(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication : **2 556 434**
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

(21) N° d'enregistrement national : **84 17477**

(51) Int Cl⁴ : F 16 F 15/12.

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION A1

(22) **Date de dépôt :** 15 novembre 1984.

(30) **Priorité :** DE, 15 novembre 1983, n°s P 33 41 443.2 et P 33 41 442.4; 2 décembre 1983, n° P 33 43 668.1; 5 mars 1984, n°s P 34 10 365.1, P 34 13 323.2, P 34 10 953.6 et P 34 11 239.1.

(43) **Date de la mise à disposition du public de la demande :** BOPI « Brevets » n° 24 du 14 juin 1985.

(60) **Références à d'autres documents nationaux apparentés :**

(71) **Demandeur(s) :** *LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU GmbH.* — DE.

(72) **Inventeur(s) :** Oswald Friedmann, Wolfgang Reik et Paul Maucher.

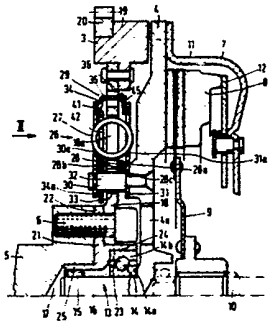
(73) **Titulaire(s) :**

(74) **Mandataire(s) :** Cabinet Regimbeau, Corre, Martin, Schrimpf Warcoin et Ahner.

(54) Dispositif pour compenser des à-coups dans le mouvement de rotation d'un moteur.

(57) L'invention concerne un dispositif pour compenser des à-coups dans le mouvement de rotation d'un moteur 5, notamment lors de variations du couple, au moyen de deux masses d'inertie 3, 4 disposées coaxialement l'une par rapport à l'autre, pouvant tourner relativement en opposition à l'action d'un dispositif d'amortissement et dont l'une est reliée au moteur à combustion interne et l'autre à la partie d'entrée 10 d'une transmission.

Le dispositif d'amortissement est agencé de manière à produire un amortissement variable par l'intermédiaire de la rotation relative des deux masses d'inertie 3, 4; on peut utiliser un élément additionnel d'amortissement par frottement ou bien les masses d'inertie 3, 4 peuvent être montées de façon à exécuter un mouvement axial relatif limité en fonction de l'actionnement d'un embrayage à friction 7.



FR 2 556 434 - A1

Vente des fascicules à l'IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention — 75732 PARIS CEDEX 15

La présente invention concerne un dispositif pour compenser des à-coups dans le mouvement de rotation d'un moteur, notamment lors de variations du couple, au moyen d'au moins deux masses d'inertie disposées coaxialement l'une par rapport à l'autre, pouvant tourner relativement en opposition à l'action d'un dispositif d'amortissement et dont l'une est reliée au moteur à combustion interne et l'autre à la partie d'entrée d'une transmission.

Dans un dispositif de ce genre, tel que celui connu par exemple d'après la demande de brevet allemand DE-OS 2 826 274, il est prévu des moyens de friction agissant entre les deux masses d'inertie pouvant tourner de façon limitée l'une par rapport à l'autre de telle sorte que ces moyens produisent un amortissement constant par friction entre les deux masses d'inertie dans toute la plage possible d'angles de rotation relative.Un tel amortissement constant par friction peut être suffisant dans quelques cas d'application, où il ne se produit pas de trop grandes variations de couple ou de trop grands moments alternés. Dans d'autres cas d'utilisation, notamment lors d'une application à des moteurs diesel qui engendrent de très grandes variations de couple ou de très grands moments angulaires alternés, le dispositif connu n'est cependant pas suffisant pour assurer un amortissement satisfaisant des oscillations angulaires dans toute la gamme de charges.

La présente invention a en conséquence pour but d'améliorer le dispositif précité servant à compenser les à-coups dans un mouvement de rotation, de telle sorte que sa capacité d'amortissement puisse être adaptée de façon optimale à l'application correspondante, la fabrication du dispositif devant être particulièrement simple et économique.

Conformément à l'invention, ce problème est résolu dans le cas d'un dispositif servant à compenser des à-coups dans un mouvement de rotation d'un moteur

par le fait que ce dispositif est agencé de telle sorte qu'il assure un amortissement variable en fonction de la rotation relative entre les deux masses d'inertie.

Un avantage essentiel de l'invention consiste en ce que la caractéristique d'amortissement du dispositif selon l'invention pour compenser des à-coups dans un mouvement de rotation est modifiable de telle sorte qu'on puisse être assuré d'un amortissement satisfaisant des oscillations angulaires dans toute la plage de rotation relative des deux masses d'inertie. En outre, le dispositif selon l'invention est agencé avantageusement d'une manière particulièrement simple. Il en résulte que, conformément à un autre avantage de l'invention, il peut être fabriqué d'une manière particulièrement économique.

Pour obtenir un amortissement variable dans un dispositif conforme à l'invention, il peut être avantageux de disposer entre les deux masses d'inertie au moins un moyen d'amortissement par friction entrant en action après qu'il s'est établi entre les masses d'inertie un angle de rotation relative déterminé. Par la prévision de tels moyens additionnels d'amortissement par friction, il est possible d'obtenir par friction une capacité d'amortissement qui est modifiable dans la plage angulaire possible de rotation relative entre les deux masses d'inertie, de sorte que le dispositif peut être adapté avantageusement d'une meilleure façon à chaque cas d'application.

Il peut être particulièrement avantageux que le moyen additionnel d'amortissement par friction soit constitué par ce qu'on appelle un dispositif de frottement en charge, qui entre en action à partir d'une position de repos du dispositif d'amortissement, et après qu'un certain angle de rotation relative a été atteint, dans la direction de poussée et/ou de traction. Il peut être avantageux à cet égard que le moyen

d'amortissement par friction soit intégré au dispositif d'amortissement et coopère avec des accumulateurs de force, comme par exemple des ressorts hélicoïdaux, qui s'opposent à une rotation relative des deux masses d'inertie. Les accumulateurs de forces coopérant avec le moyen d'amortissement par friction ou avec le dispositif de frottement en charge peuvent alors posséder une raideur élastique ou bien être pourvus d'une précontrainte telle que le moyen d'amortissement par friction ou le dispositif de frottement en charge puisse être ramené dans la condition initiale par l'accumulateur de force au moins dans des zones partielles de son angle de rotation relative.

Dans le cas du dispositif de transmission de couple faisant l'objet de la demande de brevet allemand DE-OS 2 826 274, la masse d'inertie pouvant être reliée à la partie d'entrée d'une transmission est en outre montée à rotation, avec interposition d'un manchon à collerette, sur un appendice axial de la masse d'inertie reliée au vilebrequin d'un moteur à combustion interne. La disposition du manchon à collerette est conçue de telle sorte que la collerette radiale de ce manchon absorbe la force nécessaire pour le débrayage de l'embrayage à friction prévu sur la masse d'inertie pouvant être reliée à la partie d'entrée d'une transmission et transmette cette force à la masse d'inertie reliée au moteur à combustion interne. Du fait de cette structure, lors de l'actionnement de l'embrayage à friction, la collerette radiale du manchon est serrée entre les deux masses d'inertie avec une grande force, de sorte qu'un moment de friction très élevé est engendré entre les deux masses d'inertie. Pour de nombreux cas d'application, un tel moment de friction élevée présente cependant un inconvénient car il a une influence perturbatrice sur le fonctionnement du dispositif d'amortissement placé entre les deux masses d'inertie.

Une telle influence négative se fait particulièrement sentir pendant les opérations d'embrayage et de débrayage de l'embrayage à friction car, sur une grande partie de la course d'actionnement à parcourir en retour par le système de débrayage ou par les extrémités radialement intérieures des languettes de rondelle Belleville, le disque d'embrayage de l'embrayage à friction n'est pas libéré, c'est-à-dire que le moteur et la partie d'entrée de la transmission sont encore accouplés. Sous l'effet de la perturbation de fonctionnement du dispositif d'amortissement se produisant déjà dans cette zone de la course d'actionnement, il peut se produire entre le moteur et la transmission des oscillations d'assez grandes amplitudes qui augmentent la sollicitation du train d'entraînement et qui produisent des bruits et des vibrations réduisant le confort.

