (3) verlagerbar, in Gegenrichtung jedoch arretierbar ist.

18. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die die Nachstelleinrichtung (16) weitertransportierende Vor-schubeinrichtung eine Feder (27) ist.

19. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstelleinrichtung (16) ein in sich zusammenhängendes ringförmiges Bauteil (17) besitzt, das von der Anpreßtellerfeder (4) im eingerückten Zustand der Reibungskupplung (1) axial beaufschlagt wird.

20. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung (16) in axialer Richtung ansteigende Nachstellrampen (18, 24) besitzt.

21. Reibungskupplung nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellrampen (18) am ringförmigen Bauteil (17) vorgesehen sind.

22. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 19 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß das ringförmige Bauteil (17) die Gegenauflage (12) trägt.

23. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß Auflauf-ram-

pen (18) mit korrespondierenden Gegenauflauframpen (24) zusammenwirken.

24. Reibungskupplung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Gegenauflauframpen (24) von einem ringartigen Bauteil (25) getragen sind, das zwischen dem die Auflauframpen (18) tragenden Bauteil (17) und dem Deckel (2) angeordnet ist.

25. Reibungskupplung nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Gegenauflauframpen (24) unmittelbar in radial verlaufende Bereiche (2a) des Gehäuses eingebracht sind.

26. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung (16) – in Ausrückrichtung der Reibungskupplung betrachtet – freilaufähnlich wirkt, in die der Ausrückrichtung entgegengesetzten Richtung jedoch selbsthemmend ist.

27. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest die Auflauframpen (18) einen Steigungswinkel besitzen, der zwischen 4 und 20 Grad liegt, vorzugsweise in der Größenordnung von 5 bis 12 Grad.

28. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 20 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß die Auflauframpen (18) einen Steigungswinkel (23) besitzen, der eine Selbsthemmung durch Reibungseingriff der Auflauframpen mit Gegenauflaubereichen eines anderen Bauteils (25) bewirkt.

29. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 20 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein die Auflauframpen (18) tragendes Bauteil (17) und/oder ein die Gegenauflauframpen (24) bzw. Gegenauflaubereiche tragendes Bauteil (25) in Nachstellrichtung federbeaufschlagt ist.

30. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung (16) mehrere verlagerbare Nachstellelemente (217) aufweist.

31. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung drehzahlabhängig ist.

32. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung drehzahlabhängig gesperrt wird.

33. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung bei Drehzahlen oberhalb einer bestimmten Grenze blockiert ist.

34. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung bei Leerlaufdrehzahl oder Drehzahlen unterhalb der Leerlaufdrehzahl wirksam ist.

35. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachstellvorkehrung praktisch bei Drehzahl Null aktiviert ist.

36. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß die Auflauframpen (18) und/oder Gegenauflauframpen (24) bzw. -bereiche aufweisenden und relativ zum Gehäuse (2) verlagerbaren Teile (17, 25) der Nachstellvorkehrung (16) federnd belastet sind.

37. Reibungskupplung nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, daß die Federbelastung eine Kraft in Umfangsrichtung erzeugt.

38. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 37, dadurch gekennzeichnet, daß sich eine die Gegenkraft aufbringende Sensorfeder (13) mit ihrem radial äußeren Bereich (13a) am Gehäuse (2) abstützt.

39. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß am Gehäuse (502) Abstützbereiche (502a) für eine die Gegenkraft erzeugende Sensorfeder (513) vorgesehen sind.

40. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 39, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Reibbelägen (7) der Kupplungsscheibe (8) eine Belagfederung (10) oder ein Belagfederungsersatz vorhanden ist.

41. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 40, dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen den Reibbelägen (7) der Kupplungsscheibe (8) vorgesehene Belagfederung (10) eine Weg-Kraft-Charakteristik aufweist, die über den Federweg der Belagfederung an die Weg-Kraft-Charakteristik der von der Anpreßstellerfeder (4) auf die Druckplatte (3) ausgeübten Kraft angenähert ist.

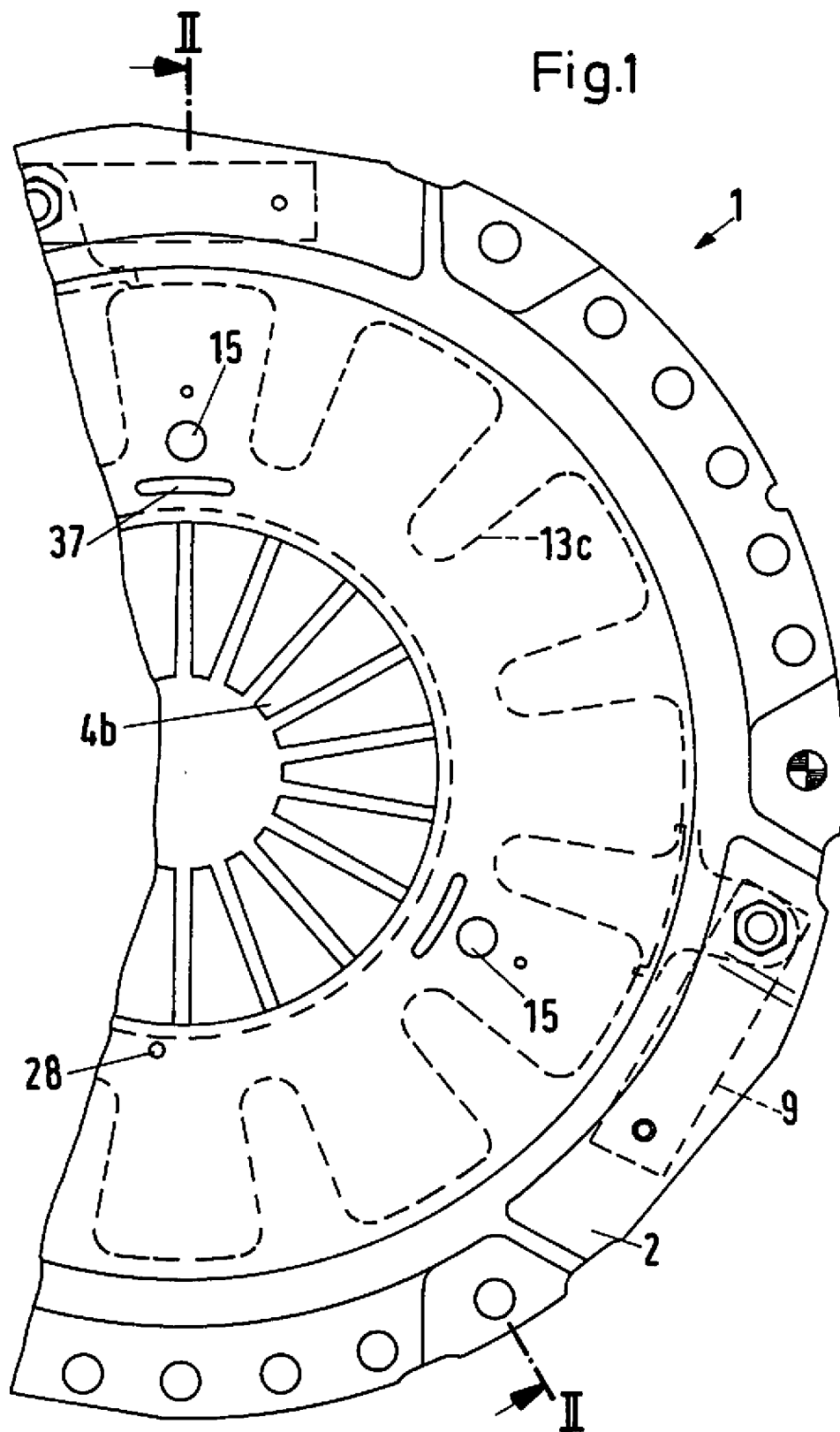
42. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 41, dadurch gekennzeichnet, daß im ausgerückten Zustand der Reibungskupplung die zur Betätigung der Anpreßstellerfeder (4) bzw. der Reibungskupplung (1) erforderliche Kraft in der Größenordnung zwischen Minus 150 bis 150 N liegt.

43. Reibungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 42, dadurch gekennzeichnet, daß nach Freigabe der Kupplungsscheibe (8) durch die Gegendruckplatte (6) die Anpreßstellerfeder (4) von einem positiven

von Kraft-Weg-Verlauf in einen negativen Kraft-Weg-Verlauf übergeht.

Es folgen 19 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen



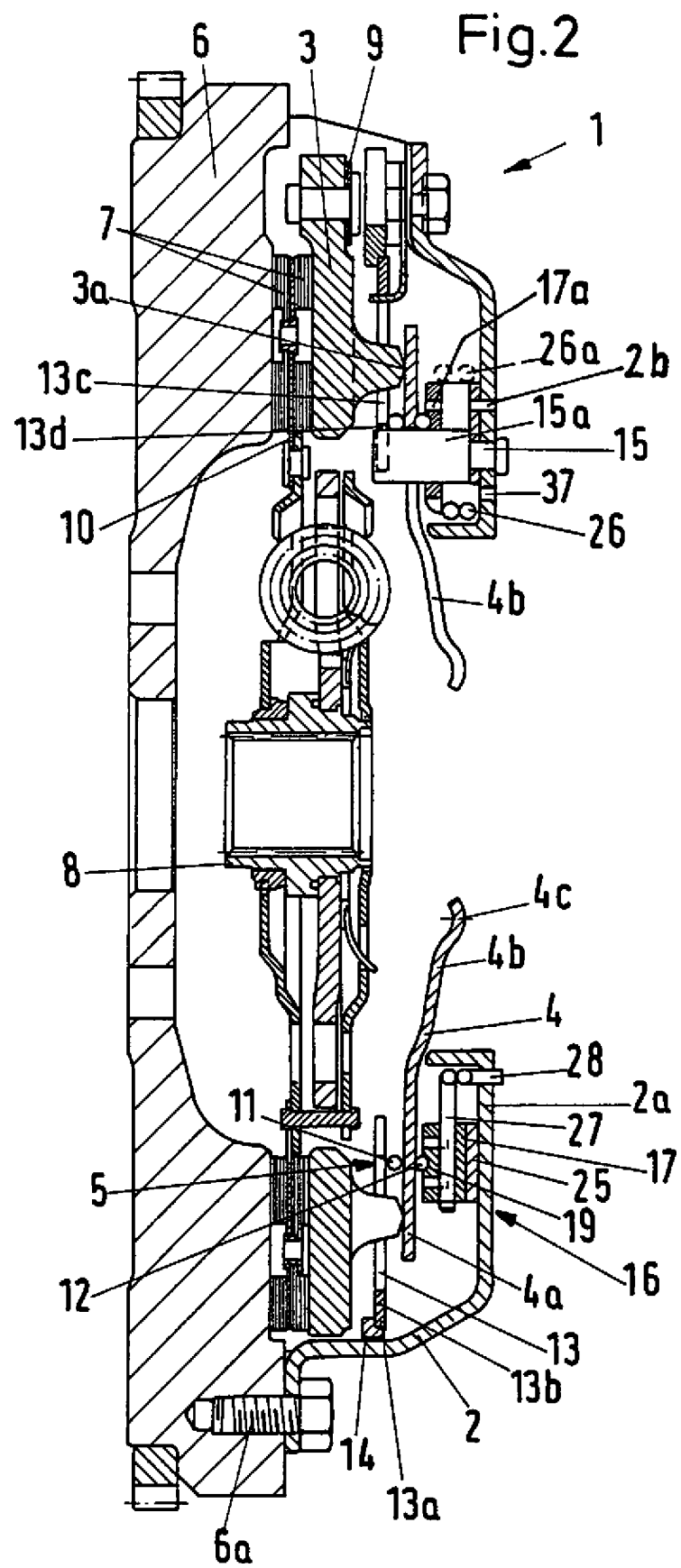


Fig. 3

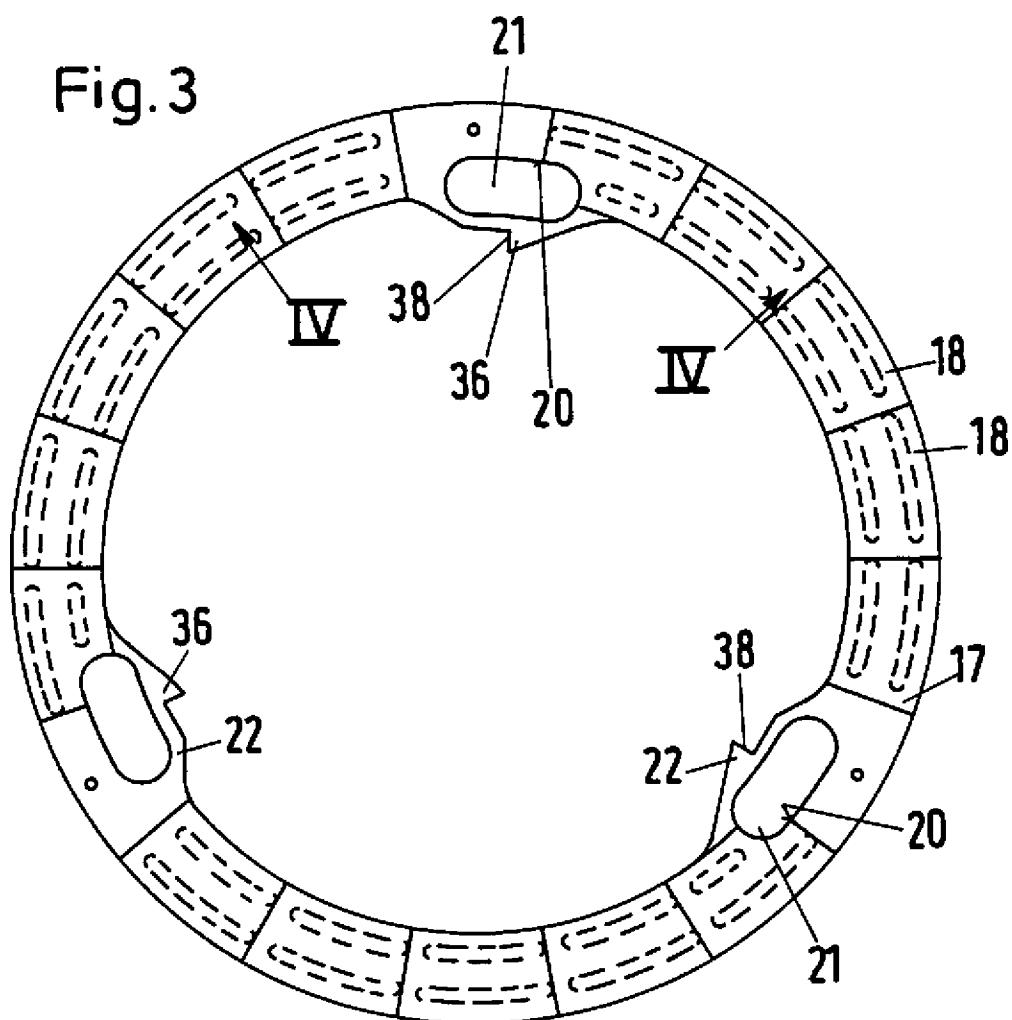


Fig. 4

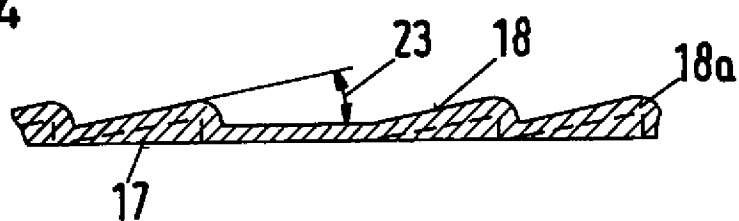


Fig.6

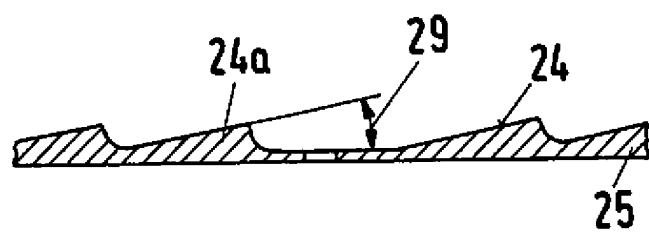
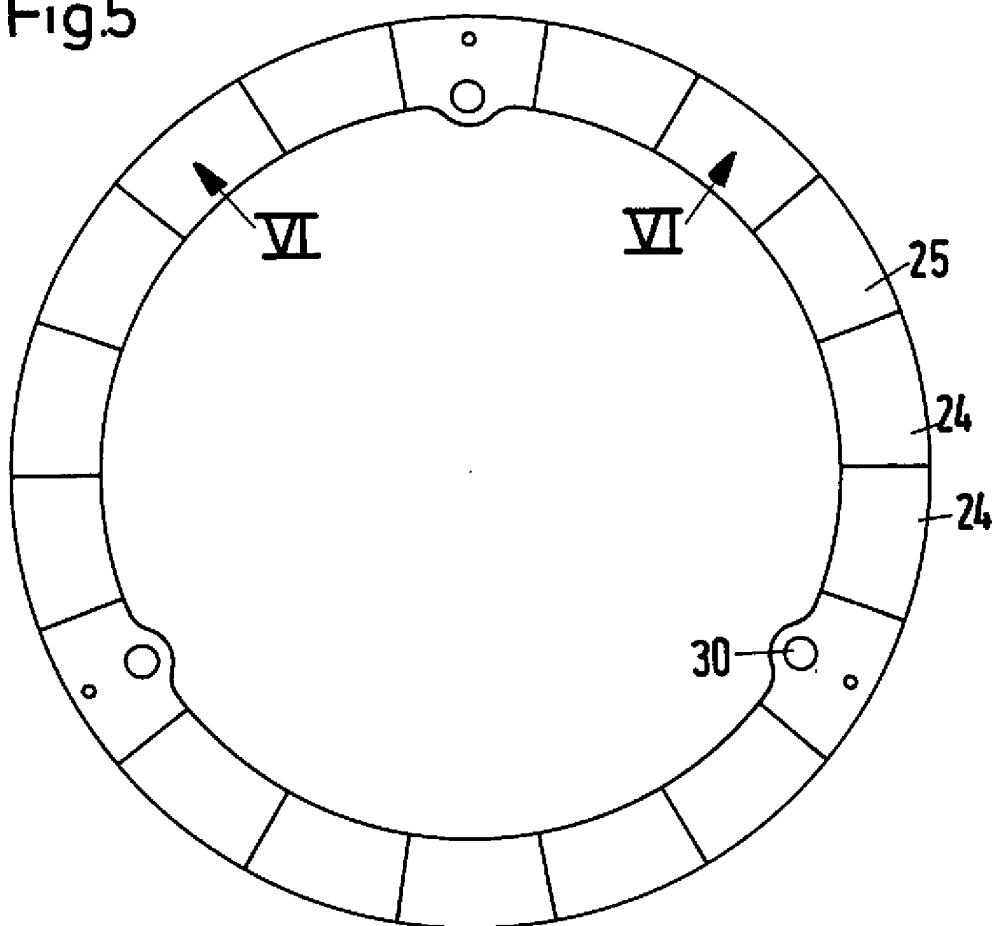


