

(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la
Propriété Intellectuelle
Bureau international



WIPO | PCT



(10) Numéro de publication internationale
WO 2018/138092 A1

(43) Date de la publication internationale
02 août 2018 (02.08.2018)

(51) Classification internationale des brevets :
F16F 15/26 (2006.01)

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/EP2018/051593

(22) Date de dépôt international :
23 janvier 2018 (23.01.2018)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
1750656 26 janvier 2017 (26.01.2017) FR
1755235 12 juin 2017 (12.06.2017) FR

(71) Déposant : NTN-SNR ROULEMENTS [FR/FR] ; 1 rue
des Usines, 74000 Annecy (FR).

(72) Inventeur : PAQUIEN, Marc ; 39 route de Morat, 74290
Veyrier du Lac (FR).

(74) Mandataire : BROYDE, Marc ; 109 Bd Haussmann,
75008 Paris (FR).

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: METHOD FOR BALANCING AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Titre : MÉTHODE D'ÉQUILIBRAGE D'UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

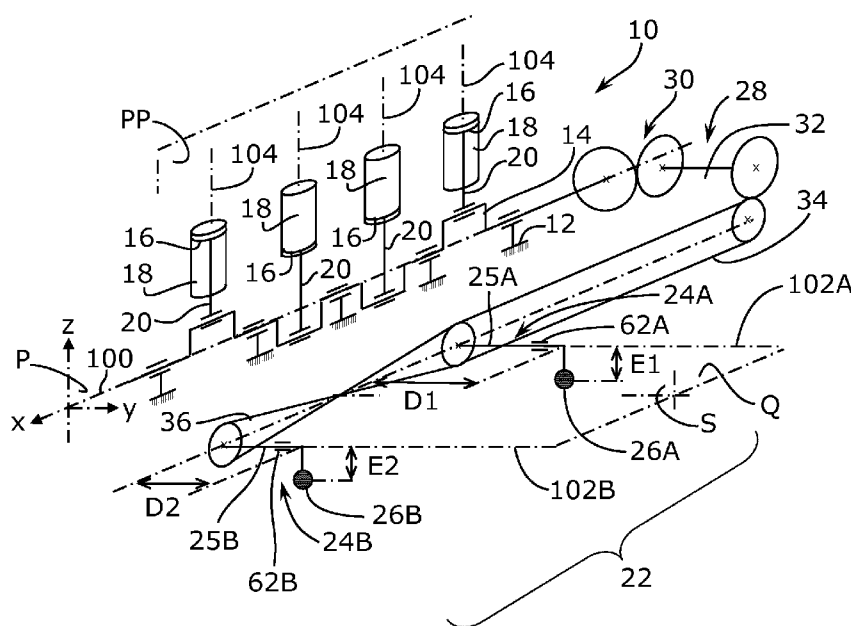


Fig. 1

(57) Abstract: The aim of the invention is to balance an internal combustion engine (10) having at least one reciprocating piston (16), said engine comprising an engine block (12), a crankshaft (14) rotating in relation to the engine block (12) of the internal combustion engine (10) about a geometric reference axis (100). To this end, a first tilt-balancing part (24A) having a first dynamic unbalance is rotated in relation to the engine block (12) about a first tilt-balancing axis (102A) non-parallel to the axis of reference (100), at a rotational speed related to the rotational speed of the crankshaft in a pre-determined manner, and a second tilt-balancing part (24B) having a second dynamic unbalance is rotated in relation to the engine block (12) about a second tilt-balancing axis (102B) non-parallel to the axis of reference (100), at a rotational speed in the opposite direction and with an amplitude equal to the rotational speed of the

(84) **États désignés** (*sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible*) : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasién (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Publiée:

— avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))

first tilt-balancing part (24A), synchronising the rotation of the first tilt-balancing part (24A) and the second tilt-balancing part (24B) in such a way that the first tilt-balancing part (24A) and the second tilt-balancing part (24B) generate together, on the engine block (12), at least one tilt-compensation torque about the geometric reference axis (100).

(57) Abrégé : Pour équilibrer un moteur à combustion interne (10) à un ou plusieurs pistons alternatifs (16), comportant un bloc moteur (12), un vilebrequin (14) tournant par rapport au bloc moteur (12) du moteur à combustion interne (10) autour d'un axe géométrique de référence (100), on entraîne en rotation par rapport au bloc moteur (12) autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement (102A) non parallèle à l'axe de référence (100), à une vitesse de révolution ayant un rapport prédéterminé avec la vitesse de révolution du vilebrequin, un premier organe d'équilibrage de basculement (24A) ayant un premier balourd dynamique, et l'on entraîne en rotation par rapport au bloc moteur (12) autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B) non parallèle à l'axe de référence (100), à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement (24A), un deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) ayant un deuxième balourd dynamique, en synchronisant la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et du deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) de telle sorte que le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) génèrent ensemble sur le bloc moteur (12) au moins un couple de compensation de basculement autour de l'axe géométrique de référence (100).

MÉTHODE D'ÉQUILIBRAGE D'UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

DOMAINE TECHNIQUE DE L'INVENTION

5 [0001] L'invention se rapporte à l'équilibrage des moteurs à combustion interne à un ou plusieurs pistons alternatifs.

ÉTAT DE LA TECHNIQUE ANTÉRIEURE

10 [0002] Les moteurs à combustion interne conventionnels utilisent un mécanisme bielle-manivelle pour convertir le mouvement alternatif d'un piston en un mouvement de rotation d'un vilebrequin. Le piston se déplace en va-et-vient dans un alésage de cylindre dont une extrémité est fermée par une culasse. Le mouvement alternatif du piston définit un changement de volume interne du cylindre, ce dernier étant minimum lorsque le piston est proche de la culasse et maximum lorsque le piston est le plus éloigné de la culasse.

15 [0003] Le piston fait un aller-retour par tour de vilebrequin. Chaque course complète, de la position de volume minimum à la position de volume maximum ou inversement, est appelée un temps du moteur. Dans un moteur à quatre temps, l'air comburant est aspiré dans le volume lors du premier temps. Le couple est appliqué à partir du vilebrequin pour comprimer l'air comburant au cours du deuxième temps et former un mélange entre le comburant et le carburant. Le mélange est converti en
20 chaleur et en pression dans la chambre de combustion lorsque le volume est proche de son minimum. La pression agit sur le piston, créant un couple sur le vilebrequin durant le troisième temps. L'amplitude du couple varie avec le rapport de transformation variable du mécanisme bielle-manivelle et avec la pression dans le cylindre, qui diminue à raison de l'augmentation du volume créé par le mouvement du piston. Les
25 gaz de combustion sont évacués durant le quatrième temps.

[0004] Les quatre temps nécessitent deux rotations complètes du vilebrequin. Le couple sur le vilebrequin généré par un cylindre de moteur à quatre temps est quasiment nul au cours des quatrième et premier temps, légèrement résistant lors du deuxième temps, et fortement moteur au cours du troisième temps. Cette impulsion de couple
30 engendre un couple de sortie du vilebrequin qui oscille autour de sa moyenne, ces

variations devant être gérées par la chaîne cinématique de transmission en aval du moteur.

[0005] Aux efforts transmis par chaque bielle à la manivelle associée du vilebrequin correspondent des efforts appliqués au cylindre correspondant: d'une part, la pression s'exerçant dans la chambre de combustion a une résultante non nulle qui s'exerce sur la culasse, dans l'axe de translation du piston; d'autre part, les efforts exercés par le piston sur la chemise génèrent des efforts ayant une résultante sensiblement radiale par rapport à l'axe de translation du piston, et orientés, par rapport à cet axe, à l'opposé de la bielle. Des efforts sensiblement opposés aux précédents sont appliqués par le vilebrequin aux paliers de guidage formés dans le bloc moteur. L'ensemble des efforts appliqués au bloc moteur présente une résultante non nulle et génère des couples, cette résultante et ces couples étant repris par les supports du bloc moteur. On s'intéressera dans la suite essentiellement à deux composantes transmises aux supports du bloc moteur : d'une part la composante de la résultante des efforts qui est perpendiculaire à l'axe de révolution et parallèle à l'axe de translation des pistons, dite "pilon", et d'autre part le couple exercé autour de l'axe de révolution du vilebrequin, dit "couple de basculement".

[0006] Le nombre d'événements de combustion par tour du vilebrequin détermine l'ordre de l'harmonique principale du couple de sortie oscillant, du couple de basculement du bloc moteur sur ses supports, et du pilon. Pour un moteur à quatre temps, le nombre d'événements de combustion par tour de vilebrequin est égal à la moitié du nombre de cylindres. Ainsi, un moteur à quatre temps à quatre cylindres a une harmonique principale d'ordre deux ; un moteur à six cylindres à quatre temps a une harmonique principale de troisième ordre. Lorsque le nombre de cylindres augmente, la fréquence de l'harmonique principale du couple de sortie et du mouvement oscillant du moteur augmente, alors que les amplitudes crête-à-crête du couple de basculement et du couple moteur diminuent, ce qui diminue le bruit et les vibrations transmises. Pour un moteur à deux temps, le nombre d'événements de combustion par tour de vilebrequin est égal au nombre de cylindres.

[0007] Le pilon et le couple de basculement ont la même fréquence, mais sont déphasés l'un par rapport à l'autre, le maximum du pilon pour un cylindre intervenant

au début du troisième temps, alors que le maximum du couple de basculement est constaté au milieu du troisième temps.

[0008] Par ailleurs, le nombre de cylindres d'un moteur à combustion interne joue un rôle important dans la détermination des caractéristiques de frottement et de rejet
5 de chaleur du moteur. Pour un déplacement donné, un nombre plus faible de cylindres se traduira généralement par une meilleure efficacité thermique et un frottement plus faible, ces deux facteurs se conjuguant pour diminuer la consommation de carburant. Ainsi, on constate chez les motoristes une volonté de diminuer le nombre de cylindres pour une application donnée. Comme expliqué précédemment, ce souhait des
10 motoristes est conflictuel avec le souhait de maîtriser les vibrations, les bruits et les variations de couple moteur.

[0009] Des technologies existent pour atténuer les effets du déplacement sur les supports de moteur, mais ces technologies ont généralement une plage fréquentielle d'atténuation qui est faible, qui ne permet pas de gérer toute la plage de vitesse du
15 moteur. Lesdites technologies sont habituellement appliquées à la plus basse fréquence de résonance du système. Les fréquences restantes générées par la plage de fonctionnement du moteur restent problématiques.

[0010] Afin d'atténuer les vibrations, les variations de couple moteur et le bruit sur l'ensemble de la plage de fonctionnement du moteur, il a été proposé dans le document
20 US2014230771 d'équiper le moteur d'un dispositif d'équilibrage dit "à nutation", qui comprend un coupleur couplé au vilebrequin du moteur de façon à être entraîné en rotation par le vilebrequin autour d'un axe perpendiculaire à l'axe de révolution du vilebrequin, et une masse tournante couplée au coupleur, ce dernier étant configuré pour entraîner la masse tournante en synchronisation avec le vilebrequin. Le coupleur
25 permet de faire varier le positionnement de la masse tournante pour la rapprocher ou l'éloigner de l'axe de révolution du coupleur. Mais le mécanisme est particulièrement complexe et son prix de revient très élevé.

EXPOSÉ DE L'INVENTION

[0011] L'invention vise à remédier aux inconvénients de l'état de la technique et à
30 proposer des moyens pour équilibrer un moteur à combustion interne.

[0012] Pour ce faire est proposé, selon un premier aspect de l'invention, une méthode d'équilibrage d'un moteur à combustion interne à un ou plusieurs pistons alternatifs, comportant un bloc moteur, un vilebrequin tournant par rapport au bloc moteur du moteur à combustion interne autour d'un axe géométrique de référence, méthode suivant laquelle :

- on entraîne en rotation par rapport au bloc moteur autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à une vitesse de révolution ayant un rapport prédéterminé avec la vitesse de révolution du vilebrequin, un premier organe d'équilibrage de basculement ayant un premier balourd dynamique, et
- on entraîne en rotation par rapport au un bloc moteur autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement, un deuxième organe d'équilibrage de basculement ayant un deuxième balourd dynamique, en synchronisant la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement et du deuxième organe d'équilibrage de basculement de telle sorte que le premier organe d'équilibrage de basculement et le deuxième organe d'équilibrage de basculement génèrent ensemble sur le bloc moteur au moins un couple de compensation de basculement autour de l'axe géométrique de référence.

[0013] Par balourd dynamique, on entend ici une répartition des masses telle que l'axe principal d'inertie du corps considéré n'est ni confondu avec l'axe de rotation (absence totale de balourd) ni parallèle à l'axe de rotation (balourd statique). Il peut s'agir d'un balourd de couple, c'est-à-dire d'une répartition de masses qui se traduit par un axe principal d'inertie sécant avec l'axe de rotation, ou d'un balourd dynamique non particulier, à savoir un balourd superposant un balourd de couple et un balourd statique, se caractérisant par un axe principal d'inertie non parallèle à l'axe de rotation et non sécant avec l'axe de rotation.

[0014] Le mouvement de rotation du premier organe d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement et le mouvement de rotation du deuxième organe d'équilibrage de basculement autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement étant guidés par rapport au bloc moteur, en pratique par des paliers, la rotation synchronisée des deux organes d'équilibrage de basculement engendre au niveau du bloc moteur un couple de compensation qui vient compenser au moins partiellement le couple de basculement.

[0015] En pratique, la vitesse de rotation du premier axe d'équilibrage de basculement sera égale à la vitesse de révolution du vilebrequin ou à un multiple de cette vitesse. Le rapport prédéterminé entre la vitesse de révolution du vilebrequin et la vitesse de révolution des organes d'équilibrage de basculement dépend du type de moteur. Pour un moteur à quatre temps, ce rapport sera de deux, alors que pour un moteur à deux temps il sera de un. On s'assure ainsi que le couple de compensation engendré par les organes d'équilibrage de basculement en rotation a la même fréquence que le couple de basculement.

[0016] En pratique, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan de symétrie de basculement, le plan de symétrie de basculement étant de préférence perpendiculaire à l'axe géométrique de référence. On évite ainsi de générer sur le bloc moteur des couples ou des efforts résultants non utiles à la compensation du couple de basculement, et notamment un effort dans la direction de l'axe de référence.

[0017] De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont parallèles. On évite ainsi de générer un effort résultant dans la direction de la bissectrice des deux axes d'équilibrage de basculement.

[0018] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, on entraîne le premier organe d'équilibrage de basculement à l'aide d'une première liaison cinématique entre le vilebrequin et le premier organe d'équilibrage de basculement et l'on entraîne le deuxième organe d'équilibrage de basculement à l'aide d'une deuxième liaison cinématique entre le vilebrequin et le deuxième organe d'équilibrage de

basculement ou entre le premier organe d'équilibrage de basculement et le deuxième organe d'équilibrage de basculement. En pratique, la première liaison cinématique peut comporter un renvoi d'angle.

[0019] L'alternative consistant à prévoir un entraînement auxiliaire autonome, asservi en vitesse par une mesure de la vitesse de révolution du vilebrequin, par exemple par moteur électrique, reste possible.

[0020] Suivant un mode de réalisation, on synchronise la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement et du deuxième organe d'équilibrage de basculement de telle sorte que le couple de compensation de basculement généré soit maximal, en valeur absolue, sur un tour du premier organe d'équilibrage de basculement, lorsque le vilebrequin se trouve dans une position angulaire prédéterminée faisant un angle α par rapport à une position de référence du vilebrequin, qui est une position de point mort haut d'un cylindre du moteur à combustion interne. L'angle α est de préférence compris entre 0° et 50° dans le sens de révolution du vilebrequin. L'angle α se situe aux environs du maximum d'effort du piston sur la chemise dû à la combustion, et vaut généralement entre 20° et 40° , typiquement environ 30° . Cet angle est dépendant des paramètres de combustion et de la cinématique de l'attelage mobile. On peut choisir une valeur de l'angle α constante, qui sera un bon compromis entre les différentes conditions d'utilisation rencontrées, ou l'on peut faire varier l'angle α pour affiner l'atténuation du couple de basculement dans tous les cas de fonctionnement. Ainsi, suivant un mode de réalisation préféré, on module l'angle α en fonction d'un ou plusieurs paramètres de phasage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur. Le ou les paramètres de phasage comprennent de préférence au moins l'un des paramètres suivants : la vitesse de révolution du vilebrequin, le couple moteur, la puissance délivrée par le moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, ou la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur. L'information de pression du cylindre peut être estimée ou mesurée.

[0021] De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement, de préférence parallèle à l'axe géométrique de référence. De

préférence, et pour tenir compte de l'encombrement des autres éléments de la chaîne cinématique de propulsion, le plan géométrique d'équilibrage de basculement est distant de l'axe géométrique de révolution du vilebrequin.

[0022] Suivant un mode de réalisation préféré, le premier organe d'équilibrage de basculement comporte une première masse d'équilibrage de basculement ayant une première valeur M_1 et un premier centre de gravité situé d'un premier côté d'un plan de référence contenant l'axe de référence et perpendiculaire au plan d'équilibrage de basculement, à une distance D_1 du plan de référence et à une distance E_1 du premier axe d'équilibrage de basculement, le deuxième organe d'équilibrage de basculement comporte une deuxième masse d'équilibrage de basculement ayant une deuxième valeur M_2 et un deuxième centre de gravité situé du premier côté du plan de référence à une distance D_2 du plan de référence et à une distance E_2 du deuxième axe d'équilibrage de basculement, et l'on fait varier au moins une des distances D_1 , E_1 , et au moins une des distances D_2 , E_2 , en fonction d'un ou plusieurs paramètres de pilotage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur. De préférence l'on fait varier D_1 , E_1 , D_2 , et/ou E_2 , de telle sorte que :

$$M_1 \cdot D_1 \cdot E_1 = M_2 \cdot D_2 \cdot E_2$$

[0023] En pratique, et suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, la valeur M_1 de la première masse d'équilibrage de basculement et la valeur M_2 de la deuxième masse d'équilibrage de basculement sont égales, et la première masse d'équilibrage de basculement et la deuxième masse d'équilibrage de basculement sont symétriques l'une de l'autre par rapport au plan de symétrie de basculement. On obtient ainsi une symétrie pour le mécanisme d'équilibrage, qui permet par exemple de minimiser le nombre de pièces différentes et le temps de mise au point.

[0024] Suivant différents modes de réalisation, le ou les paramètres de pilotage incluent un ou plusieurs des paramètres suivants : la vitesse de révolution du vilebrequin, le couple moteur, la puissance moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur

maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur, et de préférence au moins la vitesse de révolution du vilebrequin en combinaison avec au moins un deuxième paramètre parmi les paramètres suivants : le couple moteur, la puissance moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur. En pratique, plusieurs paramètres pourront être retenus et utilisés simultanément ou non.

[0025] Suivant un mode de réalisation, on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement en fonction du ou des paramètres de fonctionnement du moteur. Mais cette solution nécessite un apport d'énergie important pour vaincre la force centrifuge engendrée par la rotation de l'organe d'équilibrage de basculement. Suivant un mode de réalisation alternatif préféré, la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement est constante, et l'on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence en fonction du ou des paramètres de fonctionnement du moteur. On minimise ainsi l'énergie à fournir pour déplacer la première masse d'équilibrage, car il n'est pas besoin de vaincre la force centrifuge. Le mécanisme assurant le déplacement de la première masse d'équilibrage de basculement est relativement simple, puisqu'il ne nécessite qu'un degré de liberté de translation. Naturellement, on prévoit de faire varier la position de la deuxième masse d'équilibrage de basculement de manière analogue à la première masse d'équilibrage de basculement.

[0026] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence de telle manière que, pour chaque vitesse de révolution du vilebrequin dans une plage de vitesses de révolution donnée, la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence est une fonction monotone du couple moteur. Ce mode de réalisation se traduit par un couple de basculement qui est lui-même une fonction monotone, en l'occurrence une fonction croissante, du couple moteur, à vitesse de révolution du vilebrequin constante.

[0027] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de

référence de telle manière que, pour chaque couple moteur dans une plage de couples moteurs donnée, la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence est une fonction monotone de la vitesse de révolution du vilebrequin, au moins lorsque la vitesse de révolution du vilebrequin est supérieure à un seuil prédéterminé de vitesse. Ce mode de réalisation se traduit par un couple de basculement qui est lui-même, en valeur algébrique, une fonction monotone, en l'occurrence une fonction décroissante, de la vitesse de révolution du vilebrequin à couple moteur constant, au moins lorsque la vitesse de révolution est supérieure au seuil prédéterminé. En l'espèce, le couple de basculement est fonction du carré de la vitesse de révolution, et le couple d'équilibrage généré par la première masse d'équilibrage de basculement augmente avec le carré avec la vitesse de révolution de la première masse d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement, à une distance donnée du plan de référence, et linéairement en fonction de la distance au plan de référence, à vitesse de révolution de la première masse d'équilibrage donnée.

[0028] En pratique, les deux lois de variation de la distance entre la première masse d'équilibrage et le plan de référence en fonction du couple à vitesse de révolution constante du vilebrequin et en fonction de la vitesse de révolution du vilebrequin à couple constant sont utilisées conjointement, en définissant une loi à deux variables.