Pour éviter cela, il peut être avantageux que l'autre masse d'inertie puisse être reliée, par l'intermédiaire d'un embrayage à friction pouvant être actionné par un système de débrayage, avec la partie d'entrée de la transmission, les masses d'inertie pouvant être décalées axialement de façon limitée l'une par rapport à l'autre en fonction de l'actionnement de l'embrayage à friction. Ce décalage axial entre les deux masses d'inertie peut être exploité d'une manière particulièrement avantageuse pour modifier la caractéristique d'amortissement d'un dispositif à friction agissant entre les deux masses d'inertie.

Selon une autre caractéristique de l'invention, il peut être avantageux de prévoir une possibilité de décalage axial des deux masses d'inertie l'une par rapport à l'autre en opposition à l'action d'un accumulateur de force, qui exerce sur la masse d'inertie pouvant être reliée à la partie d'entrée d'une transmission une force qui est orientée en sens opposé à la force de débrayage de l'embrayage à friction prévu sur la

masse d'inertie pouvant être reliée à la partie d'entrée de la transmission.

Pour de nombreux cas d'application, il peut être avantageux que les masses d'inertie soient agencées en forme de plaques et puissent être respectivement rapprochées axialement l'une de l'autre de façon limitée en fonction du débrayage de l'embrayage à friction et à nouveau écartées axialement l'une de l'autre de façon limitée lors du réembrayage. Pour de nombreux cas d'application, il peut cependant être également avantageux que le dispositif de transmission de couple soit agencé de telle sorte que les masses d'inertie puissent être écartées axialement l'une de l'autre de façon limitée en fonction du débrayage de l'embrayage à friction et puissent à nouveau être rapprochées axialement l'une de l'autre de façon limitée lors du réembrayage.

Notamment, dans le cas d'un dispositif de transmission de couple où les masses d'inertie peuvent se rapprocher axialement l'une de l'autre de façon limitée en fonction du débrayage de l'embrayage à friction, on peut faire en sorte que l'embrayage à friction fixé sur la seconde masse d'inertie pouvant être reliée à la partie d'entrée d'une transmission soit ce qu'on appelle un embrayage en compression. Dans le cas d'un dispositif de transmission de couple dans lequel les masses d'inertie peuvent être écartées axialement l'une de l'autre de façon limitée en fonction du débrayage de l'embrayage à friction, il peut être avantageux que l'embrayage à friction fixé sur la seconde masse d'inertie soit ce qu'on appelle un embrayage en traction, auquel cas il peut alors être en outre avantageux que les deux masses d'inertie puissent être tirées l'une vers l'autre au moyen d'un accumulateur de force. Dans le cas d'un dispositif de transmission de couple dans lequel un embrayage en compression est fixé sur la seconde masse d'inertie, on peut par contre faire en sorte que les

deux masses d'inertie soient écartées l'une de l'autre à l'aide d'au moins un accumulateur de force. L'accumulateur de force peut être constitué d'une manière particulièrement avantageuse par une rondelle Belleville.

En correspondance à une autre caractéristique de l'invention, il peut être particulièrement avantageux que le décalage axial des masses d'inertie s'effectue en opposition à la force que produit l'accumulateur de force rapprochant ou écartant les deux masses d'inertie l'une de l'autre. A cet égard il est particulièrement judicieux que l'accumulateur de force sollicitant axialement les masses d'inertie agisse en opposition à la force de débrayage de l'embrayage à friction, auquel cas on peut alors faire en sorte que cet accumulateur de force produise une force plus faible que la force nécessaire pour l'actionnement de l'embrayage à friction. L'accumulateur de force peut être constitué, d'une manière particulièrement avantageuse, par une rondelle Belleville.

La possibilité de décalage axial, conformément à l'invention, entre les deux masses d'inertie présente en outre l'avantage important que, lors de l'utilisation d'un roulement à organes roulants, comme notamment un roulement à billes, pour le montage tournant des deux masses d'inertie l'une par rapport à l'autre, ce roulement peut être serré axialement, lorsque l'embrayage à friction est embrayé, par l'accumulateur de force agissant axialement sur les deux masses d'inertie. Cela signifie que, en ce qui concerne le roulement, les bagues intérieure et extérieure de ce dernier sont sollicitées axialement en sens opposés par la force engendrée par l'accumulateur de force de sorte que la bague intérieure et la bague extérieure s'appuient axialement dans des directions opposées sur les organes roulants du roulement. En outre il se produit, lors de l'actionnement

de l'embrayage à friction, entre les deux bagues du roulement un décalage axial limité correspondant au moins au jeu de roulement en opposition à la force engendrée par l'accumulateur de force. Ce décalage fait en sorte que les organes roulants alternent leurs points de contact avec les voies de roulement ou les bagues. Une telle alternance des points de contact des organes roulants peut avoir une influence positive par le fait qu'un transfert additionnel des organes roulants est ainsi engendré par rapport aux voies des bagues du roulement ou aux voies de déplacement. Ainsi l'usure du roulement est considérablement diminuée et la durée de service du dispositif de transmission de couple est allongée.

Conformément à une autre caractéristique de l'invention, on peut faire en sorte que le décalage axial des deux masses d'inertie l'une vers l'autre soit limité par des butées. Il peut également être avantageux que les masses d'inertie soient ou puissent être placées en liaison de frottement ou de glissement par l'intermédiaire de deux surfaces de frottement ou de glissement, auquel cas en fonction de l'actionnement de l'embrayage à friction, l'effet d'amortissement de cette liaison peut être modifié. La modification de l'effet d'amortissement de la liaison par frottement ou par glissement peut alors s'effectuer en relation, c'est-à-dire en fonction du décalage axial des deux masses d'inertie. Il peut alors être avantageux que, lors du débrayage de l'embrayage à friction, l'effet d'amortissement de la liaison par frottement ou par glissement diminue et, en fonction de l'application envisagée,il peut être avantageux que cet effet d'amortissement soit contrebalancé au moins en partie ou bien également complètement.

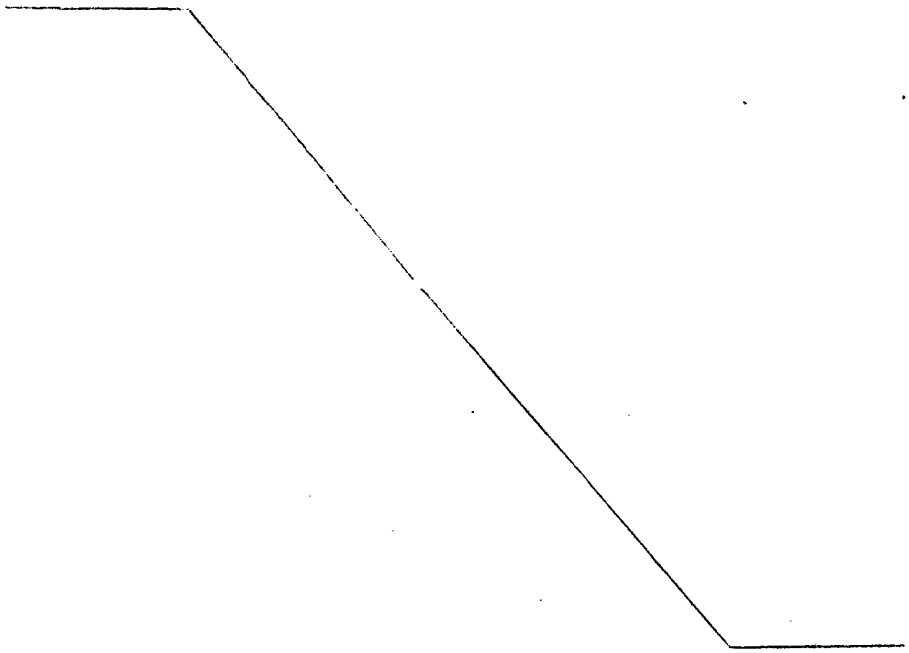
Conformément à une autre caractéristique de l'invention, il peut être avantageux que la liaison par frottement ou par glissement soit établie par au moins une garniture de frottement ou de glissement prévue entre les deux masses d'inertie et qui peut être placée entre les surfaces frontales, tournées l'une vers l'autre, des deux masses d'inertie agencées en forme de disques. A cet égard, il peut être avantageux que la garniture de frottement ou de glissement ait une forme d'anneau et soit le cas échéant serrée entre les masses d'inertie, lorsque l'embrayage à friction n'est pas actionné, par l'accumulateur de force rapprochant ou écartant les deux masses d'inertie l'une de l'autre.
D'une manière avantageuse, la structure du dispositif de transmission de couple peut être conçue de telle sorte que, lors du débrayage de l'embrayage à friction, le serrage de l'anneau de friction et par conséquent son effet d'amortissement soient supprimés. Pour de nombreux cas d'applications, on peut cependant faire en sorte que le serrage de l'anneau de frottement lors du débrayage de l'embrayage à friction soit diminué sous l'effet du décalage axial entre les deux masses d'inertie de telle sorte que, également lorsque l'embrayage à friction est débrayé, un effet d'amortissement, évidemment réduit, soit conservé pour l'anneau de frottement.