Fig.5



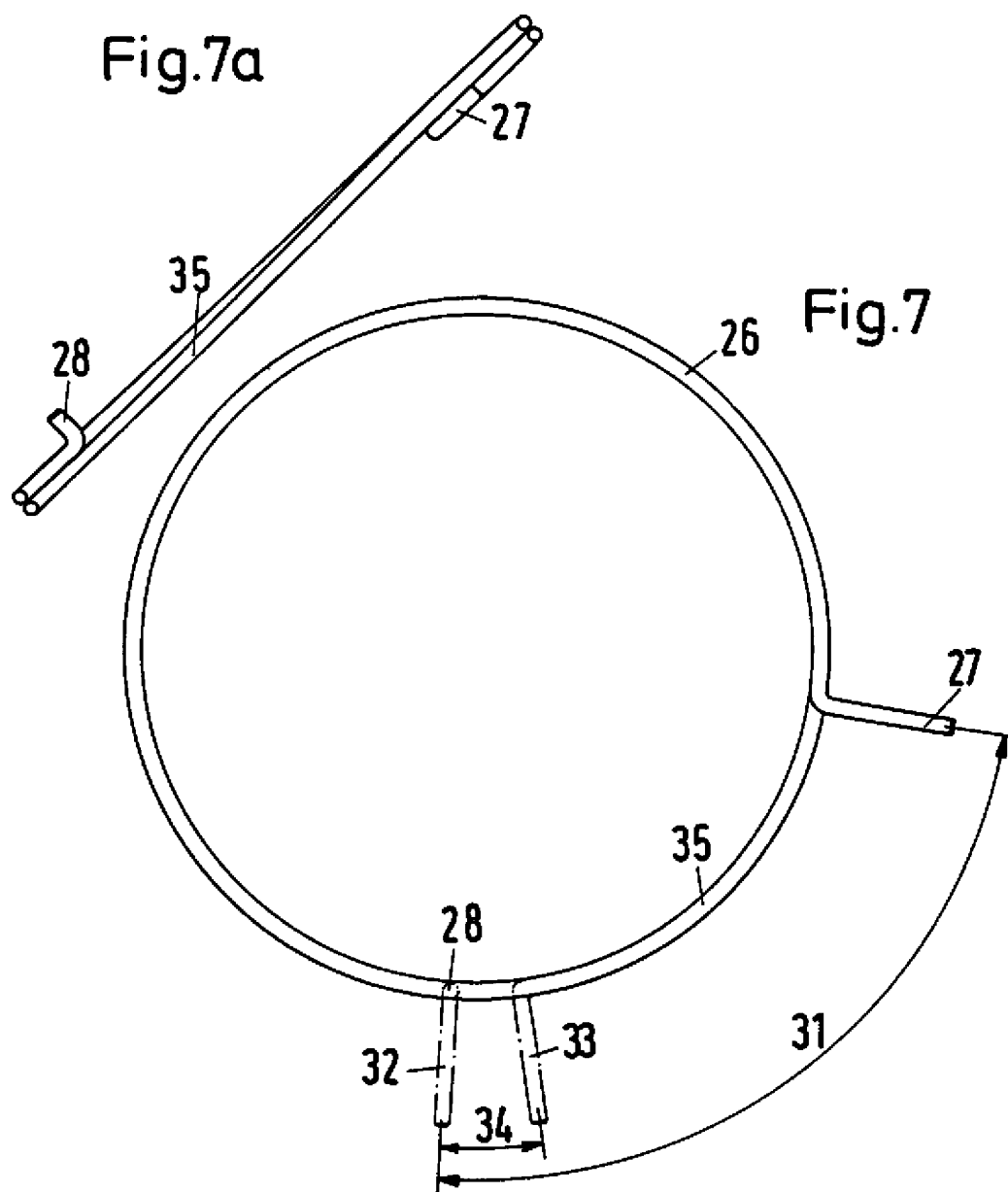


Fig.8

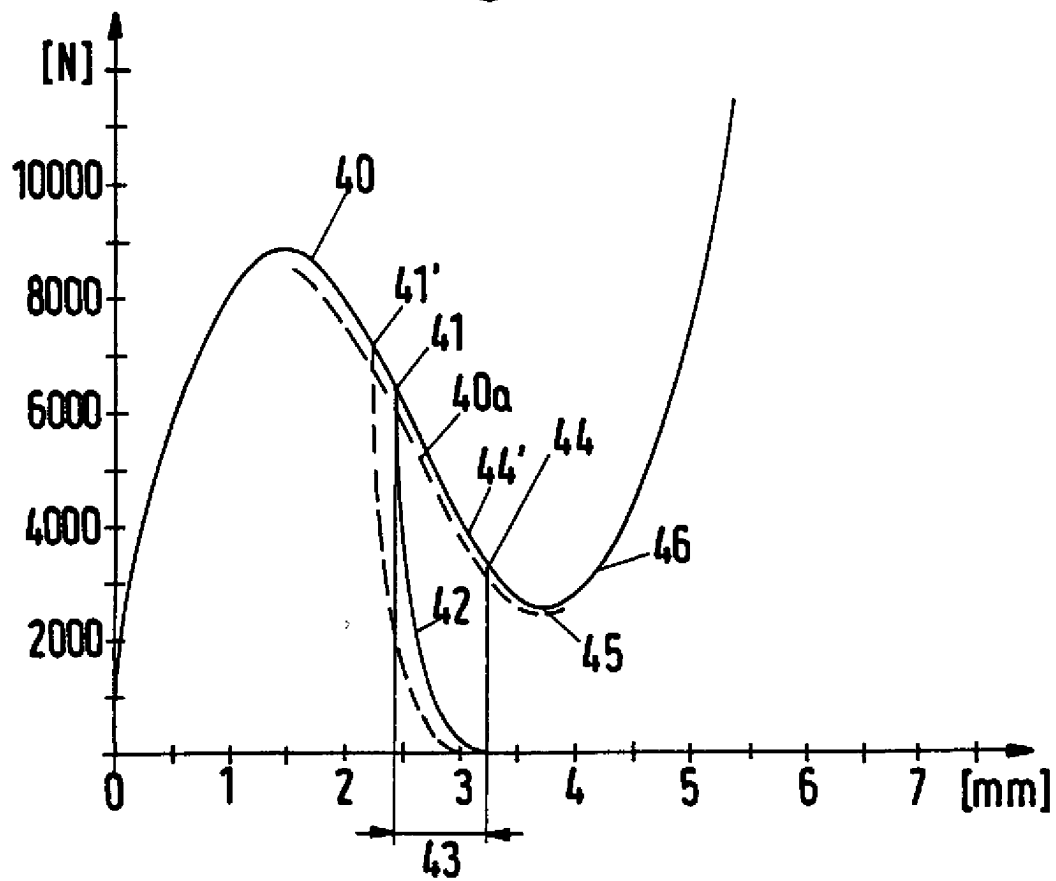


Fig.10