[0029] Pour un moteur à combustion interne à quatre temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement et la vitesse de révolution du vilebrequin est de préférence égal à $N/2$.

[0030] Pour un moteur à combustion interne à deux temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement et la vitesse de révolution du vilebrequin est de préférence égal à N .

[0031] Pour symétriser le système d'équilibrage et éviter qu'il génère une résultante de forces parasite s'ajoutant le cas échéant au pilon du moteur, on peut

avantageusement prévoir que le premier organe d'équilibrage de basculement comporte une troisième masse d'équilibrage de basculement de valeur M_3 ayant un centre de gravité situé d'un deuxième côté du plan de référence opposé au premier côté, à une distance D_3 du plan géométrique de référence et à distance E_3 du premier
5 axe d'équilibrage de basculement, et que le deuxième organe d'équilibrage de basculement comporte une quatrième masse d'équilibrage de basculement de valeur M_4 ayant un centre de gravité situé du deuxième côté du plan de référence à une distance D_4 du plan géométrique de référence et à une distance E_4 du deuxième axe d'équilibrage de basculement. Dans cette hypothèse, on fait varier au moins une des
10 distances D_3 , E_3 , et au moins une des distances D_4 , E_4 , en fonction d'un ou plusieurs paramètres de pilotage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur, de préférence de manière que :

$$M_3 \cdot D_3 \cdot E_3 = M_4 \cdot D_4 \cdot E_4$$

[0032] Lorsque le vilebrequin se trouve dans la position angulaire prédéterminée
15 précédemment définie, la troisième masse d'équilibrage de basculement et la quatrième masse d'équilibrage de basculement se trouvent de préférence d'un côté du plan d'équilibrage de basculement opposé à la première masse d'équilibrage de basculement et à la deuxième masse d'équilibrage de basculement.

[0033] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, l'on fait varier
20 la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence et/ou la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement en fonction du ou des paramètres de fonctionnement du moteur.

[0034] Suivant un mode de réalisation, la distance entre la troisième masse
25 d'équilibrage de basculement et le plan de référence et la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement sont fixes.

[0035] De préférence, les valeurs M_1 et M_3 sont égales et l'on fait varier la distance
30 entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence et/ou la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le premier axe

d'équilibrage de basculement de manière que la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence soit égale à la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le plan de référence et que la distance entre la troisième masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement soit égale à la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement et le premier axe d'équilibrage de basculement.

[0036] Suivant un mode de réalisation, la troisième masse d'équilibrage de basculement est positionnée de telle manière que la projection de la première masse d'équilibrage de basculement sur le plan de référence et la projection de la troisième masse d'équilibrage de basculement sur le plan de référence sont alignées avec la projection du premier axe d'équilibrage de basculement sur le plan de référence.

[0037] De manière plus générale, les valeurs M_1 et M_3 et les distances D_1 , E_1 , et D_3 , E_3 , sont de préférence telles que l'ensemble des deux masses M_1 et M_3 a un axe principal d'inertie sécant avec le premier axe d'équilibrage de basculement. De même, les valeurs M_2 et M_4 et les distances D_2 , E_2 , et D_4 , E_4 , sont de préférence telles que l'ensemble des deux masses M_2 et M_4 a un axe principal d'inertie sécant avec le premier axe d'équilibrage de basculement.

[0038] Dans le cas d'un moteur en ligne, le bloc moteur comporte des cylindres ayant des axes situés dans un plan de poussée, le plan de référence étant parallèle au plan de poussée.

[0039] Pour les moteurs à combustion interne présentant un effort de pilon justifiant un équilibrage, et notamment pour les moteurs à quatre cylindres à quatre temps en ligne, on peut prévoir que :

- l'on entraîne en rotation autour d'un premier axe d'équilibrage de pilon perpendiculaire à un plan de référence de pilon contenant l'axe de révolution du vilebrequin, à une vitesse de révolution ayant un rapport constant avec la vitesse de révolution du vilebrequin, une première masse d'équilibrage de pilon de valeur P_1 et ayant un centre de gravité

situé dans le plan de référence de pilon, à une distance F_1 du premier axe d'équilibrage de pilon,

- l'on entraîne en rotation autour d'un deuxième axe d'équilibrage de pilon parallèle au premier axe d'équilibrage de pilon et situé à distance du premier axe d'équilibrage de pilon, à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution de la première masse d'équilibrage de pilon, une deuxième masse d'équilibrage de pilon de valeur P_2 et ayant un centre de gravité situé dans le plan de référence de pilon à une distance F_2 du deuxième axe d'équilibrage de pilon, de manière que:

$$P_1 \cdot F_1 = P_2 \cdot F_2$$

[0040] Les deux masses d'équilibrage de pilon, qui tournent en sens opposé dans le plan de référence autour des axes d'équilibrage de pilon, engendrent ensemble des forces dont la résultante est située dans le plan d'équilibrage de pilon, perpendiculaire à l'axe de référence, et donc parallèlement au vecteur force du pilon à équilibrer.

[0041] Suivant un mode de réalisation préféré, la première masse d'équilibrage de pilon et la deuxième masse d'équilibrage de pilon sont symétriques l'une de l'autre par rapport à un plan de symétrie de pilon perpendiculaire à l'axe de révolution du vilebrequin. On obtient ainsi une symétrie souhaitée pour le mécanisme d'équilibrage, ce qui permet par exemple de minimiser le nombre de pièces différentes et le temps de mise au point.

[0042] Les axes d'équilibrage de pilon peuvent être distants des axes d'équilibrage de basculement sans nuire à la qualité de l'équilibrage réalisé. Toutefois, et selon un mode de réalisation préféré, on peut avantageusement prévoir que le premier axe d'équilibrage de pilon soit confondu avec le premier axe d'équilibrage de basculement et que le deuxième axe d'équilibrage de pilon soit confondu avec le deuxième axe d'équilibrage de basculement, ce qui assure une plus grande compacité du mécanisme d'équilibrage.

[0043] Pour certains moteurs, et notamment les moteurs à quatre cylindres à quatre temps, on sait que le pilon et le couple de basculement varient à la même fréquence. On peut alors avantageusement prévoir que l'on entraîne en rotation la première masse d'équilibrage de pilon à une vitesse de révolution égale à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement, et que l'on entraîne en rotation la deuxième masse d'équilibrage de pilon à une vitesse de révolution égale à la vitesse de révolution du deuxième organe d'équilibrage de basculement.

[0044] Il existe de préférence un déphasage constant non nul entre la rotation de la première masse d'équilibrage de pilon autour du premier axe d'équilibrage de pilon et la rotation de la première masse d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement, ce déphasage étant de préférence compris entre 50° et 130°.

[0045] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, la première masse d'équilibrage de pilon fait partie intégrante du premier organe d'équilibrage de basculement et la deuxième masse d'équilibrage de pilon fait partie intégrante du deuxième organe d'équilibrage de basculement. Ainsi, la première masse d'équilibrage de pilon est solidaire de la première masse d'équilibrage de basculement en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement confondu avec le premier axe d'équilibrage de pilon. En pratique, la première masse d'équilibrage de pilon et la première masse d'équilibrage de basculement sont supportées par un corps ou arbre rotatif commun matérialisant le premier axe d'équilibrage. De manière similaire, la deuxième masse d'équilibrage de pilon est solidaire de la deuxième masse d'équilibrage de basculement en rotation autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement confondu avec le deuxième axe d'équilibrage de pilon. En pratique, la deuxième masse d'équilibrage de pilon et la deuxième masse d'équilibrage de basculement sont supportées par un corps ou arbre rotatif commun matérialisant le deuxième axe d'équilibrage. On réalise ainsi un dispositif d'équilibrage du couple de basculement et du pilon particulièrement compact.

[0046] Suivant un mode de réalisation particulièrement important en pratique, le moteur à combustion interne est un moteur en ligne, de préférence un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne, les pistons se déplaçant parallèlement au plan de

référence du moteur à combustion interne. Dans cette hypothèse, on peut avantageusement prévoir que :

- 5 - l'on entraîne en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement, à une vitesse de révolution égale à deux fois la vitesse de révolution du vilebrequin, une première masse d'équilibrage de pilon de valeur P_1 et ayant un centre de gravité situé dans le plan de référence du moteur à combustion interne, à une distance F_1 du premier axe d'équilibrage de basculement,
- 10 - l'on entraîne en rotation autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement, à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution de la première masse d'équilibrage de pilon, une deuxième masse d'équilibrage de pilon de valeur P_2 et ayant un centre de gravité situé dans le plan de référence du moteur à combustion interne à une distance F_2 du deuxième axe d'équilibrage de basculement, de manière que:
- 15

$$P_1 \cdot F_1 = P_2 \cdot F_2$$

[0047] En pratique, la première masse d'équilibrage de pilon et la deuxième masse d'équilibrage de pilon sont de préférence symétriques l'une de l'autre par rapport à un plan de symétrie de pilon perpendiculaire à l'axe de révolution du vilebrequin.

- 20 **[0048]** De préférence il existe un déphasage constant non nul entre la rotation de la première masse d'équilibrage de pilon et la rotation de la première masse d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement, ce déphasage étant de préférence compris entre 50° et 130°.

- 25 **[0049]** Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à une méthode d'équilibrage d'un moteur à combustion interne à un ou plusieurs pistons alternatifs, comportant un vilebrequin tournant autour d'un axe géométrique de référence, méthode suivant laquelle :

- on entraîne en rotation autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à une vitesse de

révolution ayant un rapport prédéterminé avec la vitesse de révolution du vilebrequin, un premier organe d'équilibrage de basculement ayant un premier axe principal d'inertie non parallèle au premier axe d'équilibrage de basculement, et

- 5 - l'on entraîne en rotation autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement, un deuxième organe d'équilibrage de basculement ayant un deuxième axe principal d'inertie
- 10 non parallèle au deuxième axe d'équilibrage de basculement, en synchronisant la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement et du deuxième organe d'équilibrage de basculement de telle sorte que le premier axe principal d'inertie et le deuxième axe principal d'inertie sont symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan
- 15 de symétrie de basculement perpendiculaire à l'axe géométrique de référence.

[0050] De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont symétriques l'un de l'autre par rapport au plan de symétrie de basculement. De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement parallèle à l'axe géométrique de référence. De préférence, et pour tenir compte de l'encombrement des autres éléments de la chaîne cinématique de propulsion, le plan géométrique d'équilibrage de basculement est distant de l'axe géométrique de révolution du vilebrequin.

25 **[0051]** Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à une méthode d'équilibrage d'un moteur à combustion interne à un ou plusieurs pistons alternatifs, comportant un bloc moteur, un vilebrequin tournant par rapport au bloc moteur du moteur à combustion interne autour d'un axe géométrique de référence, le bloc moteur étant soumis à un couple de basculement autour de l'axe géométrique de référence,

30 suivant laquelle on entraîne en rotation par rapport au bloc moteur autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à une

vitesse de révolution ayant un rapport prédéterminé avec la vitesse de révolution du vilebrequin, un premier organe d'équilibrage de basculement ayant un premier balourd dynamique, et l'on entraîne en rotation par rapport au un bloc moteur autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, à

5 une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement, un deuxième organe d'équilibrage de basculement ayant un deuxième balourd dynamique, en synchronisant la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement et du deuxième organe d'équilibrage de basculement de telle sorte que le premier organe d'équilibrage de basculement et le

10 deuxième organe d'équilibrage de basculement génèrent ensemble sur le bloc moteur au moins un couple de compensation de basculement autour de l'axe géométrique de référence, compensant au moins partiellement le couple de basculement, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement étant situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement, le premier organe

15 d'équilibrage de basculement comportant une première masse d'équilibrage de basculement ayant une première valeur $M1$ et un premier centre de gravité situé d'un premier côté d'un plan de référence contenant l'axe de référence et perpendiculaire au plan d'équilibrage de basculement, à une distance $D1$ du plan de référence et à une distance $E1$ du premier axe d'équilibrage de basculement, le deuxième organe

20 d'équilibrage de basculement comportant une deuxième masse d'équilibrage de basculement ayant une deuxième valeur $M2$ et un deuxième centre de gravité situé du premier côté du plan de référence à une distance $D2$ du plan de référence et à une distance $E2$ du deuxième axe d'équilibrage de basculement, caractérisé en ce que l'on fait varier au moins une des distances $D1$, $E1$, et au moins une des distances $D2$, $E2$, en

25 fonction d'un ou plusieurs paramètres de pilotage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur.

[0052] Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à un système d'équilibrage apte à mettre en œuvre le procédé précédemment décrit. En particulier, l'invention a trait à un système d'équilibrage pour équilibrer un moteur à combustion

30 interne à un ou plusieurs pistons alternatifs comportant un bloc moteur, un vilebrequin tournant par rapport au bloc moteur du moteur à combustion interne autour d'un axe géométrique de référence, le système d'équilibrage comportant :

- 5 - un premier organe tournant d'équilibrage de basculement apte à être guidé en rotation par rapport au bloc moteur autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, et ayant un premier balourd dynamique par rapport au premier axe d'équilibrage de basculement,
- 10 - un deuxième organe tournant d'équilibrage de basculement apte à être guidé en rotation par rapport au un bloc moteur autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement non parallèle à l'axe de référence, et ayant un deuxième balourd dynamique par rapport au deuxième axe d'équilibrage de basculement,
- 15 - un mécanisme d'entraînement synchronisé pour entraîner le premier organe d'équilibrage de basculement en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement à une vitesse de révolution ayant un rapport prédéterminé constant avec la vitesse de révolution du vilebrequin, et pour entraîner le deuxième organe d'équilibrage de basculement en rotation autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement, de telle sorte que le premier organe d'équilibrage de basculement et le deuxième organe d'équilibrage de basculement
20 gènèrent ensemble sur le bloc moteur un couple de compensation de basculement autour de l'axe géométrique de référence.

25 **[0053]** Pour un moteur à combustion interne à quatre temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport prédéterminé constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement et la vitesse de révolution du vilebrequin est de préférence égal à $N/2$.

30 **[0054]** Pour un moteur à combustion interne à deux temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport prédéterminé constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement et la vitesse de révolution du vilebrequin est de préférence égal à N.

[0055] En pratique, le système d'équilibrage comporte un ou plusieurs premiers paliers pour guider le premier organe tournant d'équilibrage de basculement en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement par rapport au bloc moteur, et un ou plusieurs deuxièmes paliers pour guider le deuxième organe tournant d'équilibrage de basculement en rotation autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement par rapport au bloc moteur. Le cas échéant, les paliers peuvent être solidarisés directement au bloc moteur. Alternativement, le système d'équilibrage peut être pourvu d'un bâti à fixer au bloc moteur, et auquel les paliers sont intégrés.

[0056] Suivant un mode de réalisation, le mécanisme d'entraînement synchronisé comporte un mécanisme de transmission apte à établir une liaison cinématique entre le vilebrequin et le premier organe d'équilibrage de basculement et une liaison cinématique entre le vilebrequin et le deuxième organe d'équilibrage de basculement ou entre le premier organe d'équilibrage de basculement et le deuxième organe d'équilibrage de basculement. Le mécanisme de transmission peut être de tout type approprié, comportant par exemple des courroies, des chaînes, des roues dentées et/ou des arbres de renvoi. Si une liaison cinématique entre le premier organe d'équilibrage et le deuxième organe d'équilibrage est prévue, celle-ci doit inverser le sens de rotation entre les deux organes d'équilibrage. Cette solution avec une seule liaison cinématique entre le système d'équilibrage et le vilebrequin permet d'intégrer la liaison cinématique entre le premier organe d'équilibrage de basculement et le deuxième organe d'équilibrage de basculement à un bâti commun du système d'équilibrage. On peut alors proposer un système d'équilibrage compact et unitaire, dont le montage au moteur est aisé.

[0057] Suivant un mode réalisation, le système d'équilibrage comporte des moyens de modulation aptes à moduler un déphasage entre la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement et la rotation du vilebrequin autour de l'axe de géométrie de référence, de préférence en fonction d'un ou plusieurs paramètres de phasage parmi les paramètres de fonctionnement du moteur, le ou les paramètres de phasage comprenant de préférence au moins l'un des paramètres suivants: la vitesse de révolution du vilebrequin, le couple moteur, la puissance délivrée par le moteur, l'angle du vilebrequin

correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur. Ces moyens de modulation permettent de caler le maximum du couple de compensation généré par le système d'équilibrage sur le maximum du couple de basculement généré par le moteur, dont la phase par rapport à la rotation du vilebrequin varie avec le régime moteur, le couple moteur, et d'autres paramètres, tels que, par exemple, la température extérieure, la température du liquide de refroidissement, etc...

[0058] Suivant un mode de réalisation particulièrement important en pratique, le système d'équilibrage comporte des moyens de pilotage pour faire varier le premier balourd dynamique et le deuxième balourd dynamique. Suivant différentes modalités de mise en œuvre, le cas échéant cumulables :

- les moyens de pilotage incluent au moins un capteur de vitesse de révolution du vilebrequin pour déterminer au moins l'un des paramètres de pilotage ;
- les moyens de pilotage comportent un ou plusieurs capteurs ou estimateurs de couple ou de demande de couple pour déterminer au moins l'un des paramètres de pilotage ;
- les moyens de pilotage comportent un ou plusieurs capteurs ou estimateurs de pression de cylindre moteur pour déterminer au moins l'un des paramètres de pilotage.

[0059] Suivant un mode de réalisation, le premier organe d'équilibrage de basculement comporte une première masse d'équilibrage de basculement mobile au moins dans une direction parallèle au premier axe d'équilibrage de basculement, le deuxième organe d'équilibrage de basculement comporte une deuxième masse d'équilibrage de basculement mobile au moins dans une direction parallèle au deuxième axe d'équilibrage de basculement, et les moyens de pilotage sont propres à faire varier la position de la première masse d'équilibrage de basculement parallèlement au premier axe d'équilibrage de basculement et la position de la

deuxième masse d'équilibrage de basculement parallèlement au deuxième axe d'équilibrage de basculement en fonction du ou des paramètres de pilotage.

[0060] Suivant un mode de réalisation, le premier organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé sur le premier axe d'équilibrage de basculement, et le deuxième organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé sur le deuxième axe d'équilibrage de basculement. En d'autres termes, les deux organes d'équilibrage de basculement n'ont pas de balourd statique par rapport à leurs axes de rotation respectifs. Cette disposition sera préférée pour un moteur ne générant pas d'effort de pilon, ou dont l'effort de pilon a une fréquence fondamentale qui n'est pas égale à celle du couple de basculement.

[0061] Alternativement, on pourra prévoir que le premier organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé à distance du premier axe d'équilibrage de basculement, et le deuxième organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé à distance du deuxième axe d'équilibrage de basculement. En d'autres termes, les deux organes d'équilibrage de basculement présentent un balourd statique par rapport à leur axe de rotation respectif. Cette disposition sera particulièrement avantageuse pour un moteur générant un effort de pilon avec une fréquence fondamentale qui est égale à celle du couple de basculement, et notamment pour un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne.

[0062] Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à un moteur à combustion interne à un ou plusieurs pistons alternatifs comportant un bloc moteur, un vilebrequin tournant par rapport au bloc moteur du moteur à combustion interne autour d'un axe géométrique de référence du bloc moteur contenu dans un plan de référence du bloc moteur, et un système d'équilibrage tel que décrit précédemment.

[0063] De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan de symétrie de basculement, de préférence perpendiculaire à l'axe géométrique de référence.

[0064] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux en pratique, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont parallèles, et de préférence perpendiculaires au plan de référence. On minimise ainsi les efforts et couples parasites générés par la rotation des organes d'équilibrage de basculement.

[0065] De préférence, le premier axe d'équilibrage de basculement et le deuxième axe d'équilibrage de basculement sont situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement, de préférence parallèle à l'axe géométrique de référence.

[0066] De préférence, le premier organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé dans le plan de référence et le deuxième organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé dans le plan de référence.

[0067] En particulier, l'invention est applicable à un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne, le système d'équilibrage étant tel que le premier organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé à distance du premier axe d'équilibrage de basculement, et le deuxième organe d'équilibrage de basculement a un centre de gravité situé à distance du deuxième axe d'équilibrage de basculement. Dans cette hypothèse, on définit un plan de poussée contenant les axes des cylindres du moteur, qui est de préférence parallèle ou confondu avec le plan de référence défini précédemment. Le plan géométrique d'équilibrage de basculement est de préférence perpendiculaire au plan de poussée. Le centre de gravité du premier organe d'équilibrage de basculement et le centre de gravité du deuxième organe d'équilibrage de basculement sont de préférence situés dans le plan de poussée.

[0068] Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à un organe d'équilibrage de basculement destiné être intégré à un moteur à combustion interne pour la mise en œuvre du procédé précédemment décrit.