Il peut en outre être particulièrement avantageux que les deux masses d'inertie soient montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un roulement à organes roulants, auquel cas avantageusement l'une des bagues du roulement peut être fixée axialement sur la seconde masse d'inertie tandis que l'autre bague de roulement peut être montée axialement sur l'appendice axial prévu sur la première masse d'inertie. A cet égard, il peut être avantageux que l'accumulateur de force assurant le rapprochement ou l'écartement mutuel des masses d'inertie s'accroche sur

la bague du roulement à organes roulants qui est déplaçable axialement et empêche celle-ci de tourner par rapport à la masse d'inertie recevant cette bague de roulement.

En outre, il peut être avantageux que le dispositif d'amortissement se compose d'accumulateurs de force et/ou de moyens de frottement ou de glissement agissant dans une direction périphérique et qui exercent une action en addition à la liaison par frottement ou par glissement modifiable en fonction de l'actionnement de l'accouplement à friction. On est ainsi assuré d'une grande possibilité de variations permettant d'obtenir des courbes caractéristiques d'amortissement bien déterminées, ce qui permet également une adaptation correcte au cas d'application correspondant.

Il peut être particulièrement avantageux que le palier à organes roulants prévu entre les masses d'inertie soit constitué par un roulement à une seule rangée d'organes roulants.



D'autre caractéristiques et avantages de l'invention seront mis en évidence, dans la suite de la description, donnée à titre d'exemple non limitatif, en référence aux dessins annexés dans lesquels:

la Figure 1 représente en coupe partielle un mode de réalisation d'un dispositif de transmission de couple selon l'invention;

la Figure 2 est une vue en élévation faite suivant la flèche II de la Figure 1;

la Figure 3 est une courbe caractéristique de torsion d'un dispositif conforme aux Figures 1 et 2;

la Figure 4 est une représentation, en partie en coupe, d'un autre mode de réalisation du dispositif de transmission de couple conforme à l'invention; et

la Figure 5 représente en partie en coupe un autre mode de réalisation de l'invention.

Le dispositif 1 représenté sur les Figures 1 et 2, servant à compenser des à-coups de rotation, comporte un volant 2 qui est divisé en deux masses d'inertie 3 et 4. La masse d'inertie 3 est fixée sur un vilebrequin 5 d'un moteur à combustion interne, non représenté en détail, par l'intermédiaire de boulons 6. Sur la masse d'inertie 4 est fixé un embrayage à friction 7 par l'intermédiaire de moyens non représentés en détail. Entre la plaque de pression 8 de l'embrayage à friction 7 et la masse d'inertie 4, il est prévu un disque d'embrayage 9 qui est monté sur l'arbre d'entrée 10 d'une transmission, non représentée en détail. La plaque de pression 8 de l'embrayage à friction 7 est poussée en direction de la masse d'inertie 4 par une rondelle Belleville 12 montée de façon tournante sur le couvercle d'embrayage 11. Par actionnement de l'embrayage à friction 7, la masse d'inertie 4, et par conséquent également le volant 2, peuvent être accouplés et désaccouplés par l'intermédiaire du disque d'embrayage 9 de l'arbre de transmission 10.

Les deux masses d'inertie 3 et 4 peuvent être tournées l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un palier 13. Le palier 13 contient un roulement à billes 14 ainsi qu'un roulement à aiguilles 15 agissant radialement et placé à une certaine distance axiale de celui-ci. La masse d'inertie 4 comporte un tourillon cylindrique 16 sur lequel est monté sans possibilité de rotation relative la bague intérieure 14a du roulement à billes 14. Le tourillon 16 pénètre dans un trou 17 ménagé de façon centrée dans le vilebrequin 5. Le roulement à aiguilles 15 est placé dans une zone de chevauchement axial entre le trou 17 et le tourillon 16.

La masse d'inertie 3 constituée de différents composants comporte un composant 18 en forme de flasque, qui porte radialement à l'extérieur un corps de forme annulaire 19 sur lequel est montée la couronne de démarreur 20. Radialement vers l'intérieur, le composant 18 en forme de flasque est centré sur une pièce intermédiaire 21, qui comporte une zone radiale 22 s'étendant entre le composant 18 en forme de flasque et la surface frontale du vilebrequin 5. Au moyen des boulons 6, la partie radiale 22 ainsi que le composant en forme de flasque 18 sont serrés en direction de la surface frontale du vilebrequin 5. La pièce intermédiaire 21 comporte un appendice 23 orienté en sens opposé au vilebrequin 5 et dont le contour intérieur délimite un trou 24 dans lequel est monté sans possibilité de rotation relative la bague extérieure 14b du roulement à billes 14. La partie intermédiaire 21 comporte en outre un appendice de forme tubulaire 25 pénétrant axialement dans le trou 17 du vilebrequin 5 et dont la surface périphérique extérieure sert au centrage de la masse d'inertie 3 par rapport au vilebrequin 5. Le roulement à aiguilles 15 agissant radialement est placé entre la surface périphérique intérieure de l'appendice tubulaire 25 et l'extrémité du tourillon 16. La masse d'inertie 4 comporte des évidements

4a dans lesquels peuvent passer des boulons 6 de sorte que les masses d'inertie 3 et 4 peuvent être montées, en combinaison avec le palier 13, sous forme d'un ensemble unitaire sur le vilebrequin 5.

Les deux masses d'inertie 3 et 4 peuvent tourner l'une par rapport à l'autre de façon limitée en opposition à l'action du dispositif d'amortissement 26. Le dispositif d'amortissement 26 se compose d'accumulateurs de force agissant dans une direction périphérique et se présentant sous la forme de ressorts hélicoïdaux 27 et des dispositifs de frottement 28, 29. Le composant en forme de flasque 18 sert de partie d'entrée pour le dispositif d'amortissement 26. De part et d'autre du composant en forme de flasque 18, il est prévu des disques 30, 31 qui sont reliés rigidement entre eux en étant espacés axialement par l'intermédiaire de goujons d'espacement 32. Les goujons d'espacement 32 servent en outre à la fixation des deux disques 30, 31 sur la masse d'inertie 4. Dans les disques 30, 31, ainsi que dans le composant en forme de flasque 18, il est prévu des évidements 30a, 31a et 18a dans lesquels sont reçus les accumulateurs de force 27. Dans le composant en forme de flasque 18, il est en outre prévu des évidements incurvés 33 dans lesquels sont engagés les goujons d'espacement 32, de sorte que la rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4 s'effectue par butée des goujons 32 contre les extrémités de contours 33a, 33b de ces évidements de profil incurvé 33.

Le dispositif de frottement 28, qui agit dans toute la plage angulaire de rotation relative entre le composant en forme de flasque 18 et les deux disques 30, 31, comporte une partie 28a en forme de rondelle Belleville, un disque de pression 28b ainsi qu'un anneau de frottement 28c placé entre le disque de pression 28b et le composant en forme de flasque 18. Le composant 28a en forme de rondelle Belleville précontrainte s'appuie

d'un côté contre le disque 31 et sollicite de l'autre côté le disque de pression 28b en le poussant en direction du flasque 18, ce qui provoque le serrage de l'anneau de frottement 28c entre le disque de pression 28b et le flasque 18.