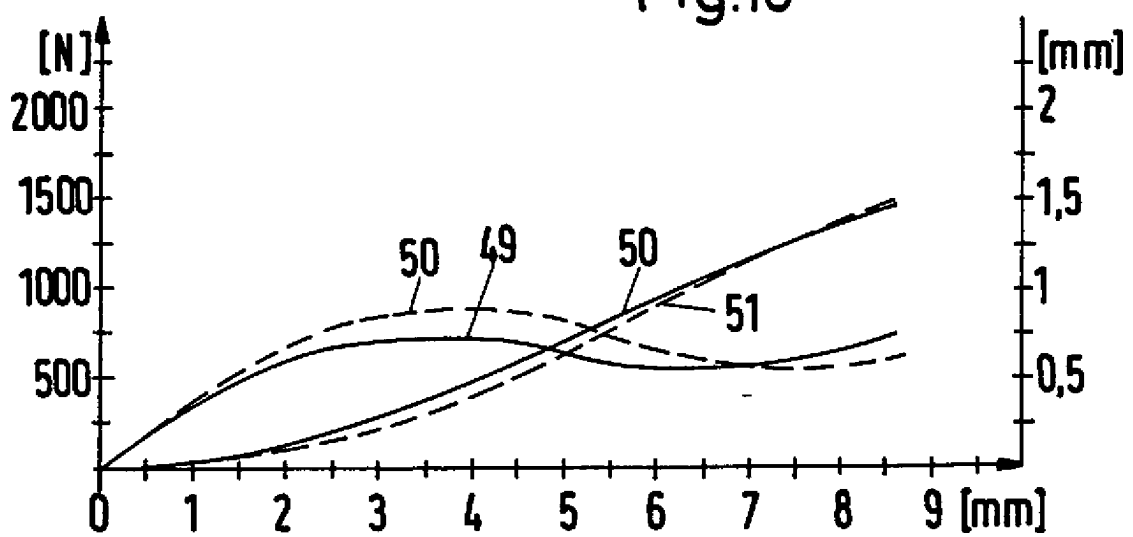


Fig.11

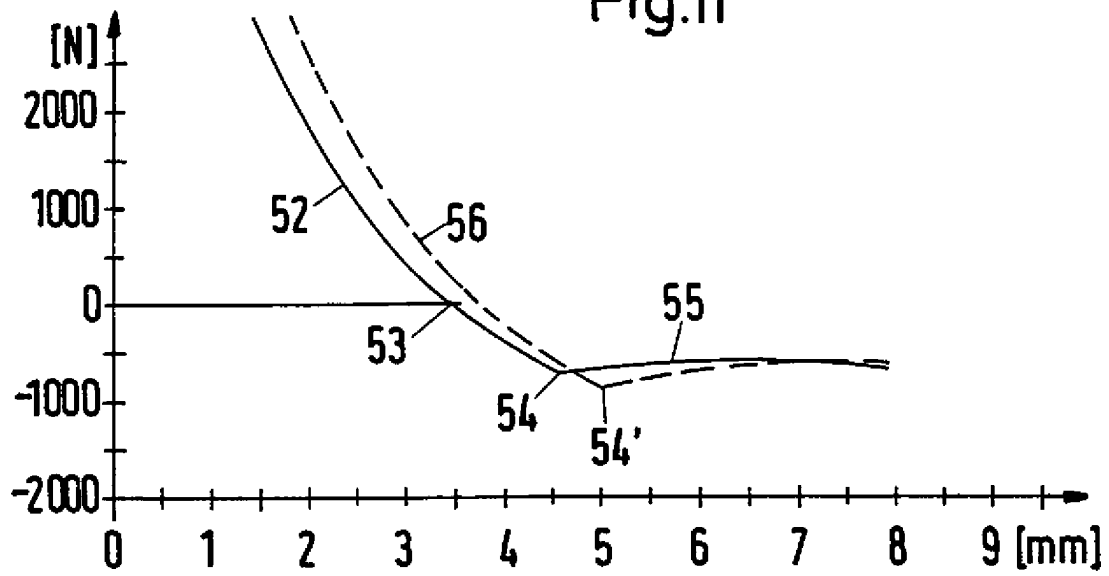
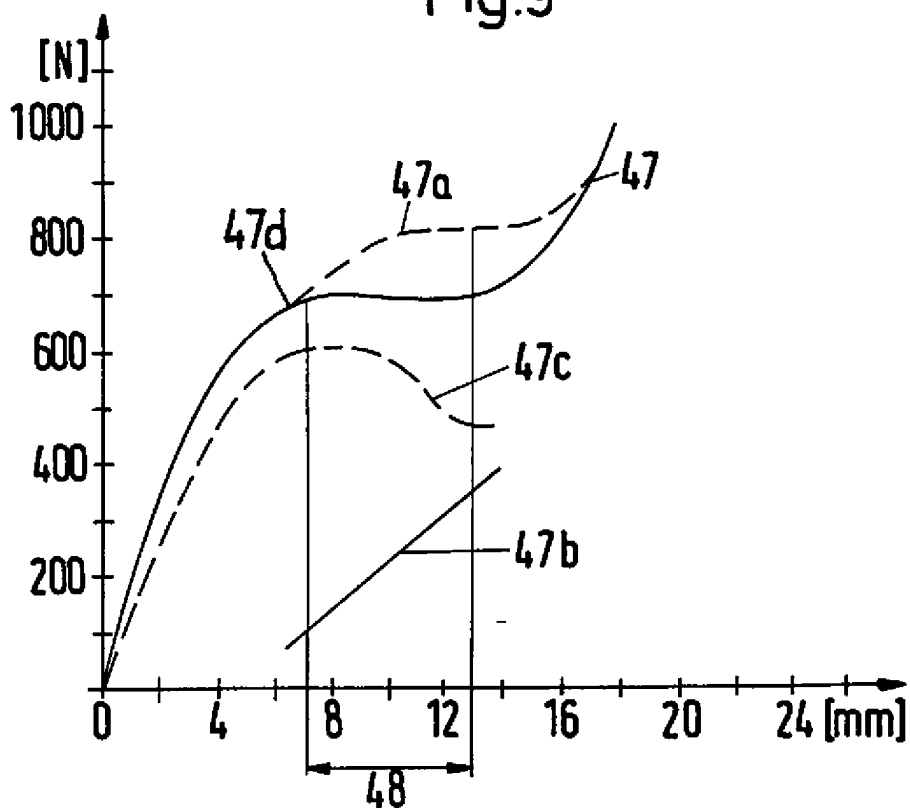