[0069] En particulier, l'invention a trait à un organe d'équilibrage pour équilibrer un moteur à combustion interne, l'organe d'équilibrage comportant :

- un corps pourvu d'un ou plusieurs paliers de guidage en rotation du corps autour d'un axe d'équilibrage de l'organe d'équilibrage, le corps

ayant un centre de gravité situé dans un plan de référence du corps perpendiculaire à l'axe d'équilibrage, et

- au moins une première masse d'équilibrage ayant une valeur M_1 et un centre de gravité situé à une distance non nulle E_1 de l'axe d'équilibrage, fixe en rotation par rapport au corps autour de l'axe d'équilibrage et guidée par rapport au corps de manière à ce que la distance D_1 du centre de gravité de la première masse d'équilibrage au plan de référence du corps soit variable.

[0070] En faisant varier la distance D_1 , on dispose d'un moyen de faire varier le bras de levier de l'organe d'équilibrage par rapport à un axe situé dans le plan de référence.

[0071] De préférence, la première masse d'équilibrage est guidée par rapport au corps de manière à ce que la distance non nulle E_1 reste constante. On peut alors déplacer la première masse d'équilibrage de basculement avec une énergie de commande faible, car on n'a pas à s'opposer à des efforts centrifuges induits par la rotation de l'organe d'équilibrage autour de l'axe d'équilibrage.

[0072] De préférence, l'organe d'équilibrage comporte en outre un dispositif de commande pour faire varier la distance D_1 dans une plage de valeurs entre deux positions de fin de course. Ce dispositif de commande peut être de tout type approprié, par exemple mécanique, électromécanique ou hydraulique.

[0073] Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, le dispositif de commande comporte une chambre hydraulique à volume variable dont une paroi est constituée par la première masse d'équilibrage. En pratique, le dispositif de commande comporte de préférence un circuit d'alimentation hydraulique entre au moins un des paliers et la chambre hydraulique à volume variable. Ce circuit hydraulique comporte de préférence des canaux, perçages et/ou gorges réalisés dans le corps de l'organe d'équilibrage, et le cas échéant dans la première masse d'équilibrage.

[0074] Suivant un mode de réalisation, le dispositif de commande comporte un actionneur, l'actionneur présentant un organe de sortie mobile par rapport au corps, de préférence en translation parallèlement à l'axe d'équilibrage, le dispositif de commande comportant de préférence une butée tournante de liaison entre l'organe de sortie et la première masse d'équilibrage. La butée tournante permet un découplage en rotation autour de l'axe d'équilibrage entre le corps de l'organe d'équilibrage et l'actionneur. L'actionneur peut ainsi être monté fixe en rotation sur la structure de support sur laquelle sont également montés le ou les paliers de guidage en rotation du corps. Ceci simplifie la transmission de puissance à l'actionneur, qu'elle soit hydraulique, pneumatique, électrique ou mécanique.

[0075] L'actionneur peut être un actionneur monodirectionnel et le dispositif de commande comporter en outre un système de rappel de la première masse d'équilibrage vers l'une des deux positions de fin de course. C'est alors l'actionneur monodirectionnel qui apporte l'énergie pour charger le système de rappel en déplaçant la première masse d'équilibrage dans une direction, et le système de rappel qui restitue l'énergie emmagasinée pour ramener la première masse d'équilibrage en sens opposé. Le système de rappel peut notamment comporter un ou plusieurs ressorts de rappel, notamment des ressorts de traction ou de compression, ou des ressorts pneumatiques. D'autres systèmes de rappel peuvent également être envisagés.

[0076] Alternativement, l'actionneur peut être est un actionneur bidirectionnel, qui effectue le travail mécanique nécessaire pour déplacer la masse d'équilibrage alternativement dans les deux directions opposées.

[0077] Suivant un mode de réalisation, le corps est équipé d'un organe d'entraînement en rotation autour de l'axe d'équilibrage, de préférence une denture annulaire, destinée à engrener avec une denture similaire d'un deuxième organe d'équilibrage ou avec un organe de transmission tel qu'une roue dentée, une courroie ou une chaîne de transmission.

[0078] Suivant un mode de réalisation, le centre de gravité du corps est situé sur l'axe d'équilibrage. En d'autres termes, le corps ne génère aucun balourd autour de l'axe d'équilibrage.

[0079] Suivant un mode de réalisation alternatif, le centre de gravité du corps est situé à distance de l'axe d'équilibrage, le centre de gravité du corps étant de préférence situé dans un plan contenant l'axe d'équilibrage faisant un angle δ par rapport à un plan contenant l'axe d'équilibrage et le centre de gravité de la première masse d'équilibrage, l'angle δ étant de préférence compris entre 50° et 130° . Ce balourd permet un équilibrage d'un effort de pilon du moteur à combustion interne.

[0080] La première masse d'équilibrage peut comporter une ou plusieurs pièces. Suivant un mode de réalisation particulièrement avantageux, la première masse d'équilibrage comporte un ou plusieurs corps roulants, le corps de l'organe d'équilibrage étant pourvu d'un ou plusieurs chemins de roulement orientés et tournés vers l'axe d'équilibrage, le ou les corps roulants étant aptes à rouler sur le ou les chemins de roulement parallèlement à l'axe d'équilibrage lorsque la distance D_1 du centre de gravité de la première masse d'équilibrage au plan de référence varie.

[0081] En faisant se déplacer la première masse d'équilibrage par roulement, on minimise l'énergie nécessaire à son positionnement dans le corps de l'organe d'équilibrage.

[0082] Les corps roulants, qui peuvent être des billes ou des rouleaux présentant une surface de roulement constituée par une génératrice droite (rouleaux cylindrique ou conique), convexe (rouleaux en tonneau) ou concave, sont de préférence en un matériau de densité élevée, notamment en métal, notamment en acier, pour constituer une proportion prépondérante de la masse d'équilibrage. Suivant un mode de réalisation particulièrement préféré, le ou les corps roulants sont des rouleaux, de préférence des rouleaux à génératrice en arc de cercle.

[0083] Le ou les chemins de roulement ont un profil adapté aux corps roulants, qui peut être plan, concave ou convexe. Suivant un mode de réalisation particulièrement simple, le ou les chemins de roulement sont cylindriques et concaves, et de préférence à centre de courbure positionné sur l'axe d'équilibrage.

[0084] De préférence, l'organe d'équilibrage comporte une cage de guidage du ou des corps roulants, mobile en translation parallèlement à l'axe d'équilibrage lorsque le ou les corps roulants roulent sur le ou les chemins de roulement.

5 **[0085]** La cage de guidage peut comporter, pour chaque corps roulant, une alvéole de logement, fermée ou ouverte. La cage peut également comporter des surfaces de guidage coopérant avec des surfaces complémentaires de guidage formées sur le corps de l'organe d'équilibrage, pour assurer le guidage en translation de la cage dans le corps de l'organe d'équilibrage.

10 **[0086]** Suivant un mode de réalisation, la cage de guidage est entraînée en translation par l'actionneur, et constitue une liaison entre l'actionneur et le ou les corps roulants. On pourra notamment prévoir d'intégrer à la cage une butée tournante de liaison avec l'actionneur.

[0087] De préférence, il existe un plan de symétrie de la cage d'équilibrage et plus généralement de la masse d'équilibrage, passant par l'axe d'équilibrage.

15 **[0088]** De préférence, le nombre de corps roulants est pair, et les corps roulants sont disposés en nombre égal de part et d'autre d'un plan contenant l'axe d'équilibrage.

20 **[0089]** De préférence, la cage de guidage a un centre de gravité situé sur l'axe d'équilibrage, de manière à ce que les frottements de guidage entre la cage de guidage et le ou les corps roulants soient indépendants de la vitesse de rotation de l'organe d'équilibrage.

25 **[0090]** De préférence, l'organe d'équilibrage comporte en outre au moins une masse d'équilibrage additionnelle ayant une valeur M_3 et un centre de gravité situé à une distance non nulle E_3 du premier axe d'équilibrage, fixe en rotation par rapport au corps autour de l'axe d'équilibrage et guidée par rapport au corps de manière à ce que la distance D_3 du centre de gravité de la masse d'équilibrage additionnelle au plan de référence du corps soit variable. En pratique, on pourra avantageusement prévoir que la première masse d'équilibrage et la masse d'équilibrage additionnelle ont la même valeur. On pourra également prévoir une ou plusieurs des dispositions suivantes :

- la masse d'équilibrage additionnelle est guidée par rapport au corps de manière à ce que la distance non nulle E_3 reste constante ;
- l'organe d'équilibrage comporte en outre un dispositif de commande pour faire varier la distance D_1 dans une plage de valeurs entre deux positions de fin de course et faire varier la distance D_3 dans une plage de valeurs entre deux positions de fin de course additionnelles ;
- la première masse d'équilibrage additionnelle comporte un ou plusieurs corps roulants , le corps de l'organe d'équilibrage étant pourvu d'un ou plusieurs chemins de roulement additionnels orientés et tournés vers l'axe d'équilibrage, le ou les corps roulants de la masse d'équilibrage additionnelle étant aptes à rouler sur le ou les chemins de roulement additionnels parallèlement à l'axe d'équilibrage lorsque la distance D_1 du centre de gravité de la masse d'équilibrage additionnelle au plan de référence C varie.
- l'organe d'équilibrage comporte une cage de guidage additionnelle du ou des corps roulants, de la masse d'équilibrage additionnelle, la cage de guidage additionnelle étant mobile en translation parallèlement à l'axe d'équilibrage lorsque le ou les corps roulants de la masse d'équilibrage additionnelle roulent sur le ou les chemins de roulement additionnels .
- la cage de guidage additionnelle a un centre de gravité situé sur l'axe d'équilibrage.
- la cage de guidage additionnelle est symétrique par rapport à un plan de symétrie passant par l'axe d'équilibrage.
- le ou les chemins de roulement additionnels sont cylindriques et concaves, et de préférence à centre de courbure positionné sur l'axe d'équilibrage.
- le ou les corps roulants de la masse d'équilibrage additionnelle sont des rouleaux, de préférence des rouleaux à génératrice en arc de cercle.

- l'organe d'équilibrage comporte en outre un ressort de rappel de la masse d'équilibrage additionnelle vers l'une de ses deux positions de fin de course additionnelles ;
- 5 - le dispositif de commande comporte une chambre hydraulique à volume variable dont une paroi est constituée par la masse d'équilibrage additionnelle et, de préférence, un circuit d'alimentation hydraulique entre l'un des paliers et la chambre hydraulique à volume variable ;
- 10 - des moyens de coordination, par exemple mécaniques, électromécaniques ou hydrauliques, sont prévus pour coordonner les mouvements de la première masse d'équilibrage et de la masse d'équilibrage additionnelle, par exemple pour assurer une égalité entre D_1 et D_3 .

[0091] Suivant un mode de réalisation, le dispositif de commande est tel que, pour au moins certaines valeurs de D_1 et D_3 , le centre de gravité de la masse d'équilibrage additionnelle se trouve du côté du plan de référence du corps opposé au centre de gravité de la première masse d'équilibrage.

[0092] De préférence, le centre de gravité de la masse d'équilibrage additionnelle et le centre de gravité de la première masse d'équilibrage se trouvent dans un plan d'équilibrage contenant l'axe d'équilibrage, et de part et d'autre d'un plan perpendiculaire au plan d'équilibrage et contenant l'axe d'équilibrage.

[0093] Ce qui a été dit sur la structure de la masse d'équilibrage vaut également pour la masse d'équilibrage additionnelle.

[0094] Suivant un autre aspect de l'invention, celle-ci a trait à un système d'équilibrage de basculement comportant un premier organe d'équilibrage de basculement constitué par un organe d'équilibrage tel que décrit précédemment, guidé en rotation autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement et un deuxième organe d'équilibrage de basculement constitué par un organe d'équilibrage tel que décrit précédemment, guidé en rotation autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement coplanaire et de préférence parallèle au premier axe d'équilibrage de

basculement. Selon un mode de réalisation, le système d'équilibrage de basculement comporte un bâti dans lequel sont logés les paliers, au moins un organe d'équilibrage les chambres et conduites nécessaires à l'action du dispositif de contrôle, voir, le cas échéant, le dispositif de contrôle lui-même, et qui permet de considérer le système d'équilibrage comme une unité structurelle et fonctionnelle, que l'on peut rapporter sur un bloc moteur.

[0095] De préférence, le système d'équilibrage de basculement comporte en outre une liaison cinématique entre le corps du premier organe d'équilibrage de basculement et le corps du deuxième organe d'équilibrage de basculement, telle qu'une rotation du premier organe d'équilibrage de basculement autour du premier axe d'équilibrage de basculement dans un sens donné à une vitesse donnée provoque une rotation du deuxième organe d'équilibrage de basculement autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement en sens contraire et à la même vitesse.

[0096] Les caractéristiques divulguées à propos d'un aspect de l'invention ou d'un mode de réalisation sont naturellement combinables avec d'autres caractéristiques divulguées à propos d'autres aspects de l'invention ou d'autres modes de réalisation, pour réaliser des variantes.

BRÈVE DESCRIPTION DES FIGURES

[0097] D'autres caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront à la lecture de la description qui suit, en référence aux figures annexées, qui illustrent :

- la figure 1, un schéma de principe d'un système d'équilibrage du couple de basculement et d'un moteur à combustion interne associé, selon un premier mode de réalisation de l'invention;
- la figure 2, un schéma de principe d'un système d'équilibrage du couple de basculement et d'un moteur à combustion interne associé, selon un deuxième mode de réalisation de l'invention;
- la figure 3A, un diagramme illustrant les variations du couple de basculement en fonction de la vitesse de révolution du vilebrequin à vide,

à mi-charge et à pleine charge, d'un moteur à combustion interne à allumage régulier ;

- 5 - la figure 3B, un diagramme illustrant les variations du couple de basculement en fonction de la charge du moteur, c'est-à-dire du couple moteur ramené au couple maximal, pour différentes vitesses de révolution du vilebrequin pour le même moteur à combustion interne à allumage régulier ;
- 10 - la figure 3C, un diagramme illustrant la variation du couple de basculement en fonction de l'angle du vilebrequin, à vide et à mi-charge, pour une vitesse de révolution du vilebrequin au milieu de la plage de vitesses du moteur;
- 15 - la figure 4, un schéma de principe du système d'équilibrage de la figure 2 pourvu d'un dispositif de commande suivant un premier mode de réalisation, exécutant une première stratégie de compensation du couple de basculement, dans une position de compensation de couple de basculement moteur maximal;
- 20 - la figure 5, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 4, dans une position de compensation de couple de basculement intermédiaire;
- 25 - la figure 6, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 4, dans une position neutre;
- la figure 7, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 4, dans une position de compensation de couple de basculement généré principalement par les forces d'inertie;
- la figure 8, un schéma de principe du système d'équilibrage de la figure 2 pourvu d'un dispositif de commande suivant un deuxième mode de réalisation, exécutant une deuxième stratégie de compensation du

couple de basculement, dans une position de compensation de couple de basculement moteur;

- la figure 9, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 8, dans une position neutre;
- 5 - la figure 10, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 8, dans une position de compensation de couple de basculement généré principalement par les forces d'inertie;
- 10 - la figure 11, un schéma de principe du système d'équilibrage de la figure 2 pourvu d'un dispositif de commande suivant un troisième mode de réalisation, exécutant une troisième stratégie de compensation du couple de basculement, dans une position de compensation de couple de basculement moteur maximal;
- 15 - la figure 12, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 11, dans une position de compensation de couple de basculement intermédiaire;
- la figure 13, un schéma de principe du système d'équilibrage pourvu du dispositif de commande selon la figure 11, dans une position neutre;
- 20 - la figure 14, un schéma de principe illustrant une position du vilebrequin du moteur à combustion interne associé à un système de compensation du couple de basculement selon la figure 2, correspondant à un maximum sur un tour du couple de basculement, et la position correspondante du système de compensation ;
- 25 - la figure 15, un dispositif de modulation du déphasage entre la rotation du vilebrequin du moteur à combustion interne et la rotation du système de compensation du couple de basculement ;
- les figures 16 à 22, divers positionnements possibles du système de compensation du couple de basculement par rapport au bloc moteur ;

- les figures 23 à 27 diverses configurations de moteurs incorporant un système de compensation du couple de basculement selon l'invention ;
- la figure 28, un schéma de principe d'un système d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon et d'un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne associé selon un mode de réalisation de l'invention;
- la figure 29, un schéma de principe d'un système d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon et d'un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne associé, selon un autre mode de réalisation de l'invention;
- la figure 30, un schéma de principe d'un décalage angulaire entre une masse d'équilibrage de l'effort de pilon et des masses d'équilibrage du couple de basculement ;
- la figure 31, une vue isométrique d'un organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon selon un mode de réalisation de l'invention, dans une position neutre;
- la figure 32, une vue de côté de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31;
- la figure 33, une vue de face de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31;
- la figure 34, une vue de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31 en coupe selon le plan de coupe B-B illustré sur la figure 33;
- la figure 35, une vue de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31 en coupe selon le plan de coupe A-A de la figure 32;

- la figure 36, une vue de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31 en coupe selon le plan de coupe J-J illustré sur la figure 32;
- 5 - la figure 37, une vue de détail d'une pièce de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31;
- la figure 38, une vue de l'organe d'équilibrage du couple de basculement et de l'effort de pilon de la figure 31 en coupe selon le plan B-B illustré sur la figure 33, mais dans une position de compensation maximale du couple de basculement ;
- 10 - la figure 39, une vue isométrique d'un système d'équilibrage selon un autre mode de réalisation de l'invention ;
- la figure 40, une vue de dessus d'une partie du système d'équilibrage de la figure 39 ;
- la figure 41, une vue en coupe du système d'équilibrage de la figure 39, 15 suivant un plan de coupe XLI-XLI défini sur la figure 40 ;
- la figure 42, une vue en coupe et partielle du système d'équilibrage de la figure 39, suivant un plan de coupe I-I défini sur la figure 41 ;
- la figure 43, une vue en coupe et partielle du système d'équilibrage de la figure 39, suivant un plan de coupe G-G défini sur la figure 41 ;
- 20 - la figure 44, une vue en coupe et partielle du système d'équilibrage de la figure 39, suivant un plan de coupe J-J défini sur la figure 41 ;
- la figure 45, une vue isométrique d'une cage de guidage du système d'équilibrage de la figure 39 ;
- la figure 46, une vue isométrique d'une partie d'un système d'équilibrage 25 selon un autre mode de réalisation de l'invention ;

- la figure 47, une vue isométrique de certains composants du système d'équilibrage de la figure 46 ;
 - la figure 48, une vue isométrique de certains composants du système d'équilibrage de la figure 46 ;
 - 5 - la figure 49, une vue en coupe du système d'équilibrage de la figure 46 ;
 - la figure 50, une vue en coupe du système d'équilibrage selon un autre mode de réalisation de l'invention, dans un plan de coupe L-L illustré sur la figure 51 ;
 - 10 - la figure 51, une vue en coupe du système d'équilibrage de la figure 50, dans un plan de coupe LI-LI illustré sur la figure 50 ;
 - la figure 52, une vue en coupe du système d'équilibrage de la figure 50, dans un plan de coupe LII-LII illustré sur la figure 51 ;
 - la figure 53, une vue isométrique en coupe d'un organe d'équilibrage pour un système d'équilibrage selon un autre mode de réalisation de l'invention.
- 15

[0098] Pour plus de clarté, les éléments identiques ou similaires sont repérés par des signes de référence identiques sur l'ensemble des figures.

DESCRIPTION DÉTAILLÉE DE MODES DE RÉALISATION

[0099] Sur la figure **1** est illustré de façon schématique un moteur à combustion interne à quatre cylindres en ligne **10**, comportant un bloc moteur **12**, un vilebrequin **14** guidé en rotation autour d'un axe géométrique de référence **100** du bloc moteur **10**, un ou plusieurs pistons **16** guidés en translation dans des cylindres **18** du bloc moteur **12**, et des bielles **20** de liaison entre les pistons et le vilebrequin **14**.

20

[00100] De façon remarquable, le moteur à combustion interne **10** est équipé d'un système d'équilibrage **22** comportant un premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et un deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B**. Le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** est constitué par un corps **25A** guidé en rotation par

25

rapport au bloc moteur **12** autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement **102A** par l'intermédiaire d'un ou plusieurs paliers **62A**, et une première masse d'équilibrage de basculement **26A** de valeur M_1 fixe en rotation par rapport au corps **25A**. Le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** est constitué par un corps **25B** guidé en rotation par rapport au bloc moteur **12** autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B** parallèle au premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et distant du premier axe d'équilibrage de basculement **102A** par l'intermédiaire d'un ou plusieurs paliers **62B**, une deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B** de valeur M_2 fixe en rotation par rapport au corps **25B**. Dans ce mode de réalisation, le corps **25A** est équilibré par rapport au premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et que le corps **25B** est équilibré par rapport au deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B**.

[00101] Le premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et le deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B** sont situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement **Q** parallèle à l'axe de référence **100** et perpendiculaire à un plan de référence **P** du moteur à combustion interne **10** contenant l'axe géométrique de référence **100**. Dans l'illustration schématique de la figure **1**, le moteur à combustion interne **10** représenté est un moteur en ligne, en l'occurrence un moteur à quatre cylindres **18** en ligne, et les axes **104** des cylindres **18** du bloc moteur **12** sont situés dans un plan de poussée **PP**, qui peut être parallèle au plan de référence **P**, voire, dans l'illustration de la figure **1**, confondu avec le plan de référence **P**.