Le dispositif de frottement 29 constitue un dispositif de frottement en charge avec un disque de frottement en charge 34. Le disque de frottement en charge 34 comporte sur sa périphérie extérieure des bras 35 orientés dans une direction axiale et qui sont engagés dans des évidements 36 du composant en forme de flasque 18. Les évidements 36 sont agencés de telle sorte qu'il puisse se produire une rotation relative entre le disque 34 et le flasque 18 aussi bien dans une direction de poussée sur une partie 37 de la plage de rotation possible 39 que dans une direction de traction sur une partie 38 de la plage de rotation possible 40. Le disque de frottement en charge 34 prévu entre le composant en forme de flasque 18 et le disque 30 comporte une moulure 41 formée dans les zones radialement extérieures en direction du disque 30 et qui s'accroche par friction sur celui-ci. Le disque de frottement en charge 34 comporte en outre des parties orientées radialement vers l'intérieur et dans lesquelles il est prévu un évidement 42 servant à recevoir l'accumulateur de force 27. Cet évidement 42 présente – en considérant la direction périphérique – la même dimension 43 que les deux évidements 30a, 31a des deux disques 30, 31. La dimension 44 de l'évidement 18a formé dans le flasque 18 est supérieure à la dimension 43. La disposition des évidements 30a, 31a, 42 par rapport à l'évidement 18a ainsi que la différence entre les dimensions 43 et 44 sont choisies de telle sorte qu'il puisse se produire entre le flasque 18 et les deux disques 30, 31 une rotation relative dans une plage angulaire 37, 38 avant que l'accumulateur de force 27 soit comprimé entre le

composant en forme de flasque 18 et les deux disques 30, 31.

Sur les bras 35 du disque de frottement en charge 34 s'appuie par ses zones radialement extérieures un composant 45 en forme de rondelle Belleville qui est prévu entre le flasque 18 et le disque 31 et qui s'appuie par ses zones radialement intérieures contre le disque 31. Le disque de frottement en charge 34 est ainsi poussé en direction du disque 30. Les évidements 30a, 31a des deux disques 30, 31 et l'évidement 18a du flasque 18 ainsi que les ressorts hélicoïdaux intermédiaires 27 sont disposés sur la périphérie du dispositif d'amortissement 26 et dimensionnés de manière à obtenir une courbe caractéristique d'amortissement à plusieurs gradins, comme cela va être expliqué de façon plus détaillée en référence à la courbe caractéristique de torsion représentée sur la Figure 3. Dans la courbe caractéristique de torsion représentée sur la Figure 3, on a porté en abscisses l'angle de rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4 et en ordonnées le moment transmis entre les deux masses d'inertie 3 et 4. Sur les Figures 2 et 3, la flèche 46 indique la direction de traction, c'est-à-dire le sens de rotation suivant lequel la masse d'inertie 3 entraînée par le vilebrequin 3 d'un moteur à combustion interne assure l'entraînement de l'arbre d'entrée 10 de la transmission, et par conséquent également du véhicule, par l'intermédiaire du disque d'accouplement 9. On a indiqué par la flèche 47 la direction de poussée.En outre, sur la Figure 3, la ligne en trait plein montre l'effet d'amortissement qui est produit par les ressorts tandis que les surfaces hachurées 48, 48a indiquent l'amortissement par friction, superposé à la courbe caractéristique des ressorts, du dispositif de frottement en charge 29.

A partir de la position de repos, représentée sur la Figure 2, du dispositif d'amortissement 26, il

intervient, lors d'une rotation relative des deux masses d'inertie 3 et 4 dans la direction de traction 46, initialement dans la zone 38 le premier groupe de ressorts constitué par les ressorts 27 de faible raideur, qui ne sont pas représentés. A la fin de la zone 38, il intervient additionnellement le second groupe de ressorts constitué par des ressorts 27 de plus grande raideur, auquel appartient également le ressort représenté 27, leur effet venant s'ajouter à celui du premier groupe de ressorts. Ce résultat est obtenu par le fait que les bords 49 des évidements 18a du flasque 18 viennent s'accrocher, après une rotation de l'angle 38 dans la direction de traction 46, dans les évidements 30a, 31a des disques 30, 31 associés aux ressorts 27 de grande raideur. De la même manière, les bords 50 des évidements 18a viennent s'accrocher, lors d'une rotation de l'angle 37 dans la direction de poussée 47, sur le ressort 27 du second groupe.

L'angle maximal de rotation est déterminé par les goujons 32 et les évidements 33 ménagés dans le composant en forme de flasque 18. Lors d'une rotation de la masse d'inertie 3 de l'angle 40 dans la direction de traction 46 ou bien de l'angle 39 dans la direction de poussée 47, les goujons 32 viennent s'appliquer contre les extrémités 33a, 33b des évidements 33.

Lors d'une rotation de la masse d'inertie 3 dans une direction de traction ou de poussée à partir de la position de repos représentée sur la Figure 2, un frottement est initialement produit par le dispositif de friction 28. Ce dispositif de friction 28 agit seul jusqu'à ce que les bras 35, orientés axialement, du disque de frottement en charge 34 viennent s'appliquer contre les bords de butée 51, dans la direction de traction, ou bien 52 dans la direction de poussée, des évidements 36 ménagés dans le flasque 18, de telle sorte que le disque de frottement en charge 34, et par

conséquent également le composant en forme de rondelle Belleville 45, sont bloqués par rapport au flasque 18 ou à la masse d'inertie 3. Ce blocage fait en sorte que, lors de la poursuite de la rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4, le disque de frottement en charge 34 et la rondelle Belleville 45 sont tournés par rapport aux deux disques 30, 31 entre lesquels ils sont serrés jusqu'à ce que les goujons 32 entrent en contact avec les extrémités 33a ou 33b des évidements 33 du flasque 18. Pendant cette phase de rotation, il se produit un moment de friction relativement grand. Dans la courbe caractéristique de torsion, l'action d'amortissement, produite par ce moment de friction, du dispositif de frottement en charge 26 est représentée par la surface 48 et, pour la zone de poussée, par la surface 48a.

Comme le montre la courbe caractéristique de torsion représentée sur la Figure 3, la précontrainte des accumulateurs de force 27 coopérant avec le dispositif de frottement en charge 29 est choisie de telle sorte que le moment de rappel produit par ces accumulateurs de force soit suffisant pour faire revenir le dispositif de frottement charge dans la position de repos représentée sur la Figure 2. La précontrainte des accumulateurs de force 27 coopérant avec le dispositif de frottement en charge 29 peut cependant être également choisie plus faible de manière qu'il ne s'effectue pas un mouvement de retour total du dispositif de frottement en charge et qu'il se produit ce qu'on appelle un ralentissement du retour du dispositif de frottement en charge. En outre, les évidements 42 du disque de frottement en charge 35 peuvent être plus gros que les évidements 30a, 31a des disques 30, 31, ce qui assure également un ralentissement du retour du dispositif de frottement en charge.

Dans la courbe caractéristique de torsion représentée sur la Figure 3, on n'a pas mis en évidence l'amortissement ou l'hystérésis de frottement produit par le dispositif de friction 28 car cet amortissement de frottement est bien plus faible, dans l'exemple de réalisation décrit, que celui du dispositif de frottement en charge 29.

Le dispositif de transmission de couple 1' représenté sur la Figure 4 et servant à absorber ou à compenser des à-coups de rotation comprend un volant 2' qui est divisé en deux masses d'inertie 3' et 4'. La masse d'inertie 3' est fixée sur un vilebrequin 5' d'un moteur à combustion interne, non représenté en détail, par l'intermédiaire de boulons 6'. Sur la masse d'inertie 4' est fixé ce qu'on appelle un embrayage à friction en compression 7' par l'intermédiaire de boulons, non représentés en détail. Entre la plaque de pression 8' de l'embrayage à friction 7' et la masse d'inertie 4', il est prévu un disque d'embrayage 9', qui est monté sur l'arbre d'entrée 10' d'une transmission, non représentée en détail. La plaque de pression 8' de l'embrayage à friction 7' est poussée en direction de la masse d'inertie 4' par une rondelle Belleville 12' montée de façon tournante sur le couvercle d'embrayage 11'. Par actionnement de l'embrayage à friction 7', la masse d'inertie 4', et par conséquent également le volant 2', peuvent être accouplés et désaccouplés par l'intermédiaire du disque d'embrayage 9' de l'arbre d'entrée 10' de la transmission.

Entre les deux masses d'inertie 3' et 4', il est prévu un dispositif d'amortissement 13', qui s'oppose à une rotation relative entre les deux masses d'inertie.

Les deux masses d'inertie 3' et 4' sont montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un palier 14'. Le palier 14' se compose d'un roulement à organes roulants 15', dont la baque

extérieure 15a' est montée sans possibilité de rotation relative dans un trou récepteur 16' de la masse d'inertie 4' et dont la bague intérieure 15b' est montée sur l'épaulement 17' d'un appendice 18', orienté dans une direction opposée au vilebrequin 5', de la masse d'inertie 3'. Le roulement à organes roulants 15' est fixé sur l'appendice 18' de la masse d'inertie 3' au moyen d'une pièce en tôle profilée 19'. La pièce en tôle profilée 19' est reliée à la masse d'inertie 3' par une liaison rivetée 20' et elle s'accroche axialement par une zone marginale extérieure 19a' orientée radialement en arrière de la bague intérieure 15b' du roulement 15'.