Fig.9



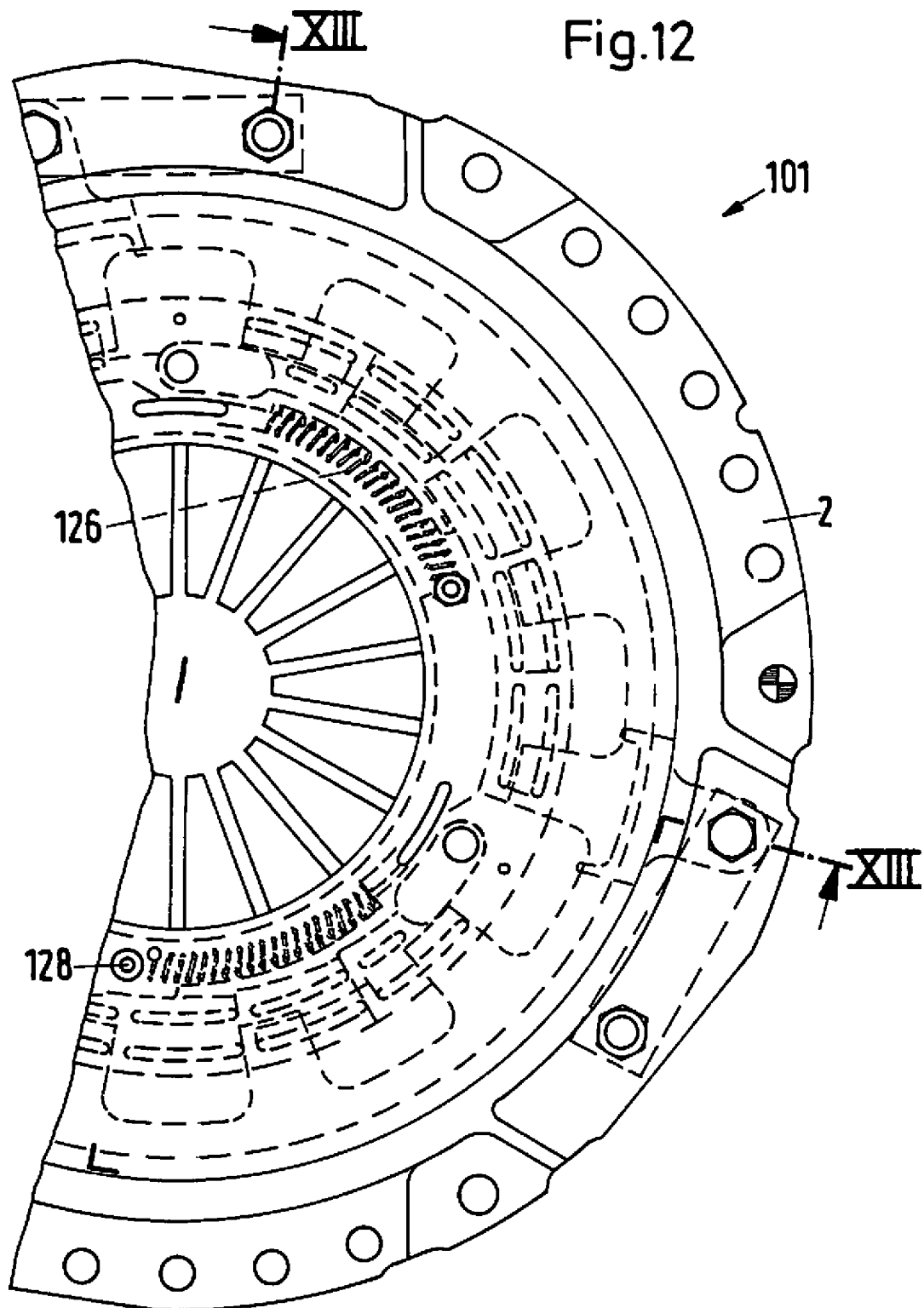


Fig.13

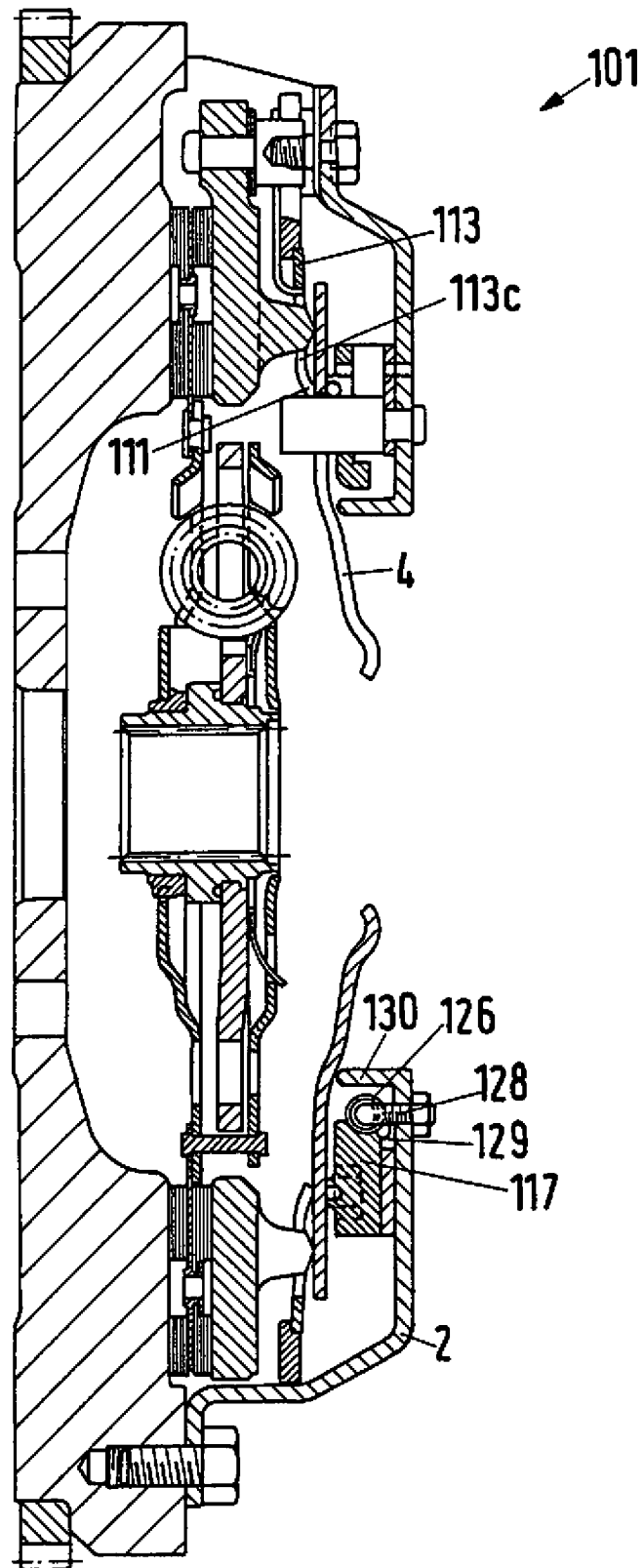


Fig.14

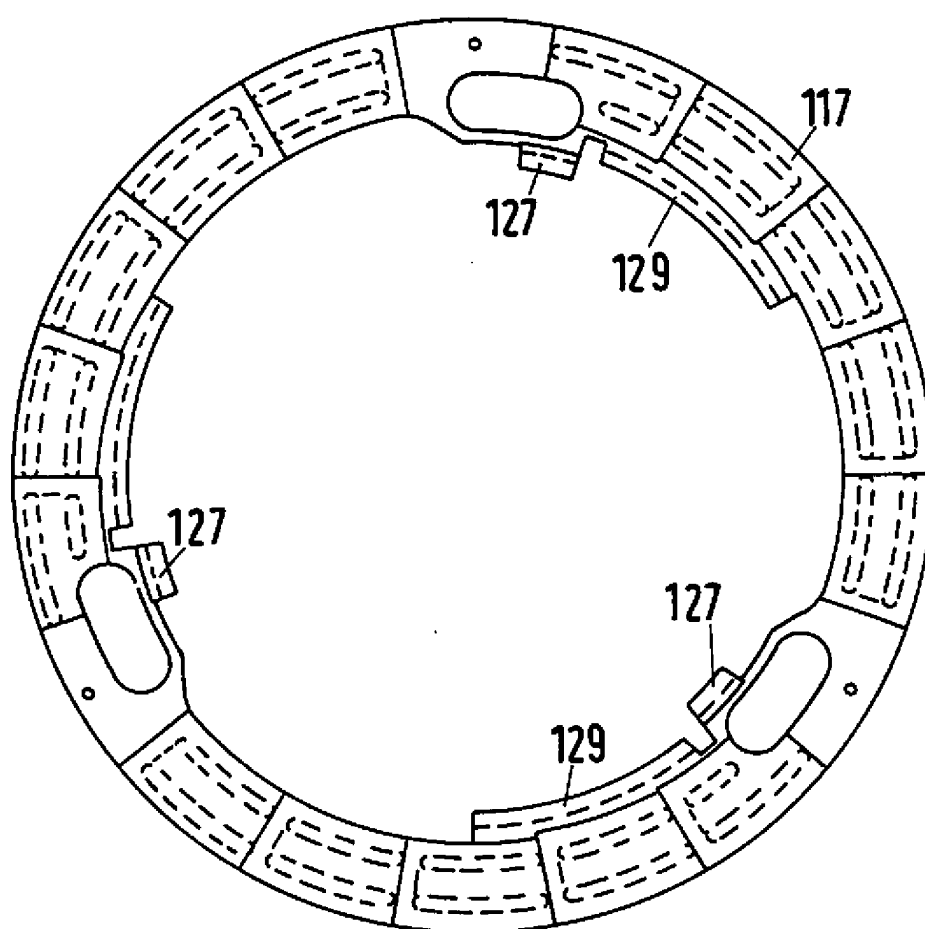


Fig.15

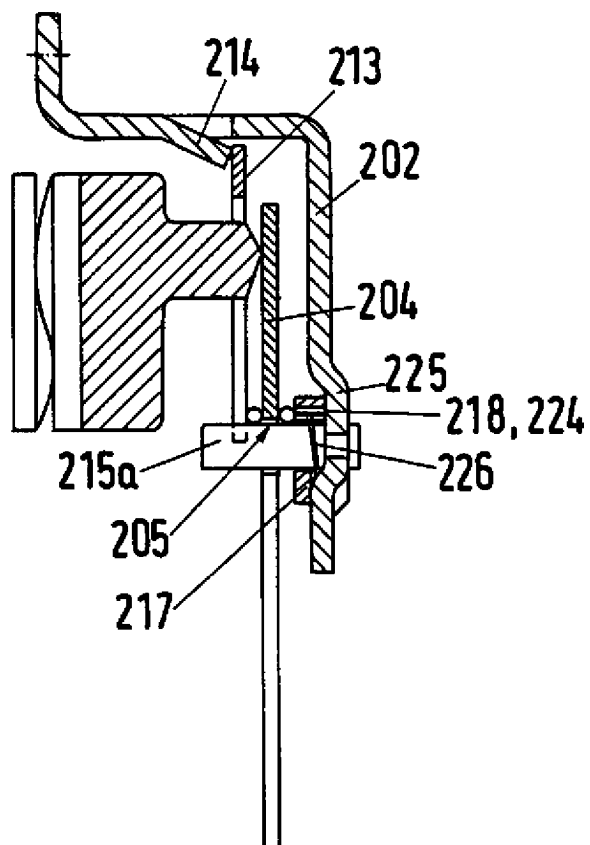