[00102] La première masse d'équilibrage de basculement **26A** a son centre de gravité situé d'un premier côté du plan de référence **P** à une distance D_1 du plan de référence et à une distance E_1 du premier axe d'équilibrage de basculement **102A**. La deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B** a quant à elle son centre de gravité situé du même premier côté du plan de référence **P**, à une distance D_2 du plan de référence **P** et à une distance E_2 du deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B**. Chaque organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** présente ainsi un balourd dynamique, au sens où son axe principal d'inertie n'est ni confondu avec l'axe d'équilibrage de basculement correspondant **102A**, **102B**, ni parallèle à cet axe.

[00103] On a illustré sur la figure **1** des moyens d'entraînement **28** qui permettent d'entraîner le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement **102A** à une vitesse de révolution ayant un rapport constant avec la vitesse de révolution du vilebrequin **14**, et d'entraîner le
5 deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** en rotation autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B** à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement **24A**. En l'espèce, ces moyens d'entraînement **28** sont ici constitués par un engrenage à renvoi d'angle **30** entre le vilebrequin **14** et un arbre de renvoi **32**, qui
10 entraîne une première chaîne **34** d'entraînement du premier organe d'équilibrage de basculement **24A**, et par une deuxième chaîne d'entraînement **36** avec fonction d'inversion entre le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B**.

[00104] Le rapport de transmission entre le vilebrequin **14** et le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** est choisi afin que la période de révolution ce
15 dernier corresponde à la période du couple de basculement.

[00105] Ainsi, pour le moteur à combustion interne **10** à quatre temps à quatre cylindres **18** en ligne illustré sur la figure **1**, le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et la vitesse de
20 révolution du vilebrequin **14** est égal à 2. Plus généralement, pour un moteur à combustion interne à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et la vitesse de révolution du vilebrequin **14** est choisi égal à $N/2$.

[00106] Dans le cas d'un le moteur à combustion interne à deux temps à N cylindres
25 en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et la vitesse de révolution du vilebrequin **14** est choisi égal à N.

[00107] Le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** tourne quant à lui dans toutes les hypothèses à la même vitesse que le premier organe d'équilibrage de
30 basculement **24A** et en sens inverse.

[00108] Le mode de réalisation de la figure 2 diffère de celui de la figure 1 par le fait que le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** comporte une troisième masse d'équilibrage de basculement **38A** de valeur M_3 située, par rapport à la première masse d'équilibrage de basculement **26A**, de l'autre côté du plan **P** et de l'autre côté du plan **Q**. De façon similaire, le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** comporte une quatrième masse d'équilibrage de basculement **38B** de valeur M_3 située, par rapport à la deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B**, de l'autre côté du plan **P** et de l'autre côté du plan **Q**.

[00109] La troisième masse d'équilibrage de basculement **38A** a son centre de gravité situé d'un deuxième côté du plan de référence **P** à une distance **D3** du plan de référence **P** et à une distance **E3** du premier axe d'équilibrage de basculement **102A**. La quatrième masse d'équilibrage de basculement **38B** a quant à elle son centre de gravité situé du même deuxième côté du plan de référence **P** à une distance **D4** du plan de référence **P** et à une distance **E4** du deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B**.

[00110] Dans l'ensemble des modes de réalisation, le premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et le deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B** sont symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan de symétrie de basculement **S** qui est perpendiculaire à l'axe de révolution **100** du vilebrequin **14**, au plan de référence **P** et au plan d'équilibrage de basculement **Q**.

[00111] Pour expliquer le fonctionnement du mécanisme d'équilibrage de basculement **22**, on supposera dans un premier temps que dans les modes de réalisation des figures 1 et 2, les valeurs M_1 de la première masse d'équilibrage de basculement **26A** et la valeur M_2 de la deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B** sont égales, et que les centres de gravité de la première masse d'équilibrage de basculement **26A** et de la deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B** sont dans des positions symétriques l'une de l'autre par rapport au plan de symétrie **S**. Ainsi, les distances **E1** et **E2** sont égales, et les distances **D1** et **D2** sont égales.

[00112] Ainsi, la rotation conjointe de la première masse d'équilibrage de basculement **24A** et de la deuxième masse d'équilibrage de basculement **24B** autour de leur axe d'équilibrage respectif **102A**, **102B**, en sens opposé, génère un effort ayant

une résultante toujours située dans le plan **S**, perpendiculaire au plan géométrique d'équilibrage de basculement **Q** à la distance **D₁** de l'axe de référence **100**, qui se traduit par un moment non nul par rapport à l'axe de référence **100**. Ce moment a une amplitude qui varie de façon périodique, à la période de rotation des organes d'équilibrage **24A, 24B** qui est également celle du couple de basculement. On dispose ainsi d'un premier moyen de générer un couple de sens opposé au couple de basculement.

[00113] Pour le mode de réalisation de la figure **2**, on supposera en outre que les valeurs M_3 et M_4 de la troisième masse d'équilibrage de basculement **38A** et de la quatrième masse d'équilibrage de basculement **38B** sont égales et que les centres de gravité des troisième et quatrième masses d'équilibrage de basculement **38A, 38B** sont dans des positions symétriques l'une de l'autre par rapport au plan de symétrie **S**. Ainsi, les distances **E₃** et **E₄** sont égales, et les distances **D₃** et **D₄** sont égales.

[00114] Ainsi, la rotation conjointe des troisième et quatrième masses d'équilibrage de basculement **38A, 38B** autour de leur axe d'équilibrage respectif, en sens opposé, génère un effort ayant une résultante toujours située dans le plan **S**, perpendiculaire au plan géométrique d'équilibrage de basculement **Q** à la distance **D₃** de l'axe de référence **100**, qui se traduit par un moment non nul par rapport à l'axe de référence **100**. Ce moment a une amplitude qui varie de façon périodique, à la période de rotation des organes d'équilibrage **24A, 24B** qui est également celle du couple de basculement. On dispose ainsi d'un deuxième moyen de générer un couple de sens opposé au couple de basculement.

[00115] Le couple généré par les troisième et quatrième masses d'équilibrage de basculement **38A** et **38B** se cumule parfaitement avec le couple généré par les première et deuxième masses d'équilibrage de basculement **26A, 26B** si les troisième et quatrième masses d'équilibrage de basculement **38A, 38B** tournent en opposition de phase par rapport aux première et deuxième masses d'équilibrage de basculement **26A, 26B**, en d'autres termes si les centres de gravité des quatre masses en rotation traversent simultanément le plan géométrique d'équilibrage de basculement **Q**, la troisième masse étant sinon toujours d'un côté du plan géométrique d'équilibrage de basculement **Q** opposé à la première masse.

[00116] Si de plus les valeurs M_1 et M_3 sont égales (et par conséquent si M_2 et M_4 sont égales), la résultante des efforts induits sur le bloc moteur **12** par la rotation des masses **26A**, **26B**, **38A**, **38B** est nulle, leur seule contribution étant de générer un couple à la même fréquence et en opposition de phase avec le couple de basculement.

5 **[00117]** En pratique, le couple de basculement varie en intensité et en direction avec la vitesse de révolution du vilebrequin et avec le couple moteur. Sur le diagramme de la figure 3A sont représentés : sur l'axe des abscisses la vitesse de révolution du vilebrequin et sur l'axe des ordonnées le couple de basculement exercé sur le bloc moteur, pour trois régimes de couple, à savoir à vide, à mi-charge et à pleine charge.

10 On constate qu'au-delà d'un seuil de vitesse de révolution du moteur, ici au-delà de 2000 tr/min, le couple de basculement est une fonction monotone, en l'occurrence décroissante, de la vitesse de révolution du vilebrequin. Sur le diagramme de la figure 3B sont représentés : sur l'axe des abscisses la charge du moteur, c'est-à-dire le couple moteur rapporté au couple maximal, et sur l'axe des ordonnées et en valeur algébrique,

15 le couple de basculement exercé sur le bloc moteur, pour différentes vitesses de révolution du vilebrequin. Arbitrairement, on a donné au couple de basculement des valeurs négatives lorsque qu'il est dû principalement aux inerties des parties tournantes, à savoir au-delà d'un seuil de vitesse pour un couple donné, ou en deçà d'un seuil de couple pour une vitesse donnée, et des valeurs positives lorsqu'il est dû

20 principalement à la pression de combustion à savoir en deçà d'un seuil de vitesse pour un couple donné, ou au-delà d'un seuil de couple pour une vitesse donnée. On constate que le couple de basculement est une fonction monotone croissante du couple moteur, au moins pour une plage prédéterminée de régimes de vitesse de révolution du vilebrequin. La figure 3C, quant à elle, illustre les variations du couple de basculement

25 en amplitude et en phase, pour une même vitesse de révolution du vilebrequin, à vide et à 50% du couple maximal, pour une combustion qui se déclenche à environ 45° par rapport au référentiel choisi.

[00118] Les systèmes d'équilibrage **22** des modes de réalisation des figures **1** et **2** peuvent donc être optimisés pour un régime et un couple moteur donné en fixant

30 opportunément la valeur et l'emplacement des masses d'équilibrage de basculement

26A, 26B, et le cas échéant **38A, 38B**. Mais un tel système aura un bénéfice limité, voire sera contreproductif, pour des régimes et des couples moteur différents.

[00119] On a donc intérêt à pouvoir piloter l'amplitude du couple généré par le système d'équilibrage **22** en fonction du régime moteur.

- 5 [00120] Différents dispositifs pour modifier le couple d'équilibrage généré par le système d'équilibrage **22** sont illustrés sur les figures **4** à **13**.

[00121] Sur les figures **4** à **7**, on a illustré le premier organe d'équilibrage **24A** du système d'équilibrage de la figure **2**, comportant un corps **25A** guidé en rotation par rapport au premier axe d'équilibrage de basculement **102A**, et que l'on supposera ici
10 équilibré dynamiquement, et deux masses d'équilibrage **26A, 38A** solidaires en rotation du rapport au corps **25A** autour du premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et équipé d'un dispositif de commande **40** comportant un mécanisme de commande **42** permettant de déplacer les masses d'équilibrages **26A, 38A** par rapport au corps **25A** parallèlement au premier axe d'équilibrage de basculement **102A** de
15 manière à faire varier les distances D_1 et D_3 sans faire varier les distances E_1 et E_3 . Le mécanisme de commande **42** est entraîné ici par des moyens moteurs **44** pilotés par une unité de contrôle **46** en fonction de signaux d'entrée en provenance d'une unité de détermination de la vitesse du vilebrequin **48** et d'une unité de détermination du couple moteur **50**.

20 [00122] Dans ce mode de réalisation, les distances D_1 et D_3 sont égales et les masses **26A, 38A** se déplacent conjointement. On comprend que par ailleurs, le deuxième organe d'équilibrage **24B** est également équipé d'un mécanisme de commande similaire piloté par l'unité de contrôle **46** pour déplacer les deux masses **26B, 38B** pour qu'elles soient toujours en position symétrique par rapport aux masses **26A, 38A**.

25 [00123] Dans la position de la figure **4**, la compensation du couple de basculement lié aux pressions de combustion est maximale. Dans la position de la figure **5**, les deux masses **26A, 38A** se sont conjointement déplacées vers l'axe de révolution **100** du vilebrequin **14** et le couple de compensation engendré par les masses **26A, 38A, 26B, 38B** est moindre. Dans la position de la figure **6**, les masses d'équilibrage de

basculement **26A**, **38A**, **26B**, **38B** sont dans le plan de référence **P**, et n'engendrent plus aucun couple de compensation autour de l'axe de révolution **100**. Enfin, dans la position de la figure 7, les masses **26A**, **38A** ont traversé le plan **P**, et se trouvent dans une position permettant une compensation du couple de basculement lié aux inerties.

5 **[00124]** Les figures 8 à 10 illustrent le premier organe d'équilibrage **24A** du système d'équilibrage de la figure 2, équipé d'un dispositif de commande **40** comportant un mécanisme de commande **42** permettant de déplacer les masses d'équilibrages **26A**, **38A** radialement par rapport au premier axe d'équilibrage de basculement (**102A**) de manière à faire varier les distances E_1 et E_3 sans faire varier les distances D_1 et D_3 . Dans
10 ce mode de réalisation, les distances E_1 et E_3 sont égales et les masses **26A**, **38A** se déplacent conjointement. On comprend que par ailleurs, le deuxième organe d'équilibrage **24B** est également équipé d'un mécanisme de commande piloté par l'unité de commande **46** pour déplacer les deux masses **26B**, **38B** pour qu'elles soient toujours en position symétrique par rapport aux masses **26A**, **38A**.

15 **[00125]** Dans la position de la figure 8, la compensation du couple de basculement lié aux pressions de combustion est maximale. Dans la position de la figure 9, les masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, **26B**, **38B** sont alignées sur le premier axe d'équilibrage de basculement **102**, et n'engendrent plus aucun couple de compensation autour de l'axe de révolution **100**. Enfin, dans la position de la figure 10,
20 les masses **26A**, **38A** sont en position miroir par rapport à la position de la figure 8 permettant ainsi une compensation du couple de basculement lié aux inerties.

[00126] Il est naturellement possible de combiner les modes de fonctionnement des figures 4 à 7 d'une part, et 8 à 10 d'autre part, en permettant de modifier à la fois D_1 , D_3 , E_1 et E_3 . Il est à noter que dans les modes de réalisation des figures 4 à 10, il n'est
25 pas nécessaire que les valeurs M_1 et M_3 des masses **26A** et **38A** soient égales. Une solution particulière est donnée par $M_1 = M_3$, qui se caractérise par la symétrie totale du mécanisme. Par ailleurs, dans l'hypothèse où $M_3 = 0$, les figures 4 à 10 deviennent applicable au mode de réalisation de la figure 1.

[00127] Sur les figures 11 à 13, on a illustré le premier organe d'équilibrage **24A** du
30 système d'équilibrage de la figure 2, équipé d'un dispositif de commande **40**

comportant un mécanisme de commande **42** permettant de déplacer la masse d'équilibrage **26A** parallèlement au premier axe d'équilibrage de basculement de manière à faire varier la distance **D₁**, la masse **38A** restant fixe par rapport au corps **25A** et **D₃** étant constant. On comprend que par ailleurs, le deuxième organe d'équilibrage **24B** est également équipé de moyens permettant de déplacer la masse **26B**, pour qu'elle soit toujours en position symétrique par rapport à la masse **26A**.

[00128] Dans la position de la figure **11**, la compensation du couple de basculement lié aux pressions de combustion est maximale. Dans la position de la figure **12**, la masse **26A** se trouve dans le plan de référence, et le couple de compensation, correspondant à l'action des masses **26A**, **38A**, est plus faible. Enfin, dans la position de la figure **13**, la masse **26A** a rejoint la masse **38A**, les effets des deux masses s'annulent et le couple de compensation est nul.

[00129] On peut définir un référentiel (O, x, y, z) orthonormé tournant lié à l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, ayant pour origine O le centre de gravité de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, son axe y confondu avec l'axe de rotation de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, et son axe z positionné de manière que le plan (O, y, z) contienne les centres de gravité des masses mobiles M₁ et M₃. Dans ce référentiel, on peut exprimer la matrice d'inertie $\mathcal{M}_A$ de l'organe d'équilibrage de basculement **24A** de la manière suivante :

$$\mathcal{M}_A = \begin{pmatrix} I_{A,xx} & 0 & I_{A,xz} \\ 0 & I_{A,yy} & I_{A,yz} \\ I_{A,zx} & I_{A,zy} & I_{A,zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I_{A,xx} & 0 & I_{A,xz} \\ 0 & I_{A,yy} & I_{A,yz} \\ I_{A,xz} & I_{A,yz} & I_{A,zz} \end{pmatrix}$$

[00130] Suivant la théorie des tenseurs d'inertie, cette matrice est symétrique, de sorte que les composantes de la matrice hors de la diagonale, dites produits d'inertie, sont égales deux à deux : $I_{A,ij} = I_{A,ji}$. Dans l'hypothèse où le centre de gravité de l'organe d'équilibrage de basculement **24A** est sur l'axe de rotation, on aura de plus $I_{A,xz} = I_{A,zx} = 0$.

[00131] Dans ce référentiel, les produits d'inerties $I_{A,yz}$ et $I_{A,zy}$ varient en fonction des déplacements des masses mobiles M₁ et M₃, les autres composantes étant non affectées par les déplacements des masses mobiles M₁ et M₃.

[00132] De façon analogue, on peut définir un autre référentiel (O, x, y, z) orthonormé tournant lié à l'organe d'équilibrage de basculement **24B**, ayant pour origine O le centre de gravité de l'organe d'équilibrage de basculement **24B**, son axe y confondu avec l'axe de rotation de l'organe d'équilibrage de basculement **24B**, et son
 5 axe z positionné de manière que le plan (O, y, z) contienne les centres de gravité des masses mobiles M_2 et M_4 . Dans ce référentiel, on peut exprimer la matrice d'inertie $\mathcal{M}_B$ de l'organe d'équilibrage de basculement **24B** de la manière suivante :

$$\mathcal{M}_B = \begin{pmatrix} I_{B,xx} & 0 & I_{B,xz} \\ 0 & I_{B,yy} & I_{B,yz} \\ I_{B,zx} & I_{B,zy} & I_{B,zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I_{B,xx} & 0 & I_{B,xz} \\ 0 & I_{B,yy} & I_{B,yz} \\ I_{B,xz} & I_{B,yz} & I_{B,zz} \end{pmatrix}$$

[00133] Comme la précédente, cette matrice est symétrique. Dans le référentiel
 10 choisi, les produits d'inerties $I_{B,yz}$ et I_{Bzy} varient en fonction des déplacements des masses mobiles M_2 et M_4 , les autres composantes étant non affectées par les déplacements des masses mobiles M_2 et M_4 .

[00134] De préférence, on choisira : $I_{B,yz} = I_{A,yz}$.

[00135] Naturellement, on a intérêt à positionner les masses d'équilibrage de
 15 basculement **26A**, **26B**, et le cas échéant **38A**, **38B** de manière à ce que le couple de compensation qu'elles engendrent sur un tour des organes d'équilibrage **24A**, **24B** ait son maximum qui coïncide avec le maximum du couple de basculement subi par le bloc moteur.

[00136] Sur la figure **14**, on a illustré un cylindre **18** du moteur **10** après le passage
 20 par le point mort haut et allumage des gaz. Le piston **16** exerce alors sur la chemise du cylindre **18** un effort dont la composante radiale par rapport à l'axe **104** du cylindre **18** varie entre autres en fonction de la pression des gaz, du couple résistant du vilebrequin et de l'angle de la bielle **20**. C'est cet effort qui est à l'origine du couple de basculement, et l'on comprend que son maximum sera atteint à une position de la bielle
 25 **20** qui peut varier en fonction des conditions de fonctionnement. Si l'on prend pour origine du référentiel de rotation du vilebrequin la position du vilebrequin **14** correspondant au point mort haut d'un piston de référence au début du temps moteur, on observe que l'effort radial sur la chemise du cylindre **18** atteint son maximum après

une rotation du vilebrequin **14** qui peut varier entre 0° et 60° , de préférence entre 10° et 50° en fonction des conditions de fonctionnement. Pour obtenir un effet de compensation dans toutes les conditions d'utilisation du moteur, on aura intérêt à caler le système d'équilibrage du couple de basculement **22** à un angle α situé dans la partie centrale de cette plage, entre 10° et 50° , de préférence entre 20° et 40° , typiquement à 30° ou autour de cette valeur. En pratique, cela signifie que les masses d'équilibrage de basculement **26A**, **26B**, et le cas échéant **38A**, **38B** devront être à leur apogée (dans la position la plus éloignée du plan d'équilibrage de basculement **Q**) lorsque le vilebrequin sera dans la position angulaire α prévue par rapport au point mort haut du cylindre.

[00137] On pourra également prévoir un dispositif de modulation de déphasage **52**, illustré sur la figure **15**, permettant de faire varier le déphasage entre les organes d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** d'une part, et le vilebrequin **14** d'autre part. Par exemple, si les moyens d'entraînement **28** comportent, comme décrit précédemment, une première chaîne **34** d'entraînement du premier organe d'équilibrage de basculement **24A**, on pourra prévoir un tendeur **54** commandé par exemple par l'unité de commande **46**, de manière à faire varier la trajectoire de la première chaîne d'entraînement **34** et avec elle le déphasage entre rotation du vilebrequin **14** et rotation des deux organes d'équilibrage **24A**, **24B**. Naturellement, d'autres dispositifs de modulation du déphasage pourront être envisagés. En pratique, la plage de déphasage devrait être d'au moins 10° , de préférence d'au moins 20° .