Le dispositif d'amortissement 13' comporte des accumulateurs de force se présentant sous la forme de ressorts hélicoïdaux 21', dont un seul est visible sur les dessins, ainsi que des moyens de frottement se présentant sous la forme d'un anneau de frottement 22' pour l'amortissement des ressorts 21'.

La partie d'entrée du dispositif d'amortissement 13' est constituée par deux disques 23', 24', qui sont reliés entre eux sans possibilité de rotation relative, avec espacement axial, par l'intermédiaire de goujons d'espacement 25'. Le disque 24' comporte sur sa périphérie des bras 24b' orientés radialement, qui s'appuient contre la surface frontale 26' d'une saillie axiale de forme annulaire 27' de la masse d'inertie 3' et qui sont fixés dans cette zone au moyen d'un rivetage 28'. Entre les deux disques 23' et 24', il est prévu un composant en forme de flasque 29', qui constitue la partie de sortie du dispositif d'amortissement 13'. La partie de sortie 29' comporte sur sa périphérie extérieure des languettes 30' orientées radialement, qui sont décalées axialement par rapport aux zones radiales 31', disposées entre les deux disques 23' et 24', de la partie de sortie 29'. Les languettes radiales 30' s'appuient contre la surface frontale 32' de la masse

d'inertie 4' et elles sont fixées dans ses zones par l'intermédiaire d'une liaison rivetée 33' sur la masse d'inertie 4'. Les languettes radiales 30' et les bras radiaux 24b' sont décalés angulairement les uns par rapport aux autres – en considérant la direction périphérique du volant 2'.

Dans les disques 23' et 24' ainsi que dans la partie de sortie 29', il est prévu des évidements 23a', 24a' et 29a' dans lesquels sont engagés les ressorts hélicoïdaux 21' du dispositif d'amortissement 13'. A cet effet, les évidements 23a', 24a', 29a' ainsi que les ressorts hélicoïdaux 21' prévus dans ceux-ci, sont disposés et dimensionnés, en considérant la périphérie du dispositif d'amortissement 13', de manière qu'il existe une courbe caractéristique d'amortissement à plusieurs gradins. La partie de sortie 29' comporte en outre des évidements de profil incurvé 29b' dans lesquels sont engagés les goujons d'espacement 25'. La limitation de la rotation relative entre les deux masses d'inertie 3' et 4' est assurée par butée des goujons d'espacement 25' contre les extrémités des évidements de profil incurvé 29b'.

L'anneau de frottement 22' servant à l'amortissement par frottement est serré entre le disque 24' et les zones radiales 31' de la partie de sortie 29' lorsque l'embrayage à friction 7' n'est pas débrayé. Ce serrage est assuré par un accumulateur de force se présentant sous la forme d'une rondelle Belleville 34', qui s'appuie contre les zones orientées radialement de l'épaulement 17' et la bague intérieure de roulement 15b' dans une direction opposée au vilebrequin 5', de sorte que la masse d'inertie 4' et les composants fixés sur celle-ci sont sollicités dans une direction les éloignant de la masse d'inertie 3'.

Pour assurer la mobilité axiale nécessaire de la masse d'inertie 4' par rapport à la masse d'inertie 3',

la bague intérieure de roulement 15b' est montée de façon à pouvoir se déplacer axialement sur l'appendice 18' ou sur la pièce en tôle profilée 19', sans cependant pouvoir exécuter une rotation relative. Pour empêcher de tourner la bague de roulement 15b', la pièce en tôle profilée 19' comporte un ergot 19b' faisant saillie radialement et s'accrochant dans une rainure longitudinale 15c' de la bague de roulement 15b'. Pour assurer le serrage d'un anneau de frottement 22' partiellement usé entre la partie de sortie 29' et le disque 24', il est prévu un jeu axial compensateur entre la bague de roulement 15b' et les zones marginales extérieures 19a' orientées radialement.

La rondelle Belleville 34' est disposée de manière à pouvoir pivoter d'une distance prédéterminée X' pour vaincre sa précontrainte. Cette distance X' représente, dans la forme de réalisation indiquée sur la Figure 1, la course axiale dont la masse d'inertie 4', et par conséquent également les composants fixés sur celle-ci, peuvent être déplacés axialement en direction de la masse d'inertie 3' lors du débrayage de l'embrayage à friction 7'. En fonction du cas d'application, cette distance X' est d'un ordre de grandeur de 0,1 à 2 mm.

Le moment de friction produit par l'anneau de friction 22' peut être modifié en correspondance par modification de la caractéristique des rondelles Belleville 34' ou 36'.

A partir de la position représentée sur la Figure 4, le dispositif de transmission de couple 1' fonctionne de la manière suivante.

Lorsque l'embrayage à friction 7' est embrayé, le moment de friction maximal produit par l'anneau de friction 22' agit lors d'une rotation relative entre les deux masses d'inertie 3' et 4', aussitôt que l'organe 35' assurant le débrayage de l'embrayage à

friction 7' agit sur les extrémités radialement intérieures 12a' des languettes de la rondelle Belleville, la précontrainte de la rondelle Belleville 34' est graduellement compensée à mesure que la force de débrayage augmente, de sorte que le moment de friction produit par l'anneau de friction 22' diminue à mesure que la force de débrayage croît. Aussitôt que la force de débrayage engendrée contrebalance la précontrainte de la rondelle Belleville 34', la rondelle Belleville 34' est déplacée par rotation et la masse d'inertie 4' est décalée de la distance X' en direction de la masse d'inertie 3'. Ce décalage fait en sorte que l'anneau de friction 22' fixé sur la partie de sortie 29' s'écarte du disque 24' et ainsi l'anneau de friction 22' ne produit plus d'amortissement par frottement.

Le roulement 15' est également déplacé axialement avec la masse d'inertie 4'. Le roulement 15' doit absorber la force nécessaire pour le débrayage de l'embrayage à friction 7'.

Pour l'embrayage de l'embrayage à friction 7', la force axiale agissant sur l'organe de débrayage 35' est graduellement supprimée, de sorte qu'initialement la rondelle Belleville 12' articulée sur le couvercle 11' pivote sous l'effet de sa précontrainte et déplace ainsi la plaque de pression 8' en direction de la masse d'inertie 4' de sorte que le disque d'embrayage 9' est graduellement bloqué entre la masse d'inertie 4' et la plaque de pression 8'. Aussitôt que la force agissant sur les languettes de rondelle Belleville 12a' devient plus petite que la force produite par la rondelle Belleville serrée 34', le roulement 15', et par conséquent également la masse d'inertie 4' et les composants fixés sur cette dernière sont éloignés de la masse d'inertie 3' de la distance X'. Sous l'effet de ce mouvement, l'anneau de friction22' vient à nouveau s'appliquer contre le disque 24' et produit, par suite

de la précontrainte subsistante de la rondelle Belleville 34', à nouveau un moment de friction entre les masses d'inertie 3' et 4'.

Conformément à une autre variante, des moyens additionnels de frottement ou de glissement peuvent agir entre les masses d'inertie 3' et 4', ces moyens assurant également, lorsque l'embrayage 7' est débrayé, un amortissement par frottement entre les deux masses d'inertie 3' et 4'. Un tel moyen peut être constitué, par exemple comme indiqué en traits interrompus sur la Figure 4, par une rondelle Belleville 36' qui est disposée par rapport à l'anneau de friction 22' sur l'autre côté du composant en forme de flasque 29'. Cette rondelle Belleville 36' est serrée entre le composant en forme de flasque 29' et le disque 23', en étant empêchée de tourner par rapport à ce disque 23' et par rapport à la masse d'inertie 3', de sorte que, lors d'une rotation relative entre les deux masses d'inertie 3' et 4', la rondelle Belleville 36' vient frotter par ses zones radialement intérieures contre le composant en forme de flasque 29'. Le moment de friction produit par la rondelle Belleville 36' est maintenu également lorsque l'embrayage à friction 7' est débrayé, à la différence du moment de friction produit par l'anneau de friction 22'. Le moment de friction produit par la rondelle Belleville 36' peut, en fonction de l'agencement de cette rondelle Belleville 36', varier lors de l'embrayage et du débrayage de l'embrayage à friction en fonction du décalage existant entre les deux masses d'inertie 3' et 4'.