Fig.16

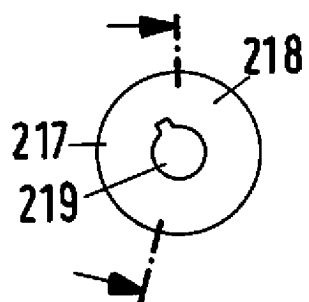


Fig.17

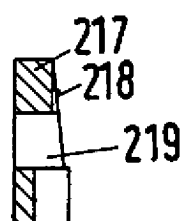


Fig.18

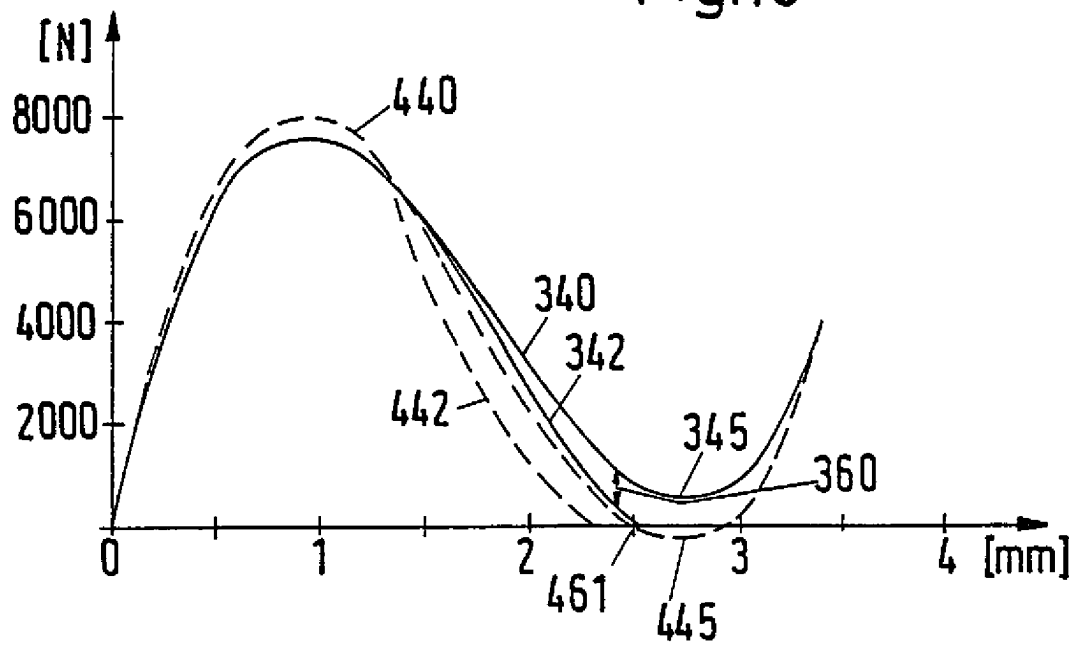


Fig.19

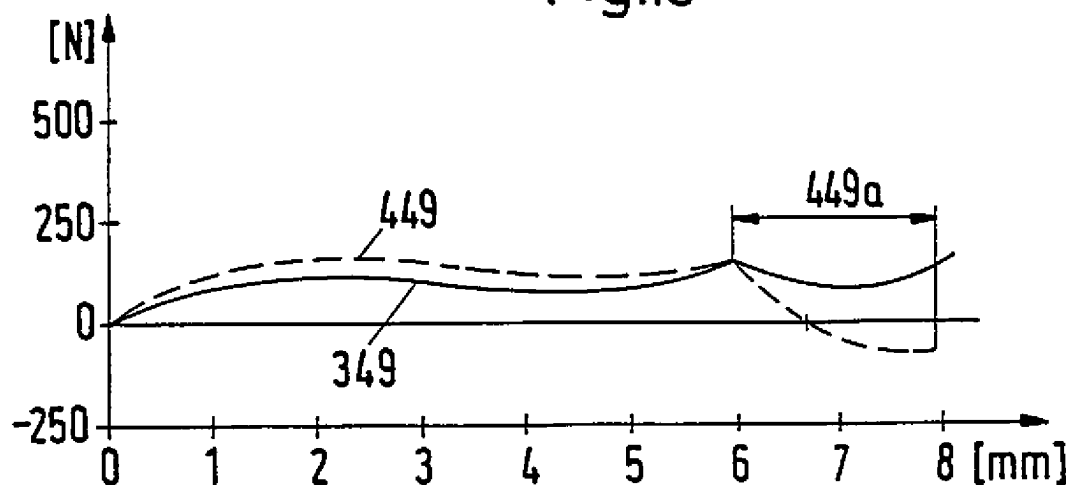