[00138] Pour générer le couple de compensation du couple de basculement, il n'est pas nécessaire que le plan d'équilibrage de basculement **Q**, qui par définition est le plan qui contient les axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B**, soit perpendiculaire au plan de poussée **PP** contenant les axes **104** des cylindres **18** en ligne du moteur. Les figures **16** à **21** illustrent différentes variantes possibles du positionnement du plan **Q**. La figure **16** reprend le positionnement des figures **1** et **2**, à savoir perpendiculaire au plan de poussée **PP**, à distance de l'axe de révolution du vilebrequin **100**. La figure **17** illustre un positionnement du plan **Q** perpendiculaire au plan de poussée **PP**, et contenant l'axe de révolution. La figure **18** illustre une variante dans laquelle le plan **Q** contient l'axe de révolution **100**, mais est oblique par rapport au plan de poussée **PP**.

La figure **19** illustre une variante particulière dans laquelle le plan d'équilibrage de basculement **Q** et le plan de poussée **PP** sont confondus. La figure **20** illustre un plan d'équilibrage de basculement **Q** parallèle à l'axe de révolution **100** mais à distance de celui-ci et oblique par rapport au plan de poussée **PP**. Enfin, la figure **21** illustre un plan d'équilibrage de basculement **Q** parallèle au plan de poussée **PP**, et distant de celui-ci. En pratique, les modes de réalisation des figures **16**, **20** et **21**, dans lesquels le plan d'équilibrage de basculement **Q** est éloigné de l'axe de révolution du vilebrequin **100**, s'avèrent plus faciles de mise en œuvre car ils ne nécessitent pas de modification de l'architecture du bloc moteur **12**.

10 **[00139]** Les deux axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B** ne sont pas nécessairement parallèles l'un à l'autre dans le plan d'équilibrage de basculement **Q** qui les contient. Sur la figure **22** est illustré un mode de réalisation avec une orientation des organes d'équilibrage de basculement suivant deux axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B** coplanaires mais sécants.

15 **[00140]** D'une manière plus générale, si l'on considère que le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** a un premier axe principal d'inertie qui n'est pas parallèle au premier axe d'équilibrage de basculement **102A** et qui tourne autour du premier axe d'équilibrage de basculement **102A**, et que le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** a un deuxième axe principal d'inertie qui n'est pas
20 parallèle au deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B** et qui tourne autour du deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B**, une compensation du couple de basculement pourra être obtenue notamment si le premier axe principal d'inertie et le deuxième axe principal d'inertie sont à tout moment symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan de symétrie de basculement **S** perpendiculaire à l'axe géométrique
25 de référence.

[00141] Sur l'ensemble des figures précédentes, le moteur **10** illustré est un moteur à combustion interne à quatre cylindres en ligne. On peut toutefois avantageusement mettre en œuvre l'invention pour d'autres types de moteurs générant un couple de basculement, et notamment pour un moteur monocylindre comme illustré sur la figure
30 **23**, un moteur bicylindre comme illustré sur la figure **24** ou un moteur à trois cylindres comme illustré sur la figure **25**. On peut de façon analogue généraliser l'utilisation du

système d'équilibrage **22** du couple de basculement selon l'invention à un moteur à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier quelconque supérieur ou égal à 1. On peut en outre généraliser l'utilisation du système d'équilibrage **22** du couple de basculement selon l'invention à un moteur à plusieurs cylindres en V comme illustré sur la figure **26** ou à un moteur en étoile comme illustré sur la figure **27**, et plus généralement à tout moteur à combustion interne à allumage régulier (c'est-à-dire à intervalles de rotation du vilebrequin réguliers entre deux combustions successives).

[00142] Le couple de basculement n'est pas la seule source d'efforts parasites transmis par le bloc moteur **12** à ses points de fixation. Une composante importante sur certains moteurs en ligne est l'effort dit de pilon, qui est la composante parallèle à l'axe **104** des cylindres **18** de la résultante des efforts exercés par le bloc moteur **12** sur ses appuis. L'effort de pilon a une fréquence fondamentale qui dépend du nombre de cylindres **18**, de la séquence d'allumages et de la vitesse du vilebrequin **14**. Dans le cas particulier du moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne, la fréquence fondamentale de l'effort de pilon et celle du couple de basculement coïncident. C'est dans ce cadre que vont maintenant être décrits divers modes de réalisation de l'invention assurant à la fois la compensation du couple de basculement et la compensation de l'effort de pilon.

[00143] Le mode de réalisation de la figure **28** diffère de celui de la figure **1** par le fait que le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** comporte en plus des éléments de la figure **1** une première masse d'équilibrage de pilon **56A** de valeur P_1 , ayant un centre de gravité situé dans le plan de poussée **PP** du moteur à combustion interne, à une distance F_1 du premier axe d'équilibrage de basculement **102A**. De façon similaire, le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** comporte une deuxième masse d'équilibrage de pilon **56B** de valeur P_2 , ayant un centre de gravité situé dans le plan de référence **P** du moteur à combustion interne, à une distance F_2 du deuxième axe d'équilibrage de basculement **102B**.

[00144] Le mode de réalisation de la figure **29** combine les modes de réalisation des figures **2** et **28**. Ainsi, le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** comporte une première masse d'équilibrage de basculement **26A**, une troisième masse d'équilibrage de basculement **38A** et une première masse d'équilibrage de pilon **56A**,

alors que le deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** comporte une deuxième masse d'équilibrage de basculement **26B**, une quatrième masse d'équilibrage de basculement **38B** et une deuxième masse d'équilibrage de pilon **56B**.

[00145] Pour les modes de réalisation des figures **28** et **29**, qui sont spécifiques à un moteur à quatre temps à quatre cylindres en ligne, on supposera en outre que les valeurs P_1 et P_2 des premières et secondes masses d'équilibrage des pilons **56A** et **56B** sont égales et les centres de gravité des premières et secondes masses d'équilibrage des pilons **56A** et **56B** sont dans des positions symétriques l'une de l'autre par rapport au plan de symétrie **S**. Ainsi, les distances F_1 et F_2 sont égales. Enfin, dans ces modes de réalisation, le plan de poussée **PP** contenant les axes **104** des cylindres **18** est impérativement parallèle au plan de référence **P**. En pratique, le plan de poussée **PP** peut être confondu avec le plan de référence **P**, ou décalé de quelques centimètres par rapport au plan de référence **P**.

[00146] Ainsi, la rotation conjointe des première et deuxième masses d'équilibrage de pilon **56A**, **56B** autour de leur axe d'équilibrage respectif, en sens opposé, génère un effort ayant une résultante toujours située sur l'axe d'intersection entre le plan de symétrie **S** et le plan de poussée **PP**, et donc parallèle aux axes **104** des cylindres **18**. Il est donc possible de générer un effort qui, pour un moteur à quatre temps à quatre cylindres, aura une résultante périodique, à la période du pilon généré par les cycles de combustion, et que l'on pourra caler de façon à compenser au moins partiellement l'effort de pilon.

[00147] Sur les figures **28** et **29**, on a illustré la masse d'équilibrage du pilon **56A**, **56B** perpendiculaire aux masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, **26B**, **38B** du même organe d'équilibrage **24A**, **24B**. Ce positionnement relatif engendre un effort de compensation du pilon en quadrature avec le couple de compensation du basculement. Or on constate qu'en règle générale, le déphasage entre l'effort de pilon et le couple de basculement pour un moteur à quatre temps à quatre cylindres en lignes est constant (à vitesse et couple constants) et compris entre 65° et 115° . On choisira donc pour un moteur donné et pour chaque organe d'équilibrage **24A**, **24B** un positionnement angulaire relatif δ entre la masse d'équilibrage du pilon **56A**, **56B** et la ou les masses

d'équilibrage de basculement **26A, 38A, 26B, 38B** qui dans un intervalle de 65° à 115°, correspondra à la caractéristique du moteur, comme illustré sur la figure **30**.

[00148] Un mode de réalisation d'un organe d'équilibrage de basculement **24A**, et le cas échéant d'équilibrage de l'effort de pilon, a été illustré sur les figures **31** à **38**.

5 L'organe d'équilibrage de basculement **24A** comporte un corps **25A** présentant une enveloppe extérieure bombée **56A** et une plaque centrale **66**, et équipé d'une roue d'entraînement **60** destinée à engrener avec la courroie **34**, et de deux paliers de guidage d'extrémité **62, 64**. Le corps **25A** permet de loger deux masses coulissantes d'équilibrage de basculement **26A, 38A** et deux ressorts de rappel **68, 70**. Entre la
10 masse d'équilibrage de basculement **26A** et l'enveloppe bombée **56A** est formée une chambre de volume variable **72**. De même, une chambre de volume variable **74** est formée entre la masse d'équilibrage de basculement **38A** et l'enveloppe bombée **56A**. Les deux chambres **72, 74** sont en liaison hydraulique l'une avec l'autre et avec une source de pression externe, par l'intermédiaire de canaux d'alimentation débouchant
15 au niveau des paliers **62, 64**. Le circuit hydraulique et les chambres **74, 72** constituent ainsi un dispositif de commande **40** de la position des masses d'équilibrage de basculement **26A, 38A**, permettant aux masses d'équilibrage de basculement **26A, 38A** de se déplacer de la position neutre illustrée sur la figure **34** à une position extrême illustrée sur la figure **38** contre l'effort de rappel des ressorts **70, 68**. Dans la position
20 neutre de la figure **34**, les masses d'équilibrage de basculement **26A, 38A** sont dans la position schématisée sur la figure **6**. La position de la figure **38** correspond quant à elle à la position illustrée sur la figure **4**. Enfin, il est possible, à partir de la position neutre de la figure **34** et en l'absence de pression dans les chambres **72, 74**, d'amener la masse d'équilibrage **26A** vers la gauche en butée de fin de course et d'amener la masse
25 d'équilibrage **38A** vers la droite en butée de fin de course, sous l'effet des ressorts de rappel **70 68**, ce qui constitue l'état illustré schématiquement sur la figure **7**.

[00149] Le centre de gravité de la masse d'équilibrage **26A** et le centre de gravité de la masse d'équilibrage **38A** se trouvent de préférence dans le plan de coupe B-B localisé sur la figure **33**, à distance et de part et d'autre du plan de coupe J-J localisé sur la figure
30 **32**. Le centre de gravité du corps **25A** se trouve dans le plan de coupe A-A localisé sur la figure **32**, ou dans un plan de référence C du corps **25A** à proximité immédiate du

plan de coupe **A-A**. Dans la position de la figure **8**, le centre de gravité de la masse d'équilibrage **26A** et le centre de gravité de la masse d'équilibrage **38A** se trouvent de part et d'autre du plan de coupe **A-A**, et de part et d'autre d'un plan contenant le centre de gravité du corps et perpendiculaire à l'axe d'équilibrage de basculement **102A**.

- 5 **[00150]** Si l'organe d'équilibrage de basculement **24A** n'est pas destiné à équilibrer un effort de pilon, le corps **25A** est constitué de manière à être équilibré dynamiquement dans sa rotation autour de l'axe d'équilibrage de basculement **102A** défini par les paliers **62, 64**.

- 10 **[00151]** Si par contre on prévoit l'équilibrage d'un effort de pilon, le corps **25A** sera conformé de manière à présenter un balourd. Le cas échéant, l'enveloppe bombée du corps **25A** présente un côté renflé qui crée un balourd constituant la masse d'équilibrage de pilon **56A**, comme illustré plus particulièrement sur la figure **37**. On a illustré sur la figure **37** un angle δ de 90° environ, mais l'angle peut naturellement varier en fonction de la répartition des masses au niveau du renflement.

- 15 **[00152]** Naturellement, de nombreuses variations sur la structure de l'organe d'équilibrage de basculement **24A** sont possibles. On peut envisager une commande autre qu'hydraulique, par exemple par vis sans fin ou par câble. Si l'on souhaite piloter les masses d'équilibrage **26A, 38A** conjointement, on peut prévoir une liaison mécanique entre les deux, par exemple une liaison à pignon et crémaillère ou à câble.
- 20 Inversement, on peut souhaiter rendre indépendantes l'une de l'autre la commande de la masse d'équilibrage de basculement **26A** et la commande de la masse d'équilibrage de basculement **38A**, ce qui conduirait à prévoir, dans le dispositif des figures **31 à 38**, deux circuits hydrauliques indépendants. Les ressorts de rappel **68, 70** peuvent être indifféremment des ressorts de compression ou des ressorts de traction. Plus
- 25 généralement, on peut prévoir un système de rappel pneumatique ou à cames.

[00153] On a illustré sur les figures **39 à 45** un mode de réalisation d'un système d'équilibrage **22** comportant un premier organe d'équilibrage de basculement **24A** et un deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B** supportés par un bâti commun **23**, destiné à être solidarisé au bloc moteur **12**. Les deux organes d'équilibrage de

basculement **24A**, **24B** sont essentiellement identiques, mais ont été illustrés dans des états différents de dépouillement pour en rendre visible les composants internes.

[00154] Le premier organe d'équilibrage de basculement **24A** comporte un corps **25A** cylindrique creux guidé en rotation par rapport au bloc moteur **12** autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement **102A** par l'intermédiaire de deux paliers d'extrémité **62A**, **64A**, et à l'intérieur duquel sont logées deux masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**. Le corps **25A** est équipé d'une roue dentée d'entraînement **60A** comportant un portion tronconique **60.1A** destinée à engrener avec une roue dentée d'entraînement (non représentée), elle-même entraînée par le vilebrequin du moteur, et une portion cylindrique **60.2A** destinée à engrener avec une roue d'entraînement **60B** équipant le corps **25B** du deuxième organe d'équilibrage de basculement **24B**.

[00155] Le corps **25A** forme intérieurement deux parois hémicylindriques concaves **125.1A**, **125.2A**, et deux glissières latérales **25.3A** s'étendant axialement et séparant l'une de l'autre les deux parois hémicylindriques **125.1A**, **125.2A**.

[00156] Chaque masse d'équilibrage de basculement **26A**, **38A** est associée à l'une des parois hémicylindriques **125.1A**, **125.2A** et est constituée d'un ensemble de rouleaux **26.1A**, **38.1A** logés dans des alvéoles **26.21A**, **38.21A** d'une cage de guidage **26.2A**, **38.2A**, de manière à rouler sur la paroi hémicylindrique associée **125.1A**, **125.2A**. La cage **26.2A**, **38.2A** comporte entre outre deux paires de faces de guidage **26.22A**, **38.22A** qui viennent en appui sur les deux glissières latérales **25.3A**, de manière à être mobile en translation parallèlement au premier axe d'équilibrage de basculement **102A** par rapport au corps **25A**, mais à être solidaire du corps **25A** en rotation autour du premier axe d'équilibrage de basculement **102A**.

[00157] Chaque masse d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, présente de préférence un nombre pair de rouleaux **26.1A**, **38.1A**, répartis de préférence pour moitié de part et d'autre d'un plan I-I passant par l'axe d'équilibrage de basculement **102A**. Le plan I-I (illustré sur la figure **41**) est de préférence un plan de symétrie pour les cages de guidage **26.2A**, **38.2A** et plus généralement pour les masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**.

[00158] Les cages **26.2A**, **38.2A** sont conformées de manière à pouvoir circuler axialement en se chevauchant sans collision. De façon remarquable, chaque cage **26.2A**, **38.2A** a un centre de gravité qui se trouve centré sur l'axe d'équilibrage de basculement **102A**. Pour ce faire, la cage **26.2A**, **38.2A**, qui est réalisée en matière
5 plastique est pourvue, dans sa partie opposée aux alvéoles **26.21A**, **38.21A**, des inserts métalliques **26.23A**, **38.23A**, qui viennent équilibrer le surplus de matière plastique dans la partie opposée. Ainsi, la cage **26.2A**, **38.2A** est équilibrée dans sa rotation autour de l'axe d'équilibrage de basculement **102A**. La masse d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, constituée par les rouleaux **26.1A**, **38.1A** et la cage **26.2A**,
10 **38.2A**, a son centre de gravité situé à distance constante non nulle de l'axe d'équilibrage de basculement **102A**, mais uniquement du fait des rouleaux **26.1A**, **38.1A**, réalisés en acier. L'intérêt de cette disposition est de diminuer les effets centrifuges sur la cage **26.2A**, **38.2A**, et notamment d'éviter que la cage **26.2A**, **38.2A** vienne appliquer sur les rouleaux **26.1A**, **38.1A** une charge croissant avec la vitesse de
15 révolution autour de l'axe d'équilibrage de basculement **102A**. On maîtrise ainsi globalement l'énergie nécessaire à la translation des masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, qui est relativement indépendant de la vitesse de révolution.

[00159] Les cages **26.2A**, **38.2A**, des masses d'équilibrage de basculement **26A**, **38A**, sont positionnées axialement par un mécanisme de commande **42** qui comporte
20 une vis **42.1A** qui s'étend parallèlement à l'axe d'équilibrage de basculement **102A** et présente deux filetages, à savoir : un premier filetage **42.21A** pour entraîner un premier écrou **42.31A** lié par une première butée tournante **42.41A** à la cage **26.2A** de l'organe d'équilibrage de basculement **26A**, et un deuxième filetage **42.22A** pour entraîner un deuxième écrou **42.32A** lié par une deuxième butée tournante **42.42A** à
25 la deuxième cage **38.2A**. Les butées tournantes **42.41A**, **42.42A** permettent un découplage entre le mouvement de révolution de l'organe d'équilibrage de basculement **24A** autour de son axe d'équilibrage de basculement **102** et le mécanisme de commande **42**. Une ou plusieurs tiges **42.51A**, **42.52A** solidaires du bâti **25** s'étendent parallèlement à la vis **42.1A**, mais latéralement à distance de celle-ci, et
30 traversent des alésages formés dans les écrous **42.31A**, **42.32A**, pour empêcher les écrous **42.31A**, **42.32A** de tourner autour de l'axe de rotation de la vis **42.1A**, par rapport au bâti **25**. Les deux filetages **42.21A**, **42.22A** sont de sens opposés et de pas

identiques de sorte que la rotation de la vis **42.1A** entraîne simultanément en translation, dans des sens opposés et avec la même amplitude, les deux cages **24.2A**, **38.2A**.

[00160] Comme indiqué précédemment, l'organe d'équilibrage de basculement **24B** est largement identique à l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, à l'exception de la roue dentée **60B**, qui ne possède pas de portion tronconique. On a donc identifié les éléments constitutifs de l'organe d'équilibrage de basculement **24B** sur les figures en reprenant les numéros de référence utilisés pour l'organe d'équilibrage de basculement **24A** et en substituant à la lettre « A » la lettre « B ».

[00161] Un moteur **44** entraîne, par l'intermédiaire d'un arbre **44.1**, les deux vis **42.1A** et **42.1B** dans le même sens et à la même vitesse.

[00162] Si l'organe d'équilibrage de basculement **24A** n'est pas destiné à équilibrer un effort de pilon, le corps **25A** est constitué de manière à être équilibré dynamiquement dans sa rotation autour de l'axe d'équilibrage de basculement **102A** défini par les paliers **62**, **64**. Il en va de même de l'organe d'équilibrage de basculement **24B**. Le fonctionnement du système d'équilibrage selon ce mode de réalisation est essentiellement conforme au mode de réalisation décrit sur les figures **4** à **7**.

[00163] Si par contre on prévoit l'équilibrage d'un effort de pilon, le corps de chacun des organes d'équilibrage **25A**, **25B** sera conformé de manière à présenter un balourd, similaire au balourd prévu sur la figure **37**. Le fonctionnement du système d'équilibrage selon ce mode de réalisation sera alors essentiellement conforme au mode de réalisation décrit sur les figures **29** et **30**.

[00164] Suivant une variante non illustrée, on peut se dispenser des tiges **42.51A**, **42.52A** de coulissement des écrous, et obtenir un effet anti-rotation en prévoyant que l'axe de la vis **42.1A** soit parallèle à l'axe d'équilibrage de basculement **102A**, mais à distance de celui-ci.

[00165] Suivant une autre variante, les deux vis **42.1A** et **42.1B** ont des pas de vis orientés en sens opposés et le moteur **44** entraîne les deux vis **42.1A** et **42.1B** en sens opposés et à la même vitesse.

[00166] Sur les figures **46** à **49** est illustré un mode de réalisation qui diffère du précédent par le mécanisme de commande **42** et la forme des cages de guidage **26.2A**, **38.2A**, **26.2B**, **38.2B**.

[00167] Le dispositif de commande **40** comporte en effet un moteur électrique **44** dont l'arbre de sortie traversant **44.0**, parallèle aux axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B**, entraîne par l'intermédiaire de deux engrenages coniques, deux arbres d'enroulement **44.1**, **44.2**. Chaque arbre d'enroulement **44.1**, **44.2** s'étend perpendiculairement aux axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B** dans le plan Q comportant les axes d'équilibrage de basculement **102A**, **102B**. Chaque arbre d'enroulement **44.1**, **44.2** porte deux tambours d'enroulement **44.21A**, **44.21B**, **44.22A**, **44.22B**, chacun associé à l'un des deux organes d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** et positionné dans le prolongement axial d'une des extrémités de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** associé.