Du fait que la rondelle Belleville 36' assure également un serrage des deux masses d'inertie 3' et 4, la rondelle Belleville 34' peut, le cas échéant, être supprimée.

Le dispositif de transmission de couple représenté sur la Figure 5 se différencie de celui de la Fig.4

essentiellement par le fait que sur la masse d'inertie 4" est fixé ce qu'on appelle un embrayage à friction en traction 7", que l'anneau de friction 22' est placé de l'autre côté de la partie de sortie 29" et que la rondelle Belleville 34" est serrée entre la bague intérieure de roulement 15b" et les zones marginales extérieures 19a", orientées radialement, de la pièce en tôle profilée 19".

Le serrage de la rondelle Belleville 34" fait en sorte que le roulement 15", et par conséquent également la masse d'inertie 4" et les composants fixés sur celle-ci, soient poussés en direction de la masse d'inertie 3". En conséquence, l'anneau de friction 22" fixé sur la partie de sortie 29" est serré entre cette partie de sortie 29" et le disque 23". Entre les zones, orientées radialement, de l'évidement 17" et la bague intérieure de roulement 15b", il existe un jeu axial pour compenser l'usure de l'anneau de friction 22", c'est-à-dire pour permettre un décalage axial de la masse d'inertie 4" en direction de la masse d'inertie 3".

La rondelle Belleville 34" est à nouveau montée de manière que, lorsque sa précontrainte est contrebalancée, elle puisse pivoter ou être comprimée d'une distance prédéterminée X", afin que l'anneau de friction 22" puisse s'écarter du disque 23" lors d'un débrayage de l'embrayage à friction.

Egalement, dans la forme de réalisation de la Figure 5, on peut prévoir une rondelle Belleville additionnelle 36", qui produit un moment de friction également lorsque l'embrayage à friction est débrayé. Lors de l'existence d'une telle rondelle Belleville 36", la rondelle Belleville 34" peut, le cas échéant, être supprimée.

A partir de la position représentée sur la Figure 5, le dispositif de transmission de couple fonctionne de la façon suivante.

Lorsque l'embrayage à friction 7" est embrayé, le moment de friction maximal produit par l'anneau de friction 22" agit en cas d'une rotation relative des deux masses d'inertie 3" et 4". Aussitôt que les extrémités intérieures 12a" des languettes de la rondelle Belleville sont sollicitées dans une direction les éloignant de la masse d'inertie 3", la précontrainte de la rondelle Belleville 34" est graduellement compensée à mesure que la force de débrayage croît, de sorte que le moment de friction produit par l'anneau de friction 22" diminue. Aussitôt que la force de débrayage exercée sur les extrémités de languettes 12a" dépasse la précontrainte de la rondelle Belleville 34", cette rondelle Belleville 34" est soumise à un pivotement ou à une compression et la masse d'inertie 4" est décalée de la distance X" dans une direction l'éloignant de la masse d'inertie 3". Ce décalage fait en sorte que l'anneau de friction 22" fixé sur la partie de sortie 29" s'écarte du disque de friction 23" et qu'ainsi il ne soit plus produit d'amortissement par frottement.

Lors d'un processus d'embrayage de l'embrayage à friction 7", aussitôt que la force exercée sur les extrémités des languettes 12a" devient plus faible que la force de la rondelle Belleville serrée 34", la masse d'inertie 4", et par conséquent également la partie de sortie 29", sont déplacées avec l'anneau de friction 22" monté dessus en direction de la masse d'inertie 3", de sorte que l'anneau de friction 22" revient à nouveau s'appliquer contre le disque 23" et peut produire un moment de friction.

Evidemment, par une adaptation correspondante entre les rondelles Belleville 34', 36' ou 34", 36" permettant le décalage axial relatif des deux masses d'inertie 3', 3" et 4', 4" ainsi que de l'évolution de la force de débrayage de l'embrayage à friction 7' ou 7", il est possible d'influencer l'évolution de la variation

de frottement se produisant pendant le processus de débrayage et le processus d'embrayage. Dans de nombreuses applications, il peut être avantageux que la rondelle Belleville 34' ou 34" comporte une force de précontrainte un peu supérieure à la force maximale d'actionnement nécessaire pour l'actionnement de l'embrayage à friction 7' ou 7", de manière que pendant l'actionnement de l'embrayage à friction 7' ou 7", le moment de friction engendré par les anneaux de friction 22' ou 22" soit évidemment réduit mais cependant non complètement supprimé.

La structure représentée sur la figure 1 présente en outre l'avantage important que le roulement 14 placé entre la première et la seconde masse d'inertie 3,4 peut être serré axialement d'un côté lorsque l'embrayage à friction 7 est embrayé. Cela signifie que, par rapport aux organes roulants du roulement, les bagues intérieure et extérieure 14a, 14b sont sollicitées par une force axiale dans des directions opposées. Il en résulte que la bague intérieure 14a et la bague extérieure 14b du roulement s'appuient axialement sur les organes roulants dans des sens opposés. D'autre part, lors de l'actionnement de l'embrayage à friction 7, les bagues de roulement 14a, 14b sont décalées l'une par rapport à l'autre axialement de façon limitée au moins en correspondance au jeu de roulement en opposition à la force de serrage de la rondelle Belleville 28a, de sorte que les organes roulants alternent leurs points de contact avec les voies de roulement ou les bagues 14a, 14b. Une telle alternance des points de contact des organes roulants avec les bagues 14a, 14b ou les voies de roulement peut avoir une influence positive par le fait qu'ainsi un transfert additionnel des organes roulants est engendré par rapport aux voies de roulement des bagues 14a, 14b ou aux voies de déplacement. Ainsi

l'usure du roulement est considérablement réduite et la durée de service du dispositif de transmission de couple est allongée.

REVENDICATIONS

1. Dispositif pour compenser des à-coups dans le mouvement de rotation d'un moteur, notamment lors de variations du couple, au moyen d'au moins deux masses d'inertie disposées coaxialement l'une par rapport à l'autre, pouvant tourner relativement en opposition à l'action d'un dispositif d'amortissement et dont l'une est reliée au moteur à combustion interne et l'autre à la partie d'entrée d'une transmission, caractérisé en ce que le dispositif d'amortissement est agencé de manière à produire un amortissement variable par l'intermédiaire de la rotation relative des deux masses d'inertie (3,4; 3', 4'; 3", 4").

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il est prévu additionnellement entre les deux masses d'inertie (3, 4) au moins un moyen d'amortissement par frottement (29) entrant en action après un angle déterminé de rotation relative (37, 38) entre les masses d'inertie (3, 4).

3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que le moyen d'amortissement par frottement (29) est constitué par ce qu'on appelle un dispositif à disque de frottement en charge qui, à partir d'une position de repos du dispositif d'amortissement (Figure 2), entre en action dans une direction de poussée et/ou de traction (47,46) seulement après un certain angle de rotation relative (37, 38).

4. Dispositif selon l'une des revendications 2 ou 3, caractérisé en ce que le moyen d'amortissement par frottement (29) est intégré dans le dispositif d'amortissement (26) et coopère avec un accumulateur de force (27).

5. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, caractérisé en ce que le moyen d'amortissement par frottement (29) peut être ramené en arrière, au moins sur une partie de son angle de rotation, par l'accumulateur de force (29).

6. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que l'autre masse d'inertie (4; 4'; 4") est reliée à la partie d'entrée de la transmission par l'intermédiaire d'un embrayage à friction (7; 7';7") pouvant être actionné par un système de débrayage et en ce que les masses d'inertie (3, 4; 3', 4'; 3", 4") sont déplaçables axialement l'une par rapport à l'autre en fonction de l'embrayage à friction (7; 7'; 7").

7. Dispositif selon la revendication 6, caractérisé en ce que les masses d'inertie (3, 4; 3', 4') sont agencées en forme de plaques et peuvent être rapprochées axialement de façon limitée l'une de l'autre en fonction du débrayage de l'embrayage à friction (7') en étant à nouveau éloignées axialement de façon limitée l'une de l'autre lors du réembrayage.

8. Dispositif selon la revendication 6, caractérisé en ce que les masses d'inertie (3", 4") peuvent être éloignées axialement de façon limitée l'une de l'autre en fonction du débrayage de l'embrayage à friction (7") et peuvent à nouveau être rapprochées axialement l'une de l'autre de façon limitée lors du réembrayage.