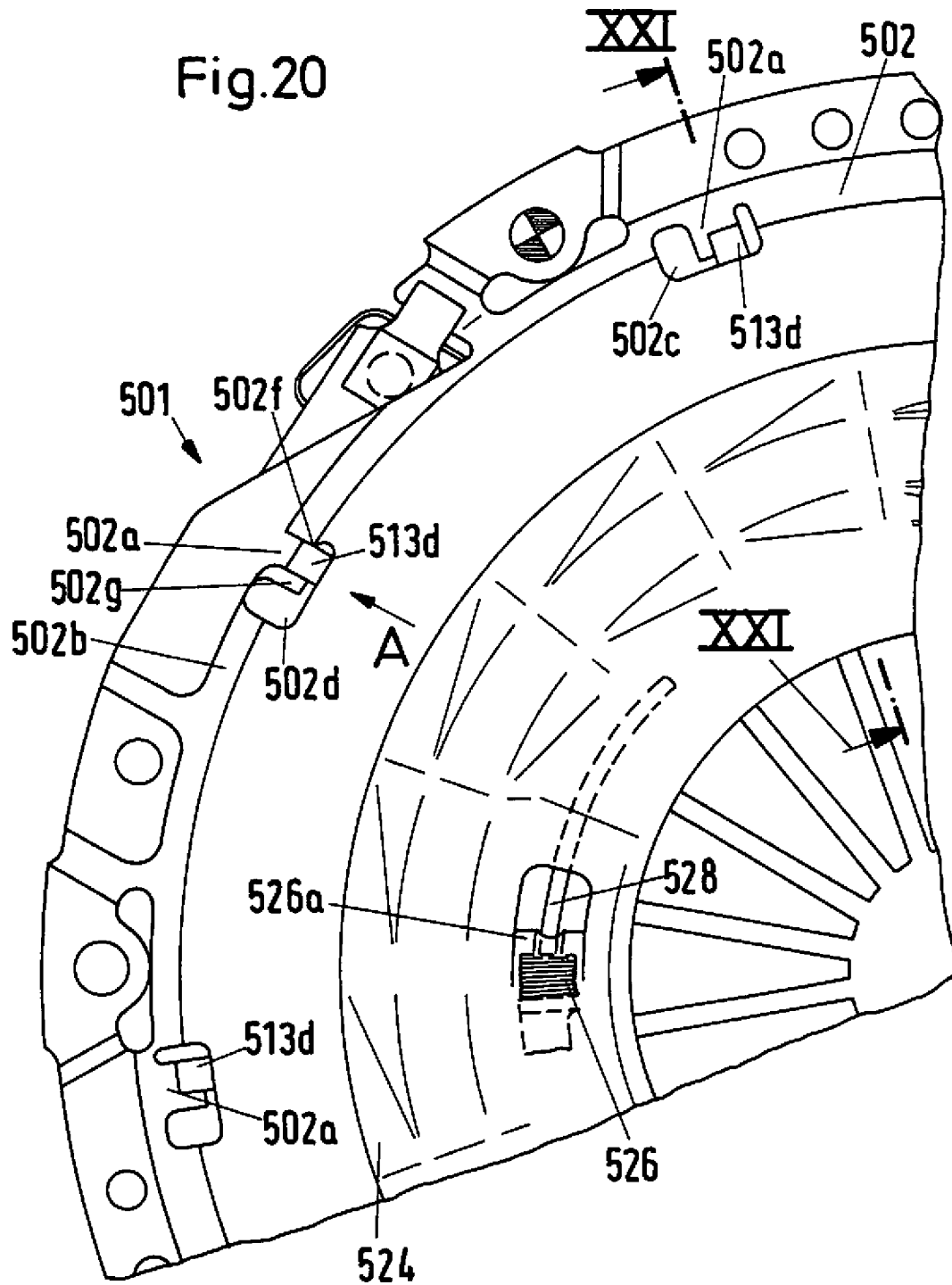


Fig.20



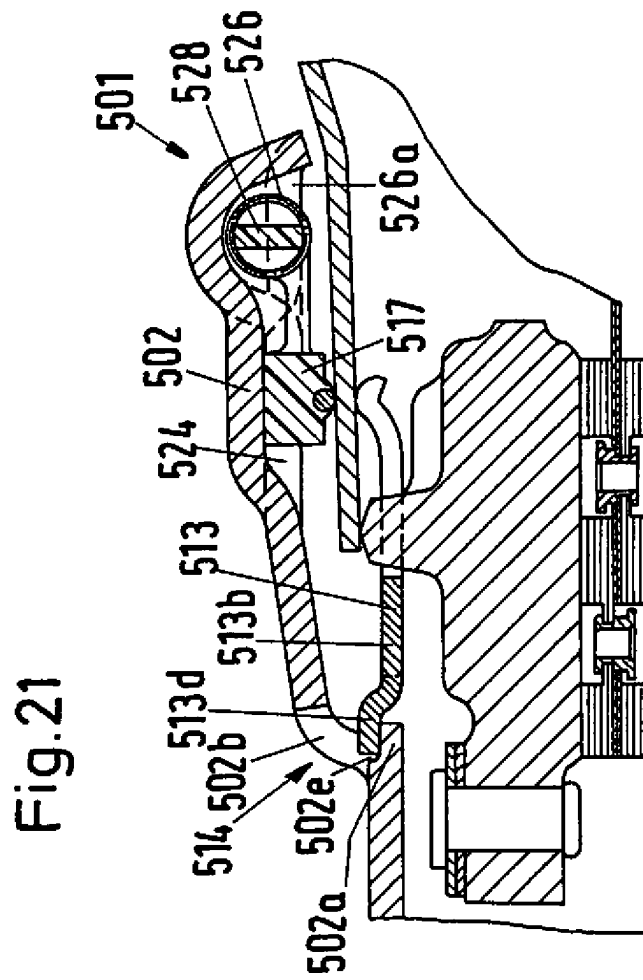
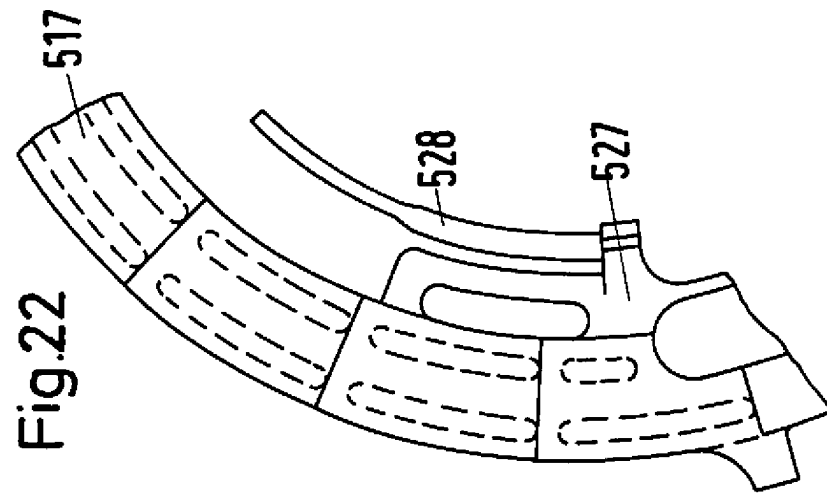
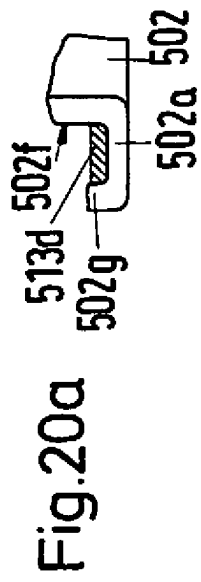