[00168] Le mécanisme de commande **42** comporte, pour chaque organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B**, un câble de commande **42.6A**, **42.6B**, s'étendant parallèlement à l'axe d'équilibrage de basculement **102A**, **102B** et dont les extrémités sont fixées aux tambours d'enroulement **44.21A**, **44.21B**, **44.22A**, **44.22B** associés. Au milieu de chaque câble de commande **42.6A**, **42.6B** est fixée la bague intérieure d'une butée tournante **42.3A**, **42.3B** dont la bague extérieure est fixée à la cage de guidage **26.2A**, **26.2B**. Cette cage de guidage **26.2A**, **26.2B** est en liaison cinématique avec l'autre cage **38.2A**, **38.2B** de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** associé, par l'intermédiaire d'un mécanisme de transmission **42.7A**, **42.7B** à pignons et crémaillères. Les crémaillères sont formées sur les cages de guidage **26.2A**, **26.2B**, **38.2A**, **38.2B**, les pignons étant monté sur le corps **25A**, **25B** et engrenant avec les crémaillères des deux cages de guidage associées, de sorte qu'un mouvement de translation de l'une des cages de guidage **26.2A**, **26.2B** dans un sens parallèlement à l'axe d'équilibrage de basculement **102A**, **102B** impose à l'autre cage de guidage **38.2A**, **38.2B** un mouvement de translation de même amplitude dans le sens opposé parallèlement à l'axe d'équilibrage de basculement **102A**, **102B**.

[00169] L'arbre de sortie du moteur entraîne les deux arbres d'enroulement **44.1**, **44.2** dans le même sens et à la même vitesse, et les tambours d'enroulement **44.21A**,

44.21B, 44.22A, 44.22B sont tous identiques, de sorte que pour chaque organe d'équilibrage de basculement **24A, 24B**, l'enroulement d'une extrémité du câble **42.6A, 42.6B** s'accompagne d'un déroulement de même amplitude de l'extrémité opposée, et d'un mouvement de translation de même amplitude de la butée tournante **42.3A, 42.3B** et de la cage de guidage **26.2A, 26.2B** associée à l'intérieur du corps **25A, 25B**, parallèlement à l'axe d'équilibrage de basculement **102A, 102B**, ce qui provoque, par l'intermédiaire de la transmission **42.7A, 42.7B** par pignons et crémaillères, une translation en sens opposé de l'autre cage de guidage **38.2A, 38.2B**. Chacune des cages de guidage **26.2A, 38.2A, 26.2B, 38.2B** entraîne les rouleaux **26.1A, 38.1A, 26.1B, 38.1B** qui lui sont associés, qui roulent sur la paroi hémicylindrique **125.1A, 125.2A, 125.1B, 125.2B** associée.

[00170] Comme dans le mode de réalisation précédent, les butées tournantes **42.3A, 42.3B** permettent un découplage entre le mouvement de révolution des organes d'équilibrage de basculement **24A, 24B** autour de leur axe d'équilibrage de basculement **102A, 102B** respectif et le mécanisme d'équilibrage **22**.

[00171] Si l'organe d'équilibrage de basculement **24A** n'est pas destiné à équilibrer un effort de pilon, le corps **25A** est constitué de manière à être équilibré dynamiquement dans sa rotation autour de l'axe d'équilibrage de basculement **102A** défini par les paliers **62, 64**. Il en va de même de l'organe d'équilibrage de basculement **24B**. Le fonctionnement du système d'équilibrage selon ce mode de réalisation est essentiellement conforme au mode de réalisation décrit sur les figures **4 à 7**.

[00172] Si par contre on prévoit l'équilibrage d'un effort de pilon, le corps de chacun des organes d'équilibrage **25A, 25B** sera conformé de manière à présenter un balourd, similaire au balourd prévu sur la figure **37**. Le fonctionnement du système d'équilibrage selon ce mode de réalisation sera alors essentiellement conforme au mode de réalisation décrit sur les figures **29 et 30**.

[00173] Le mode de réalisation illustré sur les figures **50 à 52** diffère du précédent essentiellement par le mécanisme de commande **42**, qui est ici hydraulique et comporte, outre un circuit hydraulique d'alimentation **142.1**, une électrovanne de distribution **142.2** à laquelle sont raccordés deux vérins bidirectionnels **142.3A,**

142.3B, chacun associé à l'un des organes d'équilibrage de basculement **24A**, **24B**. Chaque vérin **142.3A**, **142.3B** peut être positionné à l'extérieur du corps **25A**, **25B** de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** associé, ou de préférence et comme illustré, à l'intérieur, pour une plus grande compacité. Chaque vérin **142.3A**, **142.3B**
5 comporte un cylindre **142.4A**, **142.4B** fixé au bâti, et un piston **142.5A**, **142.5B** dont la tige est fixée, à son extrémité libre, à une butée tournante **42.31A**, **42.31B**, elle-même fixée, comme dans le mode de réalisation précédent, à l'une des cages **26.2A**, **26.2B**. Comme dans le mode de réalisation précédent, chaque cage **26.2A**, **26.2B** est liée cinématiquement à l'autre cage **38.2A**, **38.2B** de l'organe d'équilibrage associé
10 **24A**, **24B** par une transmission à pignons et crémaillères **42.7A**, **42.7B**.

[00174] Suivant une variante non illustrée, le vérin **142.3A**, **142.3B** peut être électromécanique.

[00175] Suivant un autre mode de réalisation, illustré sur la figure 53, le mécanisme de commande **42** comporte, de manière identique pour chaque organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** (seul l'organe d'équilibrage **24A** a été illustré), deux vis sans
15 fins réversibles **242.11**, **242.12**, ici constituées par des vis creuses montées libre en rotation sur une tige de guidage **242.2**. Les pas des vis **242.11**, **242.12** sont dans le même sens. Chacune des vis **242.11**, **242.12** coopère de manière réversible avec un écrou **242.31**, **242.32** solidaire de l'une des cages de guidage **26.2**, **38.2** pour les corps
20 roulants **26.1**, **38.1**, les deux cages de guidage **26.2**, **38.2** étant liées l'une à l'autre par une liaison à pignon et crémaillère **42.7**. Les vis **242.11**, **242.12** sont solidaires chacune d'un plateau de freinage **242.41**, **246.42**. Le mécanisme de commande comporte en outre, associé à chaque plateau de freinage **242.41**, **242.42** et à chaque vis **242.11**, **242.12**, un organe de freinage **242.51**, **242.52**, apte à venir appliquer un
25 couple de freinage sur le plateau de freinage **242.41**, **242.42**.

[00176] Dans la mesure où l'écrou **242.31**, **242.32** est solidaire de la cage **26.2**, **38.2** associée non seulement en translation mais également en rotation, les écrous **242.31**, **242.32** d'un même organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B** suivent la rotation du corps **25** de l'organe d'équilibrage de basculement **24A**, **24B**. Les vis **242.11**,
30 **242.12** tournent avec les écrous **242.31**, **242.32**, tant qu'elles restent libres en rotation. Lorsque la vis **242.11** est freinée dans sa rotation par l'organe de freinage

242.51 associé, l'écrou **242.31**, et la cage **26.2** associés se mettent à se déplacer en translation par rapport au corps **25**. La transmission **42.7** entre les cages de guidage **26.2** et **38.2** impose à la cage **38.2** un mouvement de translation dans le sens opposé à la cage de guidage **26.2**, ce qui est rendu possible par la réversibilité de la liaison
5 entre l'écrou **242.32** et la vis associée **242.12**. On obtient donc le comportement décrit sur les figures **4** à **7**. Ce mode de réalisation est particulier en ce que l'énergie nécessaire au déplacement des masses d'équilibrage de basculement **26, 38** est prélevée directement sur l'entraînement des organes d'équilibrage de basculement **24A, 24B**, sans qu'il soit nécessaire de prévoir des organes moteurs spécifiques.

10 **[00177]** Naturellement, d'autres variations des organes d'équilibrage de basculement sont possibles, notamment en combinant les divers modes de réalisation illustrés. On peut notamment prévoir, en variante des modes de réalisation des figures **46** à **52**, un actionneur unidirectionnel assurant le déplacement des masses d'équilibrage de basculement dans un sens, de préférence vers la position la plus
15 écartée, et des moyens de rappel élastique assurant le déplacement des masses d'équilibrage de basculement en sens opposé, par analogie avec le ressort **68** de la figure **34**.

[00178] Les structures illustrées sur les figures **31** à **53** sont particulièrement adaptées à un fonctionnement conforme au fonctionnement décrit sur les figures **4** à **7**
20 en l'absence de masse d'équilibrage de pilon, ou au fonctionnement décrit sur les figures **29** et **30** en présence d'une masse d'équilibrage de pilon. Elles sont toutefois aisément transposables à des dispositifs dont les troisième et quatrième masses d'équilibrage de basculement **38A, 38B** sont fixes (figures **11** à **13**) ou absentes (figure **1**).

25 **[00179]** Dans les modes de réalisation des figures **39** à **53**, les corps roulants **26.1, 26.1A, 26.1B, 38.1, 38.1A, 38.1B** sont des rouleaux à génératrice en arc de cercle, roulant sur des parois hémicylindriques concave **125.1A, 125.2A**. Il est toutefois parfaitement envisageable de prévoir un corps **25A, 25B** cylindrique à base polygonale, définissant pour les corps roulants des chemins de roulement plans,
30 permettant d'utiliser des rouleaux cylindriques. Il est également possible d'adapter la structure corps **25A, 25B** et des cages de guidage à d'autres formes de corps roulants,

notamment des billes. Le nombre de corps roulants peut être quelconque, et le cas échéant limité à un pour chaque masse d'équilibrage de basculement **26A**, **26B**, **38A**, **38B**.

REVENDEICATIONS

1. Méthode d'équilibrage d'un moteur à combustion interne (10) à un ou plusieurs pistons alternatifs (16), comportant un bloc moteur (12), un vilebrequin (14)
5 tournant par rapport au bloc moteur (12) du moteur à combustion interne (10) autour d'un axe géométrique de référence (100), suivant laquelle on entraîne en rotation par rapport au bloc moteur (12) autour d'un premier axe d'équilibrage de basculement (102A) non parallèle à l'axe de référence (100), à une vitesse de révolution ayant un rapport prédéterminé avec la vitesse de révolution du vilebrequin, un premier organe d'équilibrage de basculement (24A) ayant un premier balourd dynamique, caractérisé en ce que l'on entraîne en rotation par rapport au un bloc moteur (12) autour d'un deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B) non parallèle à l'axe de référence (100), à une vitesse de révolution d'amplitude égale et de sens opposé à la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement (24A), un deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) ayant un deuxième balourd dynamique, en synchronisant la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et du deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) de telle sorte que le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) génèrent ensemble sur le bloc moteur (12)
10 au moins un couple de compensation de basculement autour de l'axe géométrique de référence.
2. Méthode d'équilibrage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le premier axe d'équilibrage de basculement (102A) et le deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B) sont symétriques l'un de l'autre par rapport à un plan de symétrie de basculement (S), le plan de symétrie de basculement (S) étant de préférence perpendiculaire à l'axe géométrique de référence (100).
25
3. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le premier axe d'équilibrage de basculement (102A) et le deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B) sont parallèles.
30

4. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'on entraîne le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) à l'aide d'une première liaison cinématique (34) entre le vilebrequin (14) et le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et l'on entraîne le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) à l'aide d'une deuxième liaison cinématique (36) entre le vilebrequin (14) et le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) ou entre le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B).
5. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'on synchronise la rotation du premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et du deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) de telle sorte que le couple de compensation de basculement généré soit maximal en valeur absolue sur un tour du premier organe d'équilibrage de basculement lorsque le vilebrequin (14) se trouve dans une position angulaire prédéterminée faisant un angle α par rapport à une position de référence du vilebrequin qui est une position de point mort haut d'un cylindre (18) du moteur à combustion interne (10), l'angle α étant de préférence compris entre 0° et 50° dans le sens de révolution du vilebrequin (14).
6. Moteur à combustion interne selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'on module l'angle α en fonction d'un ou plusieurs paramètres de phasage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur, le ou les paramètres de phasage comprenant de préférence au moins l'un des paramètres suivants : la vitesse de révolution du vilebrequin (14), le couple moteur, la puissance délivrée par le moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur.

7. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le premier axe d'équilibrage de basculement (102A) et le deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B) sont situés dans un plan géométrique d'équilibrage de basculement (Q), de préférence parallèle à l'axe géométrique de référence (100).

8. Méthode d'équilibrage selon la revendication 7, caractérisé en ce que le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) comporte une première masse d'équilibrage de basculement (26A) ayant une première valeur M_1 et un premier centre de gravité situé d'un premier côté d'un plan de référence (P) contenant l'axe de référence (100) et perpendiculaire au plan d'équilibrage de basculement (Q), à une distance D_1 du plan de référence (P) et à une distance E_1 du premier axe d'équilibrage de basculement (102A), le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) comporte une deuxième masse d'équilibrage de basculement (26B) ayant une deuxième valeur M_2 et un deuxième centre de gravité situé du premier côté du plan de référence (P) à une distance D_2 du plan de référence (P) et à une distance E_2 du deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B), et l'on fait varier au moins une des distances D_1 , E_1 , et au moins une des distances D_2 , E_2 , en fonction d'un ou plusieurs paramètres de pilotage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur.

9. Méthode d'équilibrage selon la revendication 8, caractérisé en ce que l'on fait varier D_1 , E_1 , D_2 , et/ou E_2 , de telle sorte que:

$$M_1 \cdot D_1 \cdot E_1 = M_2 \cdot D_2 \cdot E_2$$

10. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 8 à 9, caractérisée en ce que le ou les paramètres de pilotage incluent un ou plusieurs des paramètres suivants : la vitesse de révolution du vilebrequin (14), le couple moteur, la puissance moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur, et de préférence au moins la vitesse de révolution du vilebrequin (14) en combinaison avec au moins un deuxième paramètre parmi

les paramètres suivants : le couple moteur, la puissance moteur, l'angle du vilebrequin correspondant à une pression maximale dans un cylindre du moteur, la valeur maximale de la pression atteinte dans un cylindre du moteur.

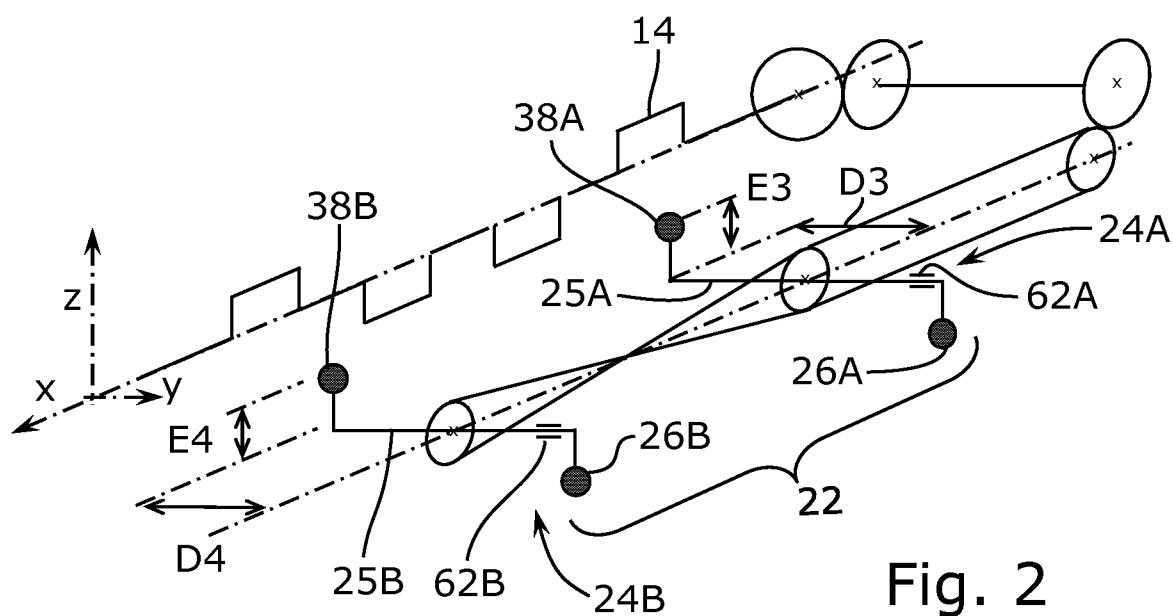
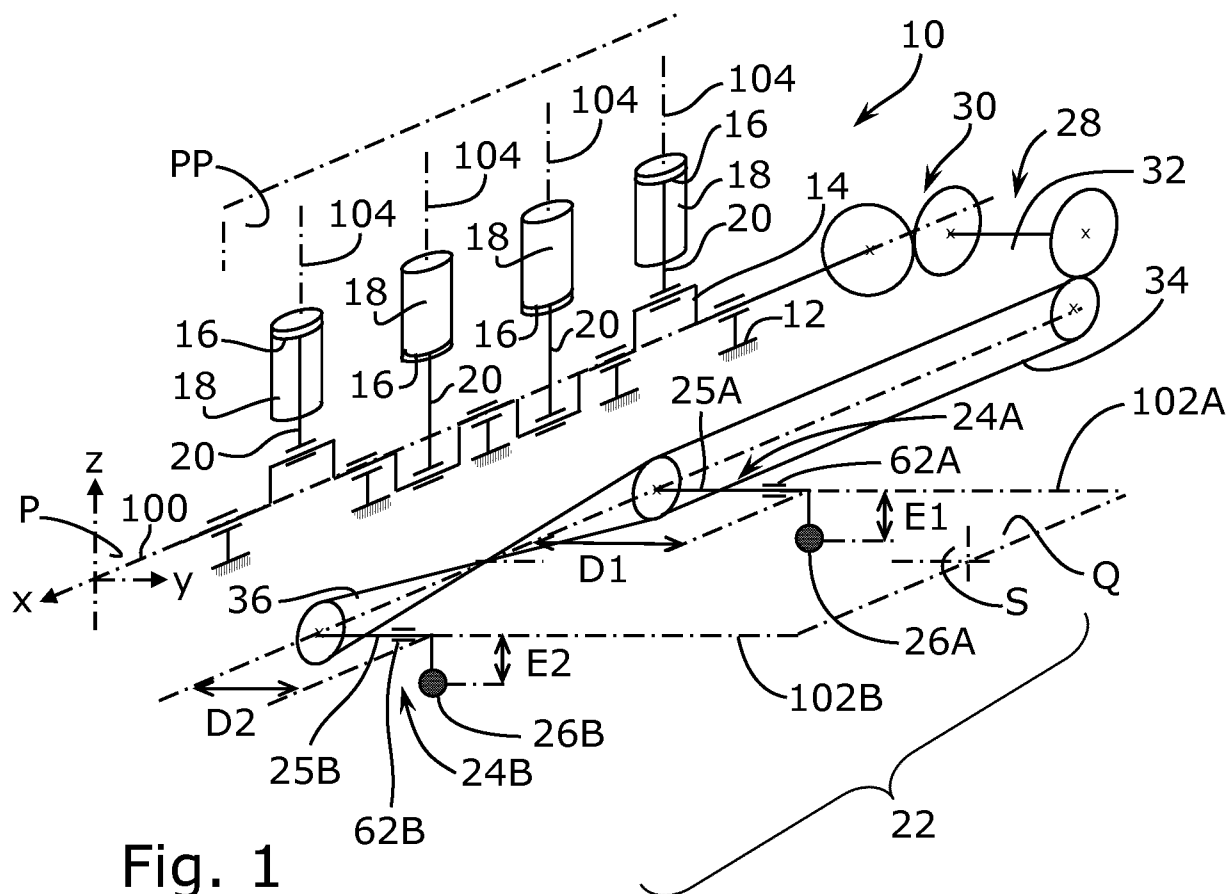
- 5 11. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 8 à 10, caractérisée en ce que la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le premier axe d'équilibrage de basculement (102A) est constante, et on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le plan de référence (P) en fonction du ou des paramètres de fonctionnement du moteur.
- 10
12. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 8 à 11, caractérisée en ce que l'on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le plan de référence (P) de telle manière
- 15 que, pour chaque vitesse de révolution du vilebrequin (14) dans une plage de vitesses de révolution donnée, la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le plan de référence (P) est une fonction monotone du couple moteur.
- 20 13. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 8 à 12, caractérisée en ce que l'on fait varier la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le plan de référence (P) de telle manière que, pour chaque couple moteur dans une plage de couples moteurs donnée, la distance entre la première masse d'équilibrage de basculement (26A) et le plan
- 25 de référence (P) est une fonction monotone de la vitesse de révolution du vilebrequin (14), au moins lorsque la vitesse de révolution du vilebrequin est supérieure à un seuil prédéterminé de vitesse.
14. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 1 à 13 appliquée à un moteur à combustion interne à quatre temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, caractérisée en ce que le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage
- 30

de basculement (24A) et la vitesse de révolution du vilebrequin (14) est égal à $N/2$.

15. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 1 à 13 appliquée à un moteur à combustion interne à deux temps à N cylindres en ligne, N étant un nombre entier supérieur ou égal à 1, caractérisée en ce que le rapport constant entre la vitesse de révolution du premier organe d'équilibrage de basculement (24A) et la vitesse de révolution du vilebrequin (14) est égal à N .