9. Dispositif selon l'une des revendications 6 ou 7, caractérisé en ce qu'on appelle un embrayage en pression (7; 7') est fixé sur la seconde masse d'inertie (4; 4').

10. Dispositif selon l'une des revendications 6 ou 8, caractérisé en ce que ce qu'on appelle un embrayage en traction (7") est fixé sur la seconde masse d'inertie (4").

11. Dispositif selon l'une des revendications 6, 8 ou 10, caractérisé en ce que les deux masses d'inertie (3", 4") sont poussées l'une vers l'autre par l'intermédiaire d'au moins un accumulateur de force (34", 36").

12. Dispositif selon l'une des revendications 6, 7 ou 9, caractérisé en ce que les deux masses d'inertie (3, 4; 3', 4') sont écartées l'une de l'autre par au moins un accumulateur de force (28a; 34', 36').

13. Dispositif selon une des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que le décalage axial des masses d'inertie (3,4;3',4';3",4") s'effectue en opposition à la force que produit l'accumulateur de force (28a;34';34") rapprochant ou écartant les deux masses d'inertie l'une de l'autre.

14. Dispositif selon une des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que l'accumulateur de force (28a;34'; 34") sollicitant axialement les masses d'inertie agit en sens opposé à la force de débrayage de l'embrayage à friction (7;7';7").

15. Dispositif selon une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que l'accumulateur de force (28a;34';34") agissant axialement sur les masses d'inertie (3,4;3',4';3",4") produit une force plus faible que la force nécessaire à l'actionnement de l'embrayage à friction (7;7';7").

16 . Dispositif selon l'une quelconque des revendications 6 à 15, caractérisé en ce que l'accumulateur de force (28a; 34', 36'; 34", 36") est constitué par une rondelle Belleville.

17 . Dispositif selon l'une quelconque des revendications 6 à 16, caractérisé en ce que le déplacement axial (X', X") des deux masses d'inertie (3', 4'; 3", 4") l'une par rapport à l'autre est limité par des butées (17', 17", 19a', 19a").

18. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 6 à 17, caractérisé en ce que les masses d'inertie (3', 4'; 3", 4") sont ou peuvent être amenées en liaison de frottement ou de glissement l'une avec l'autre par au moins deux surfaces de frottement ou de glissement, l'effet d'amortissement de cette liaison étant modifiable en fonction de l'actionnement de l'embrayage à friction (7', 7").

19. Dispositif selon la revendication 18, caractérisé en ce que l'effet d'amortissement de la liaison par frottement ou par glissement varie en fonction du déplacement axial relatif (X', X") des deux masses d'inertie (3', 4'; 3", 4").

20. Dispositif selon l'une des revendications 18 ou 19, caractérisé en ce que l'effet d'amortissement de la liaison par frottement ou par glissement diminue lors du débrayage de l'embrayage à friction (7', 7").

21. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 18 à 20, caractérisé en ce que l'effet d'amortissement de la liaison par frottement ou par glissement est supprimé lors du débrayage de l'embrayage à friction.

22. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 18 à 21, caractérisé en ce que la liaison par frottement ou par glissement est constituée par au moins une garniture de frottement ou de glissement (22',22") placée entre les deux masses d'inertie.

23. Dispositif selon la revendication 22, caractérisé en ce que la garniture de frottement ou de glissement est disposée entre des surfaces frontales, tournées l'une vers l'autre, des deux masses d'inertie agencées en forme de disques.

24. Dispositif selon l'une des revendications 22 ou 23, caractérisé en ce que la garniture de frottement ou de glissement (22'; 22") est disposée avec une forme d'anneau.

25. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 24, caractérisé en ce que la garniture de frottement ou de glissement (22'; 22") est serrée entre les masses d'inertie (3', 4'; 3", 4"), quand l'embrayage à friction (7'; 7") n'est pas actionné, par les accumulateurs de force (34', 36'; 34", 36") rapprochant ou éloignant l'une de l'autre les deux masses d'inertie (3', 4'; 3", 4").

26. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 25, caractérisé en ce que le serrage de l'anneau de friction (34', 36'; 34", 36") est supprimé lors du débrayage de l'embrayage à friction (7', 7").

27. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 26, caractérisé en ce que le serrage de l'anneau de friction (22'; 22") est diminué lors du débrayage de l'embrayage à friction (7'; 7") en fonction du décalage axial (X', X") qui s'est produit entre les deux masses d'inertie (3', 4'; 3", 4").

28. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 27, caractérisé en ce que les deux masses d'inertie (3, 4; 3', 4'; 3", 4") sont montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un roulement à rouleaux (14; 15'; 15").

29. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 6 à 28, caractérisé en ce qu'une des bagues (15a'; 15a") du roulement est fixée axialement sur la seconde masse d'inertie (4'; 4") et l'autre bague (15b'; 15b") du roulement peut se déplacer axialement sur un appendice axial (18'; 18") prévu sur la première masse d'inertie (3'; 3").

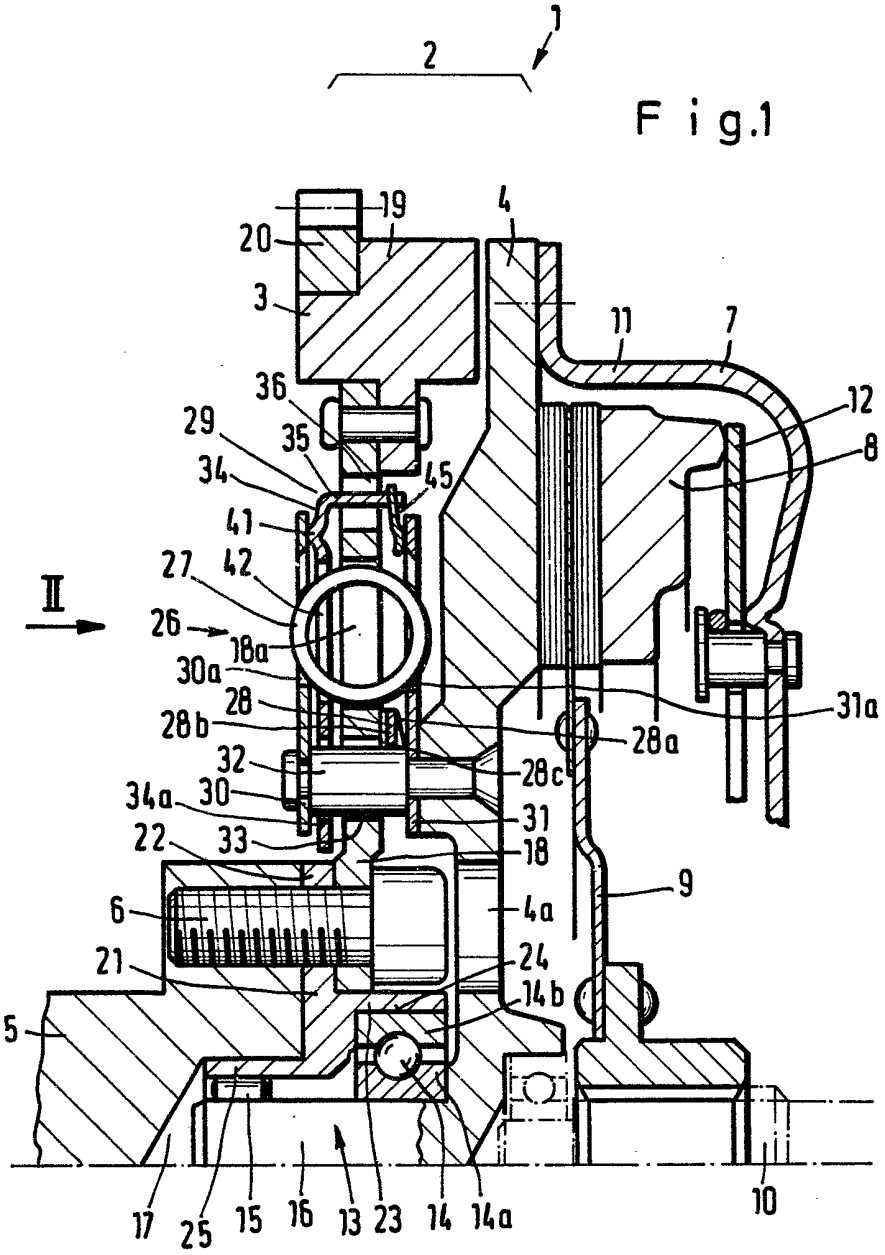
30. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 29, caractérisé en ce que l'accumulateur de force (34'; 34") rapprochant ou éloignant l'une de l'autre les masses d'inertie (3', 4'; 3", 4") s'accroche sur la bague déplaçable axialement (15b'; 15b") du roulement à rouleaux (15'; 15") et empêche celle-ci de tourner par rapport à la masse d'inertie (3'; 3") recevant cette bague de roulement.

31. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 30, caractérisé en ce que le dispositif d'amortissement (13'; 13") se compose d'accumulateurs de force agissant dans une direction périphérique (21'; 21") et/ou de moyens de frottement ou de glissement (36'; 36"), qui exercent une action en addition à la liaison par frottement ou glissement (22'; 22") prévue entre les deux masses d'inertie (3', 4'; 3", 4") et modifiable en fonction de l'actionnement de l'embrayage à friction (7'; 7").

32. Dispositif selon les revendications 1 à 31, caractérisé en ce que le palier à organes roulants (14; 15;15') est un roulement à une seule rangée d'organes roulants.

2556434

Fig.1



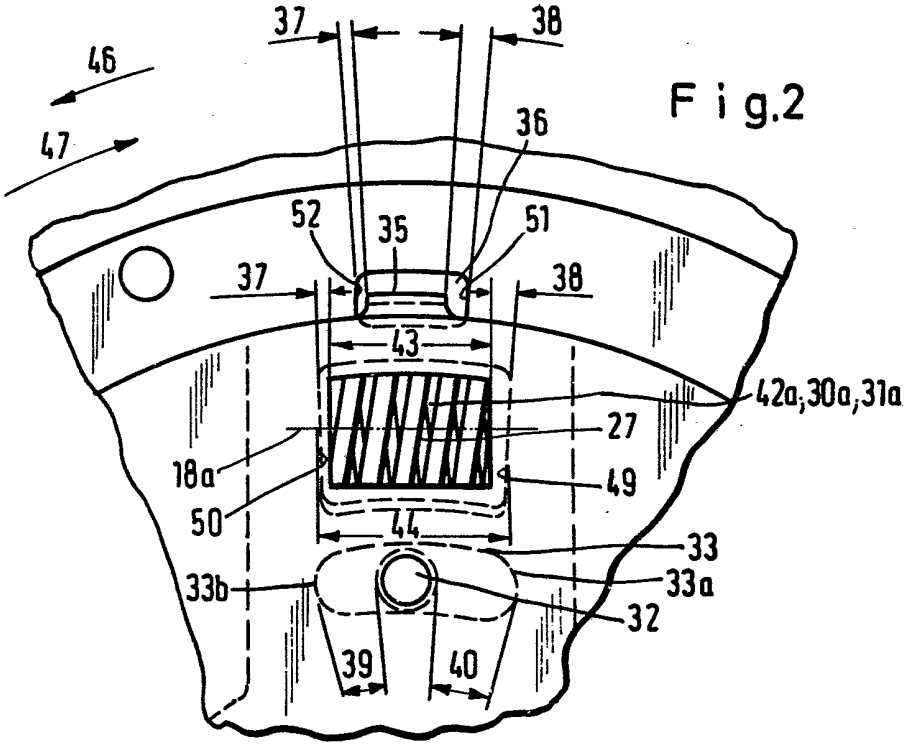

37
38
46
47
36
52
35
51
37
38
43
42a;30a;31a
27
18a
49
50
44
33
33b
33a
32
39
40

Fig.2

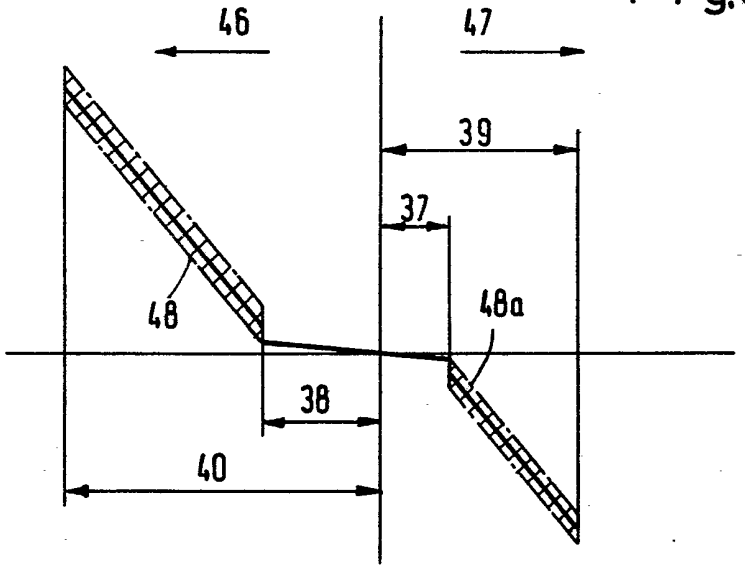

46
47
39
37
48
48a
38
40

Fig.3

2556434

Fig. 4

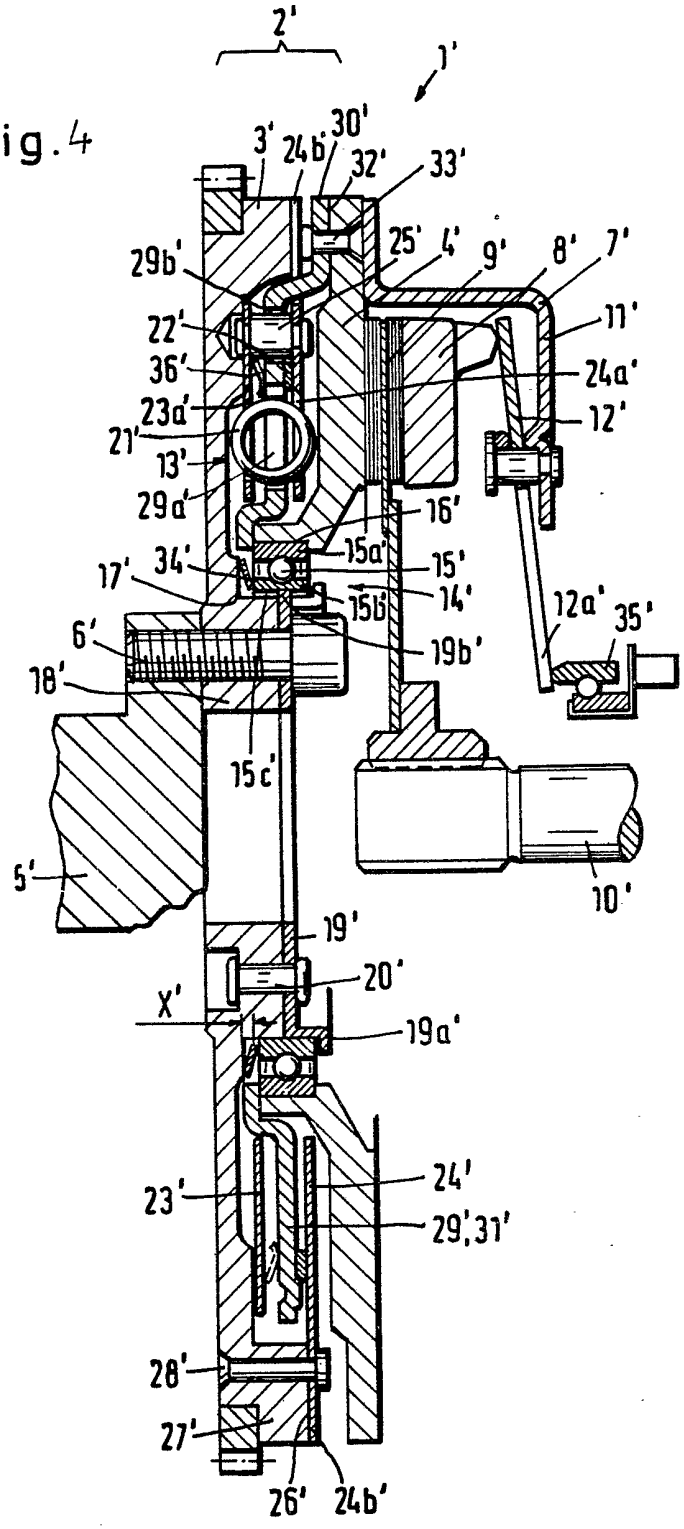


Fig. 5