Fig. 23

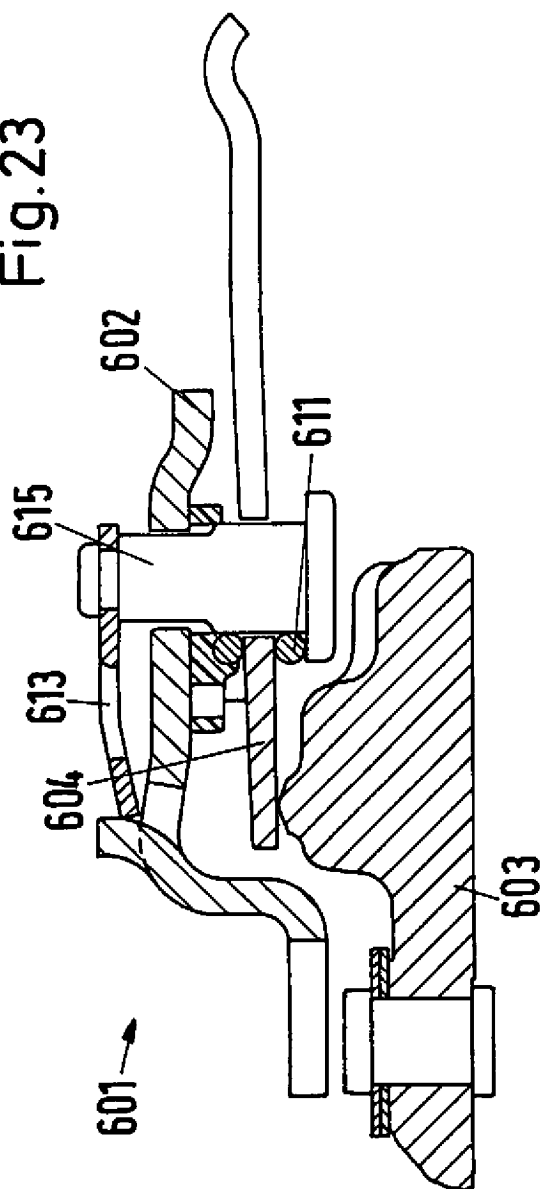


Fig. 24

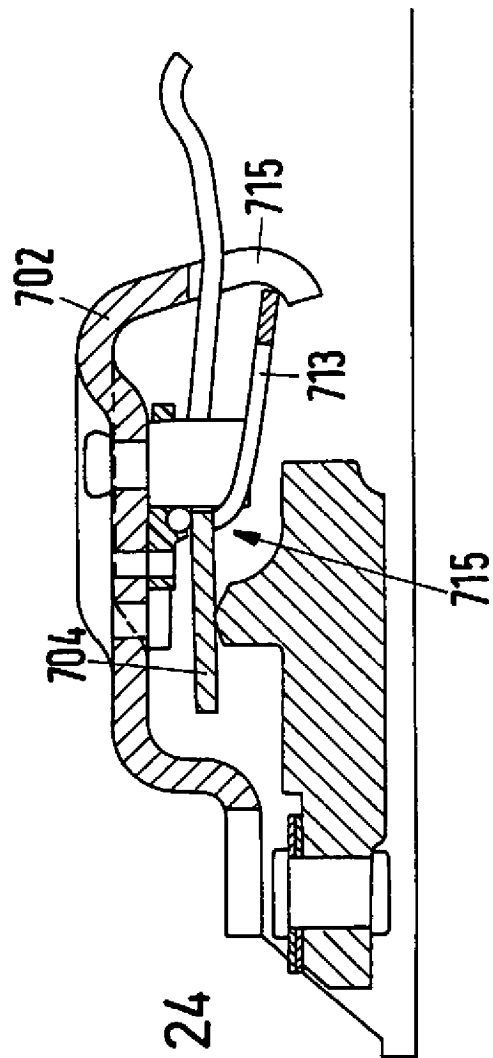


Fig.25

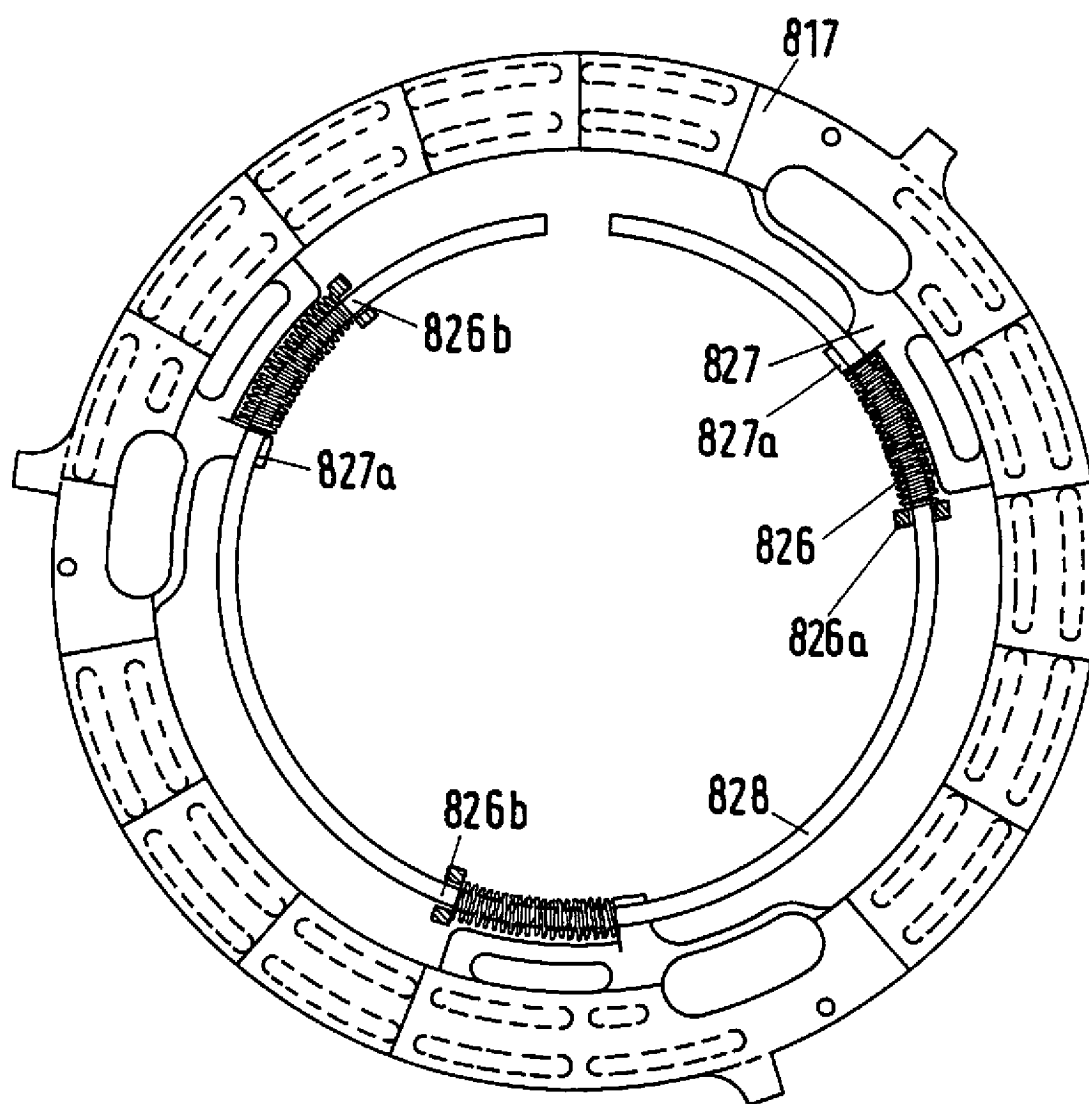


Fig.26

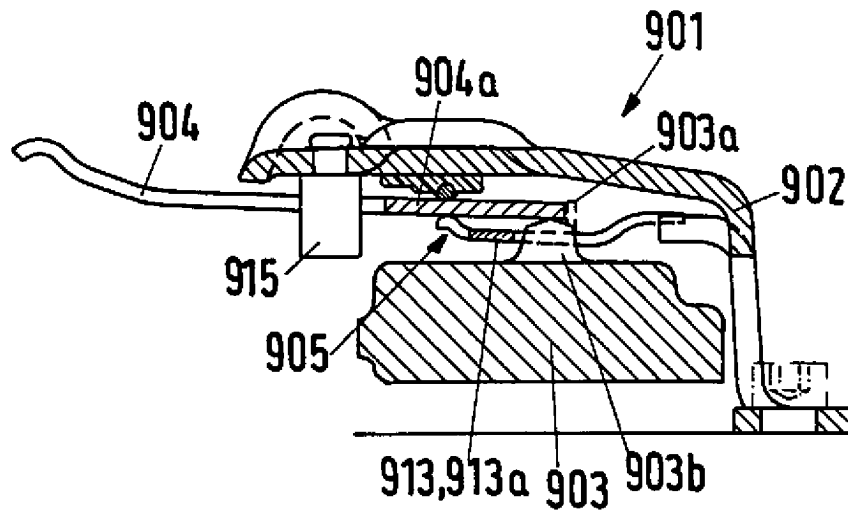


Fig.27