16. Méthode d'équilibrage selon l'une quelconque des revendications 8 à 15 caractérisée en ce que : le premier organe d'équilibrage de basculement (24A) comporte une troisième masse d'équilibrage de basculement (38A) de valeur M_3 ayant un centre de gravité situé d'un deuxième côté du plan de référence (P) opposé au premier côté, à une distance D_3 du plan géométrique de référence (P) et à distance E_3 du premier axe d'équilibrage de basculement (102A), le deuxième organe d'équilibrage de basculement (24B) comporte une quatrième masse d'équilibrage de basculement (38B) de valeur M_4 ayant un centre de gravité situé du deuxième côté du plan de référence (P) à une distance D_4 du plan géométrique de référence (P) et à une distance E_4 du deuxième axe d'équilibrage de basculement (102B), et l'on fait varier au moins une des distances D_3 , E_3 , et au moins une des distances D_4 , E_4 , en fonction d'un ou plusieurs paramètres de pilotage parmi des paramètres de fonctionnement du moteur, de préférence de manière que :

$$M_3 \cdot D_3 \cdot E_3 = M_4 \cdot D_4 \cdot E_4$$



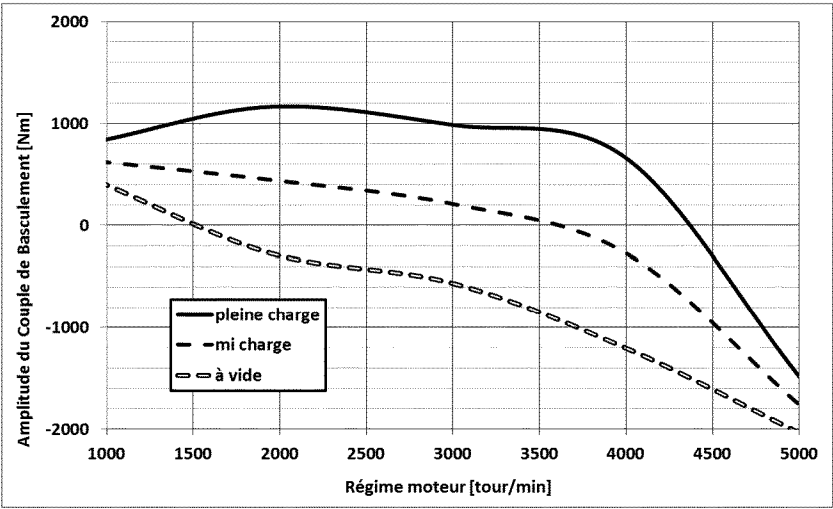


Fig. 3A

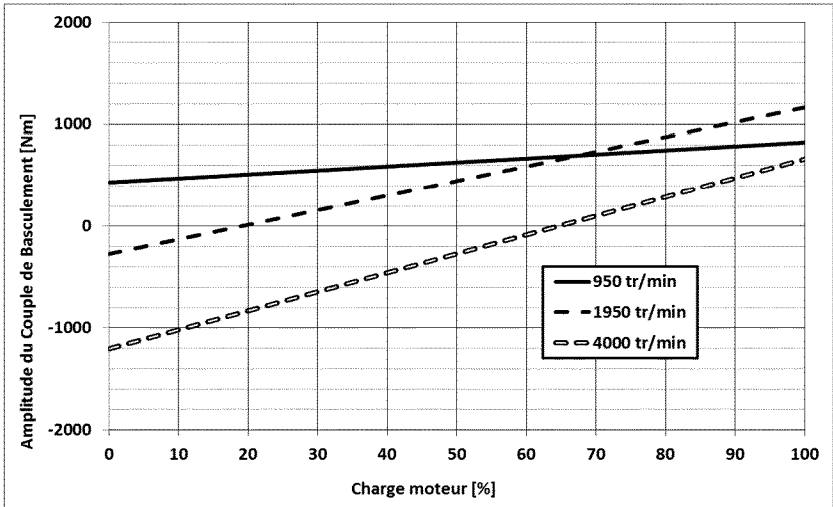


Fig. 3B

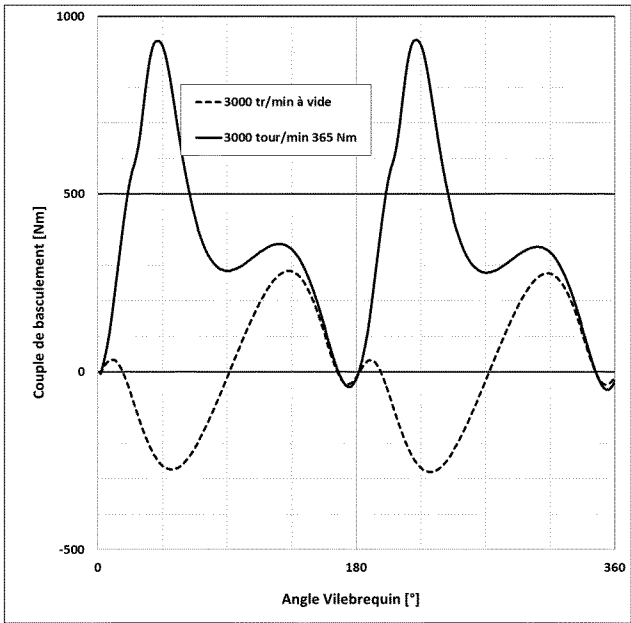
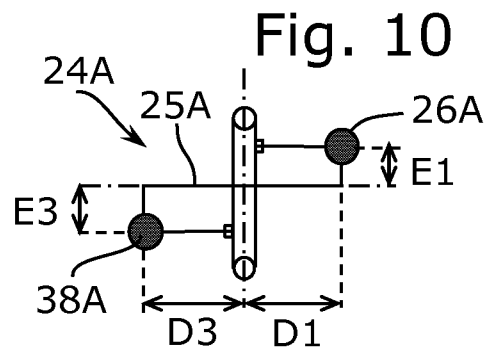
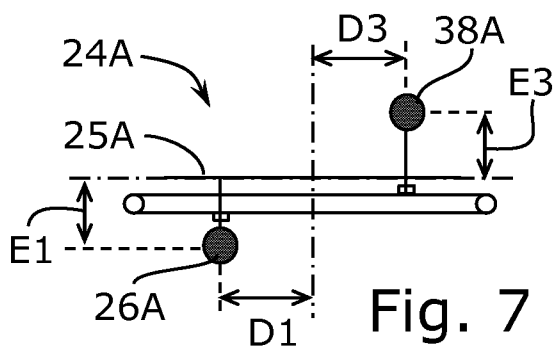
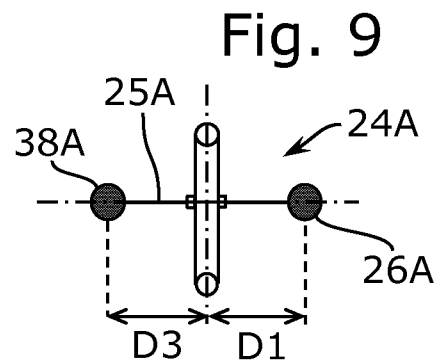
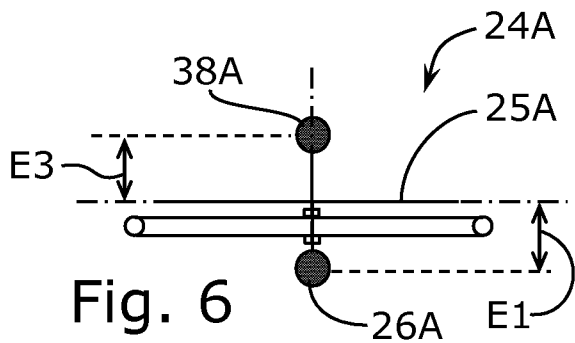
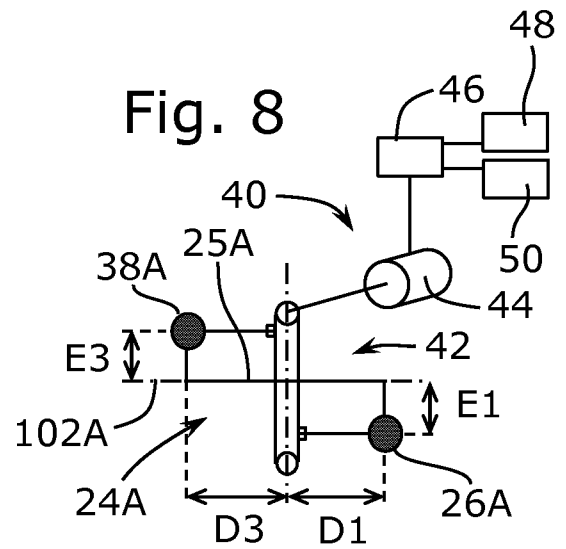
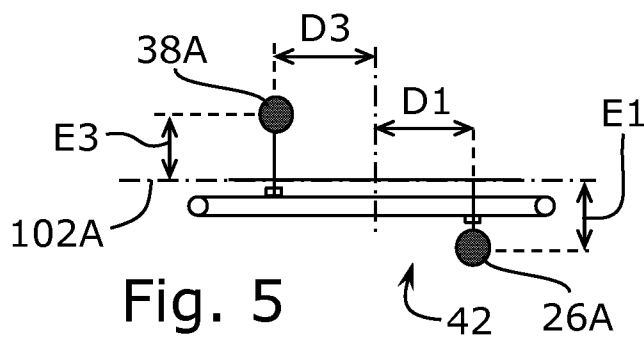
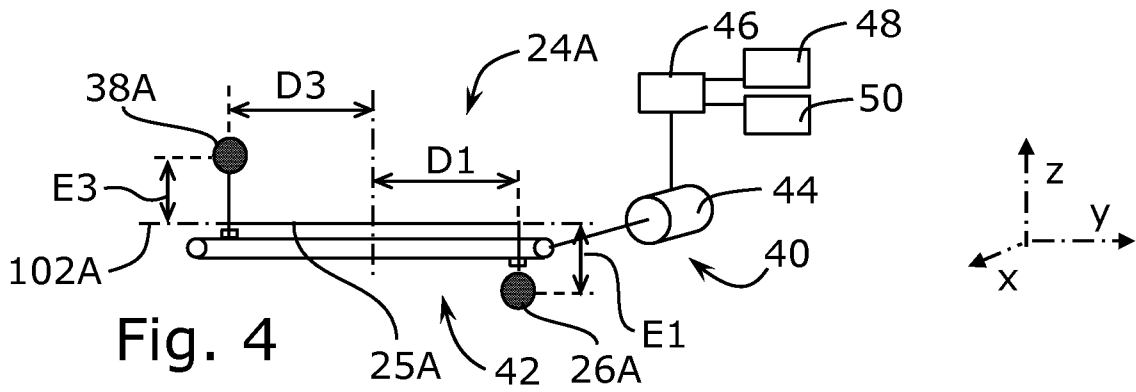
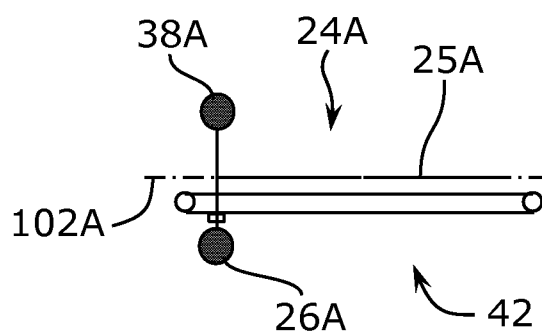
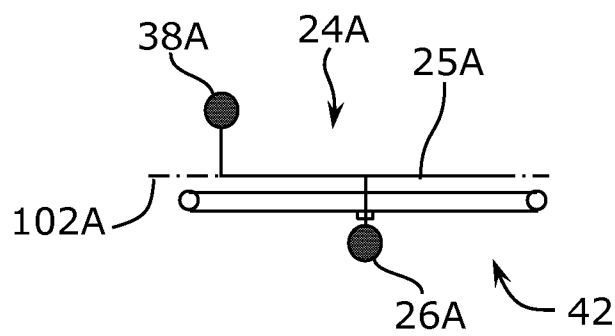
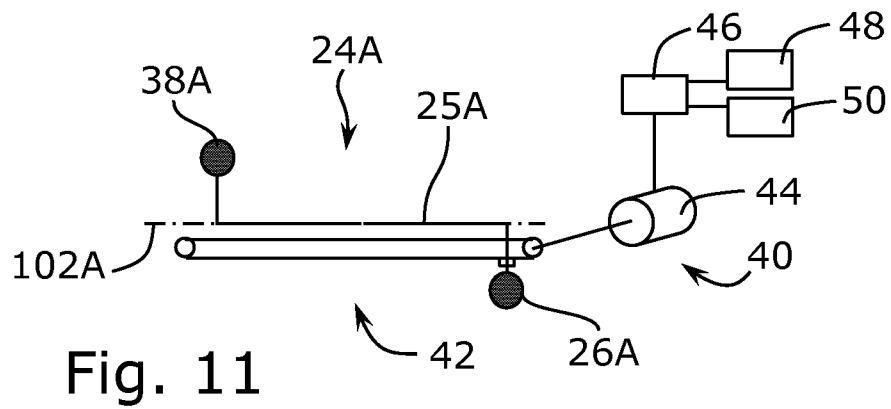


Fig. 3C



4/21



5/21

Fig. 14

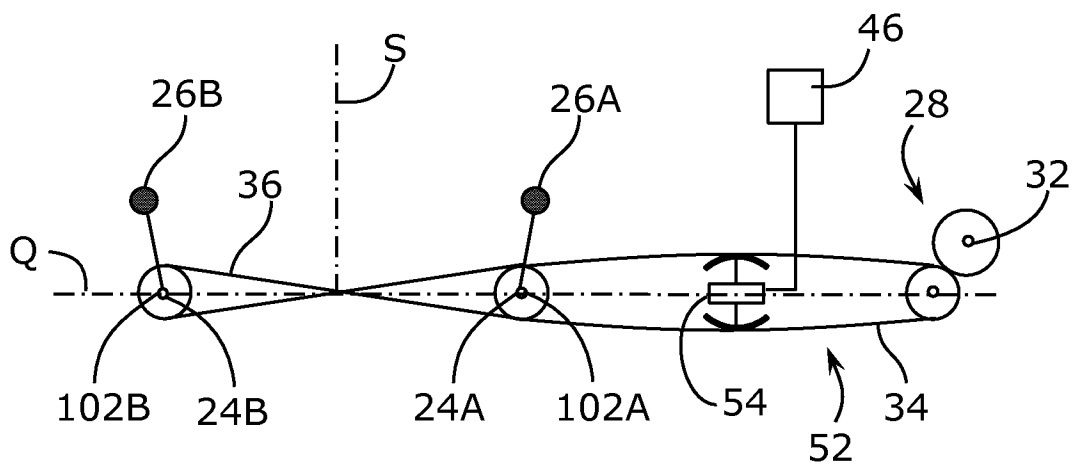
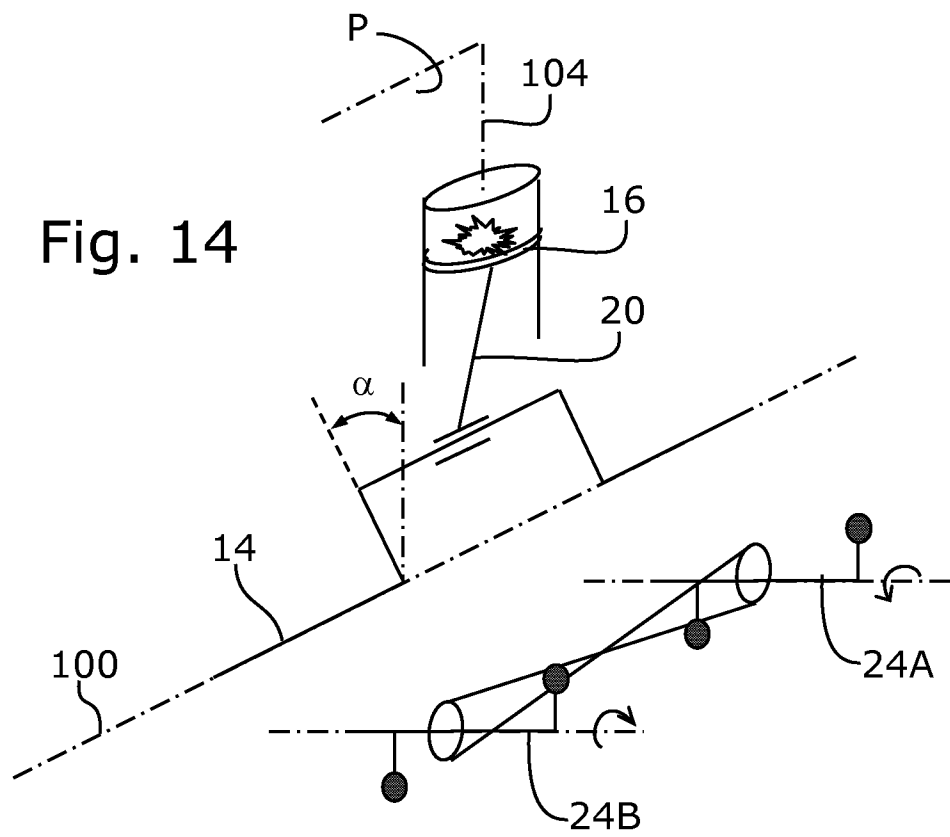
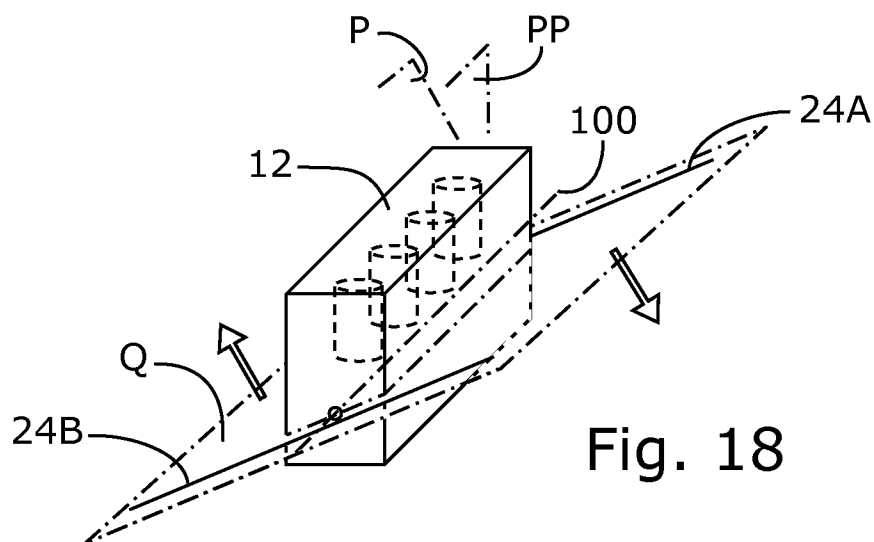
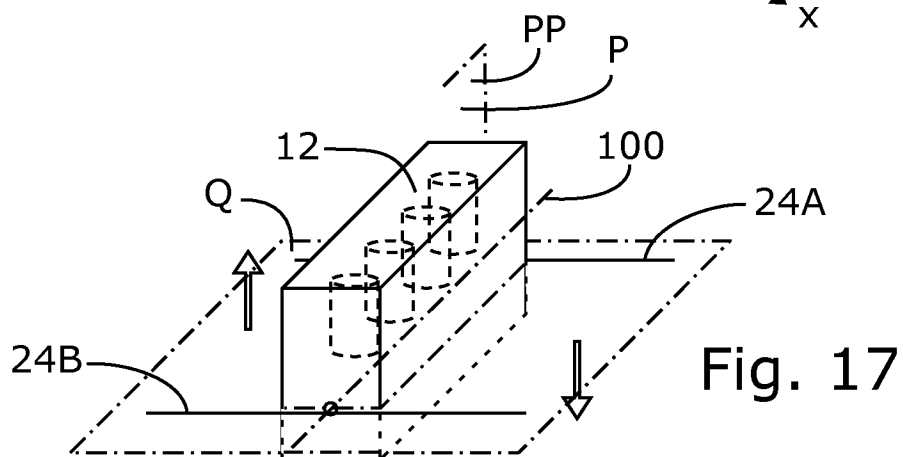
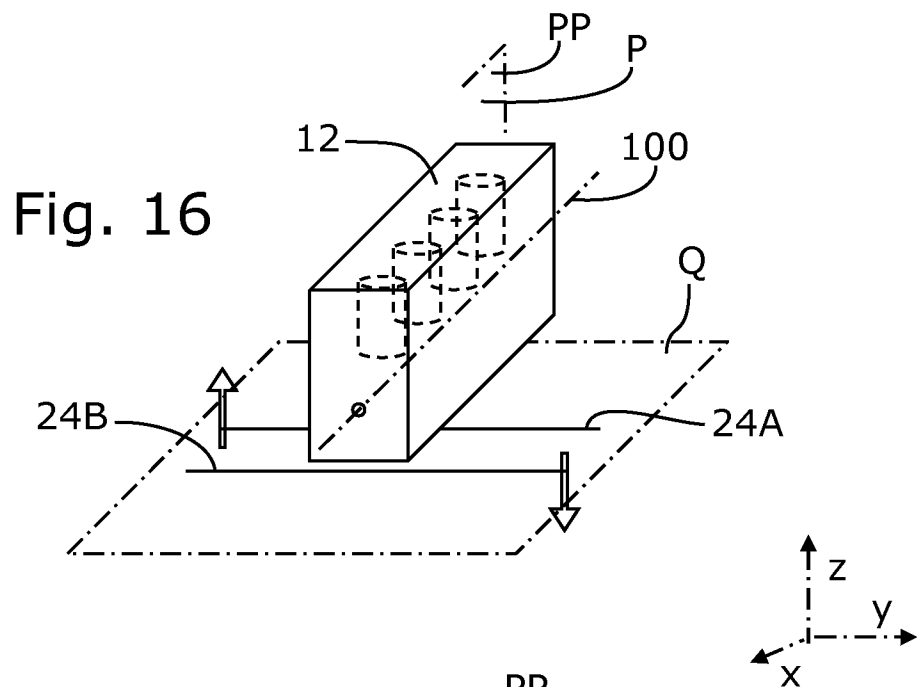


Fig. 15



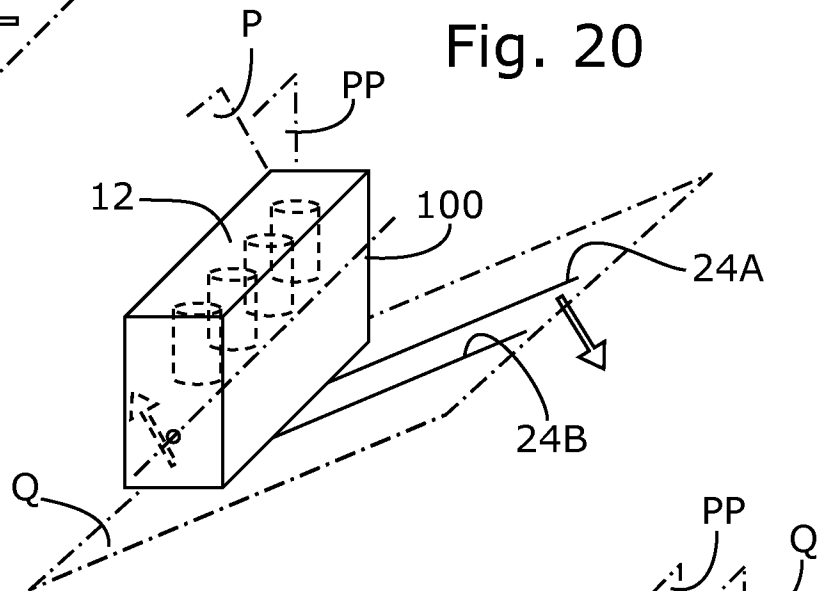
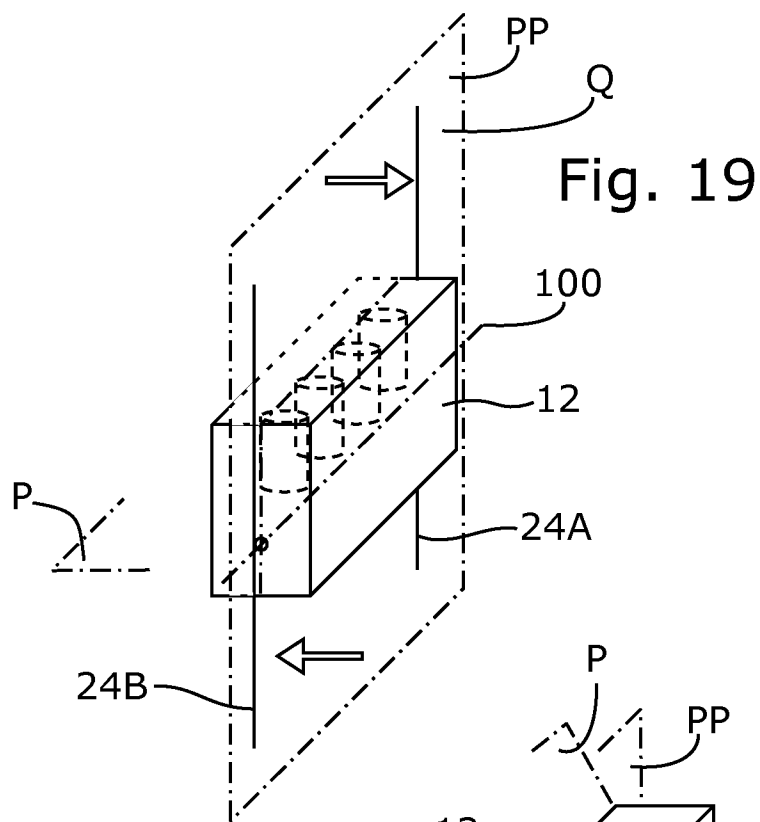


Fig. 21

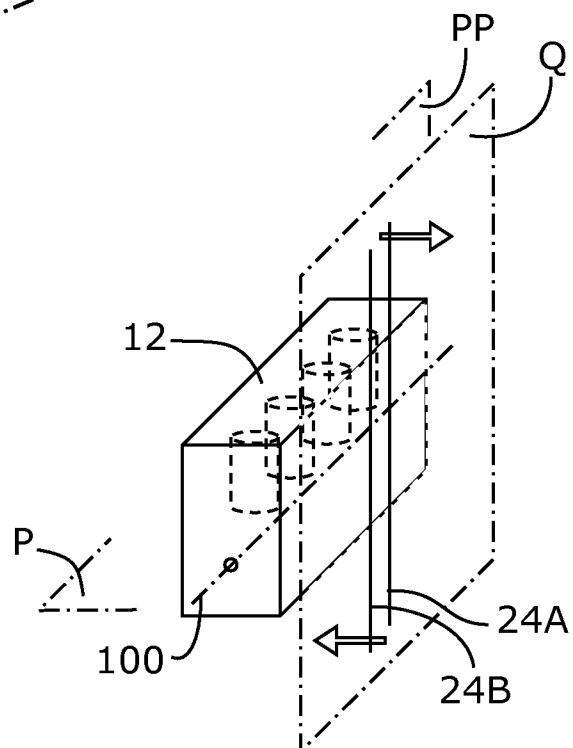


Fig. 22

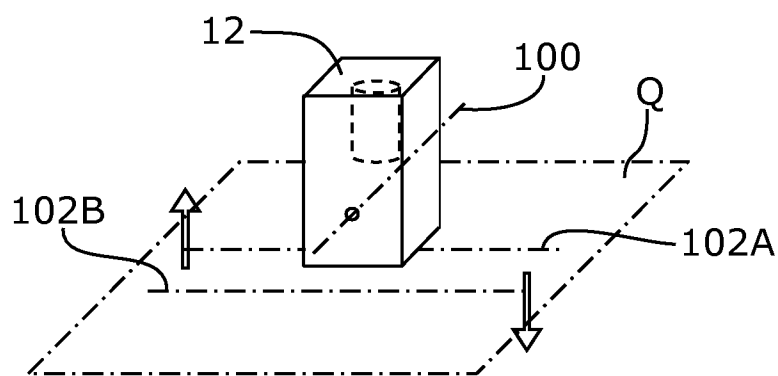
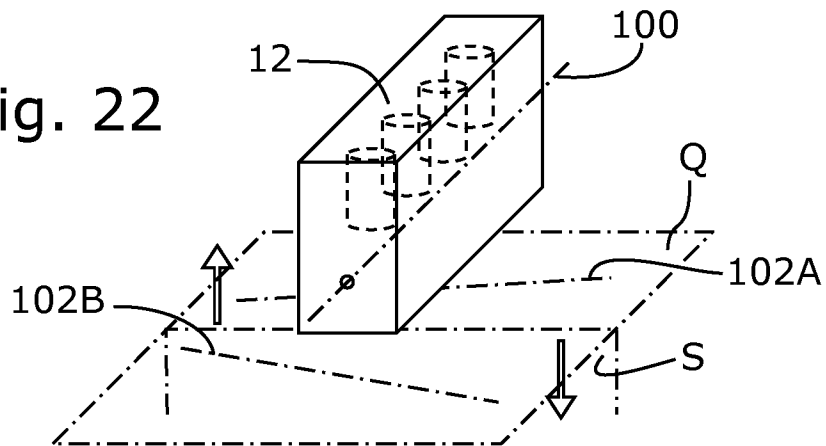


Fig. 23

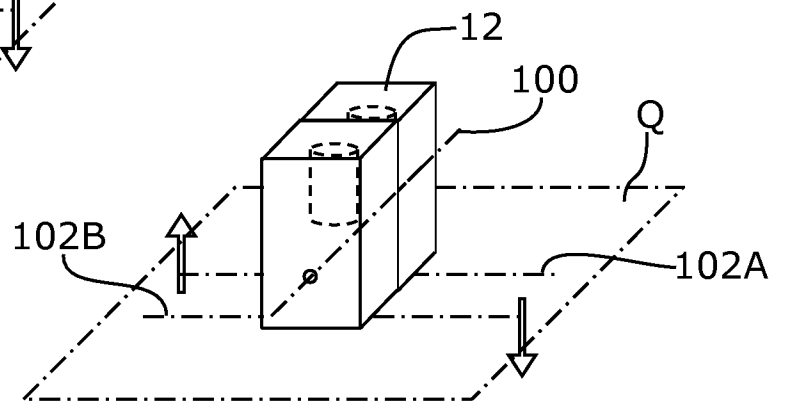


Fig. 24

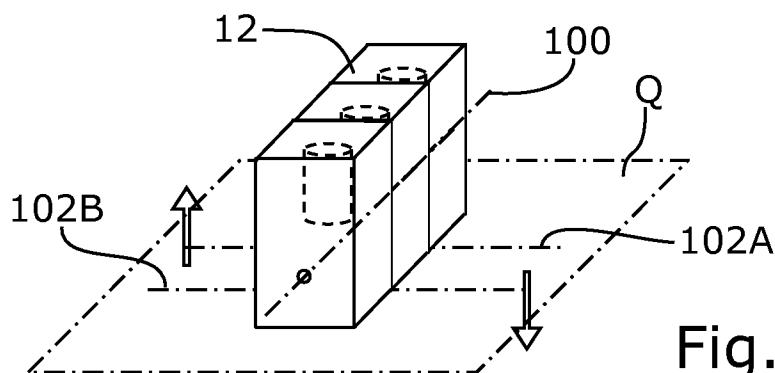
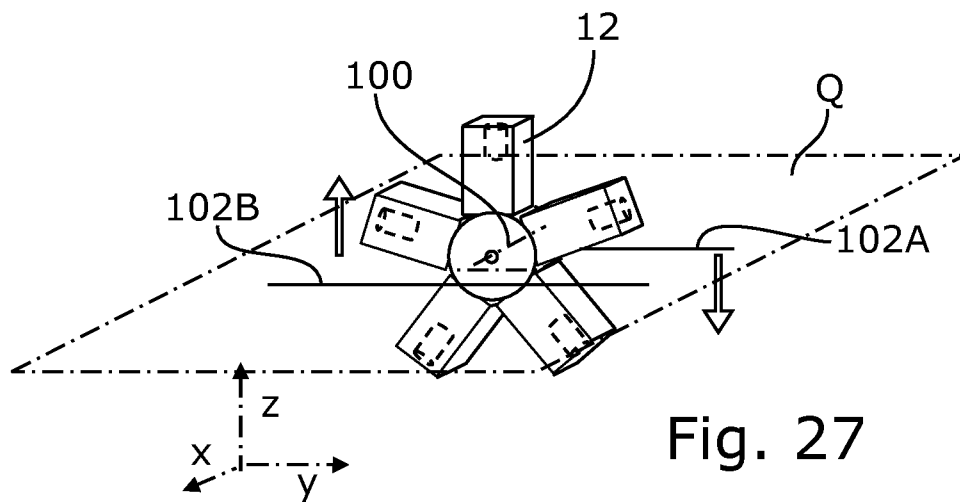
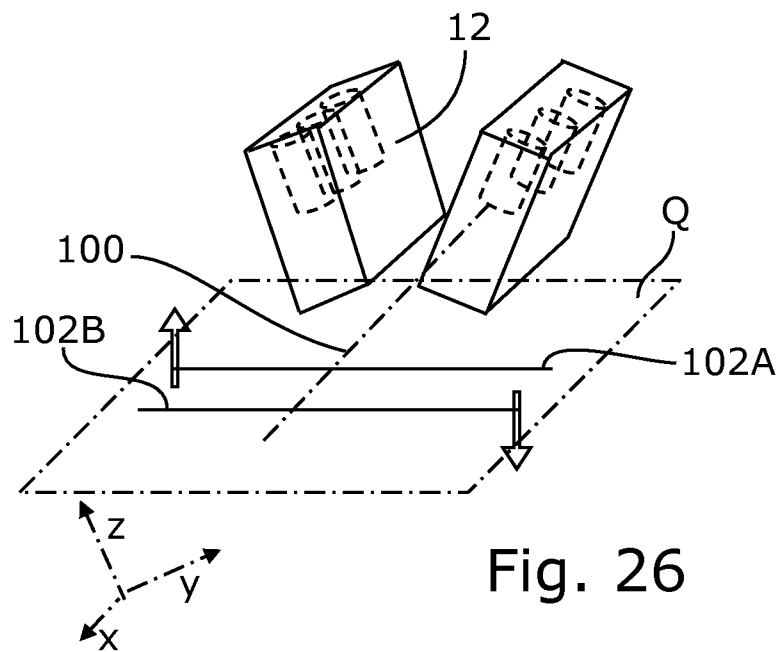


Fig. 25

9/21



10/21

Fig. 28

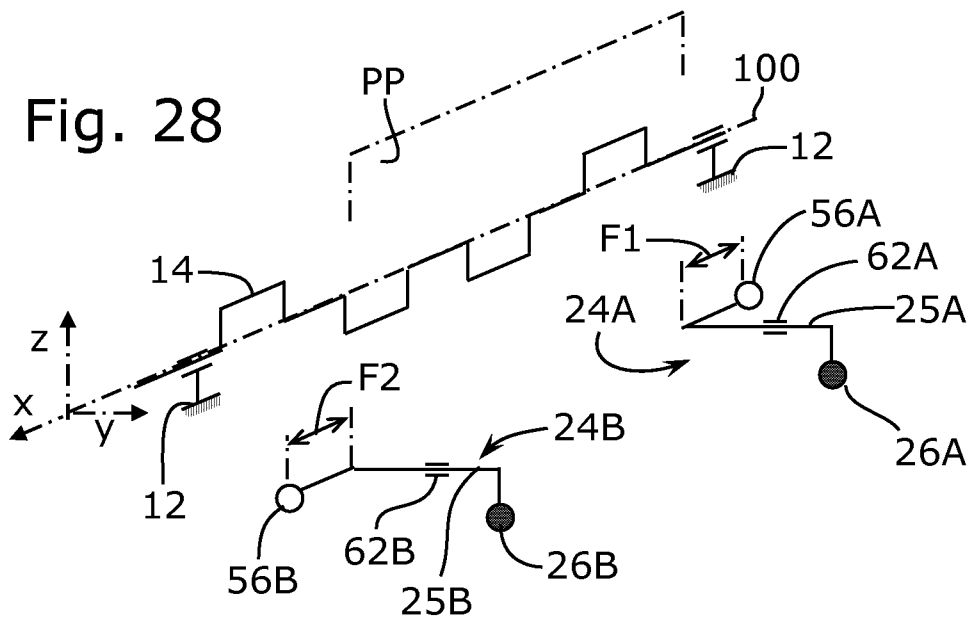


Fig. 29

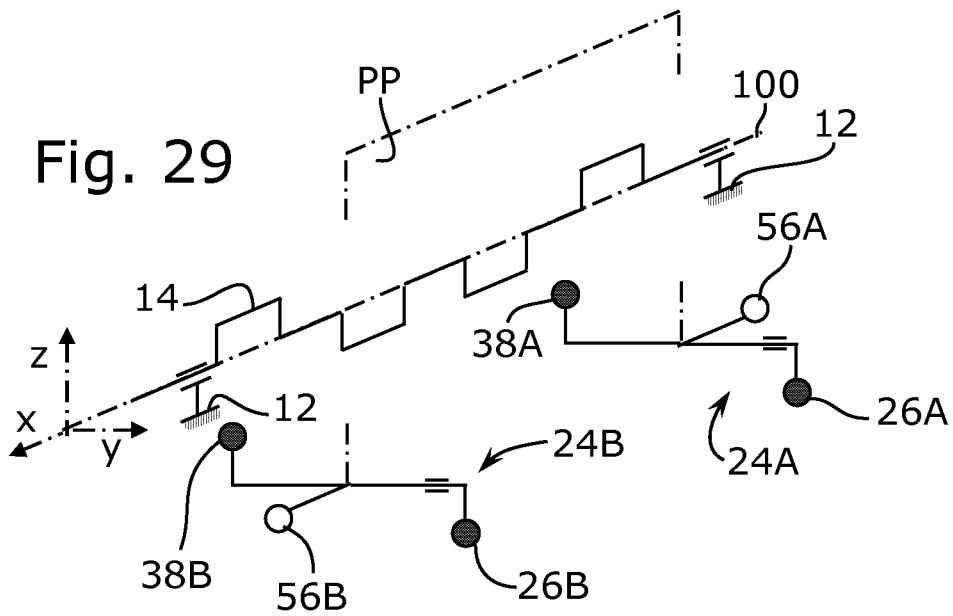
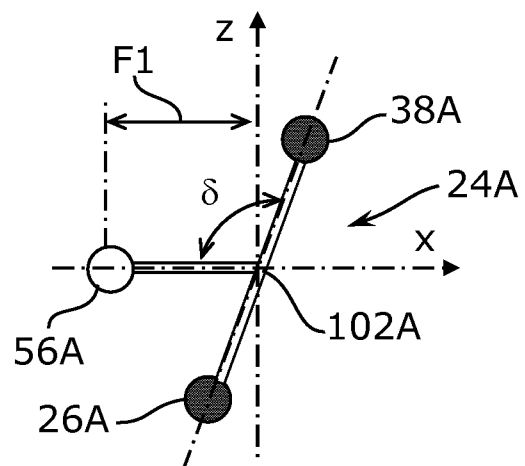


Fig. 30



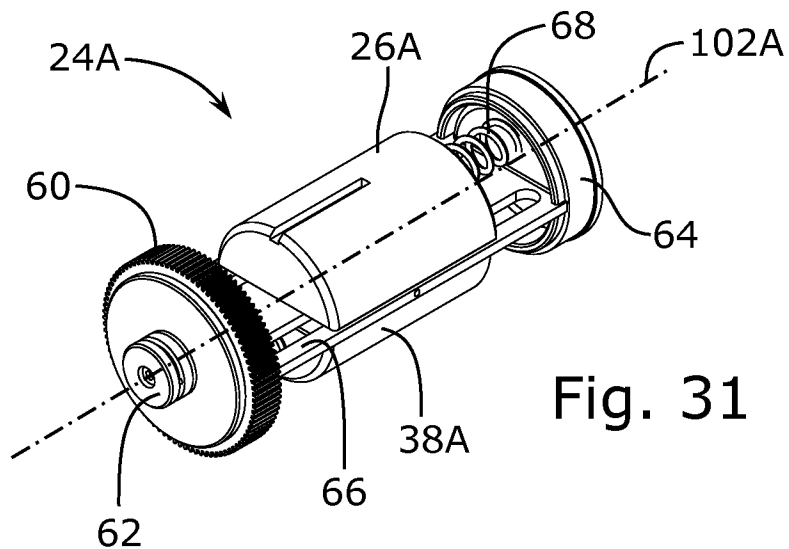


Fig. 31

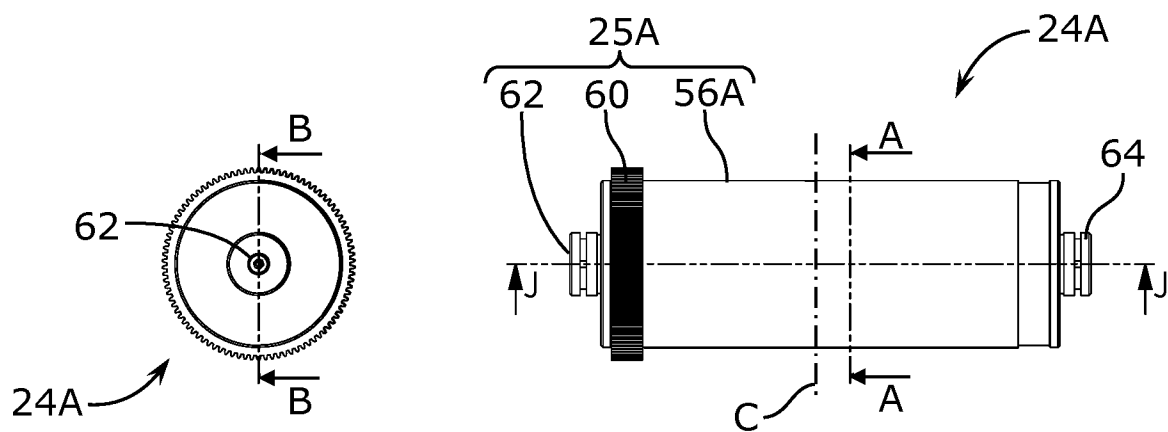


Fig. 32

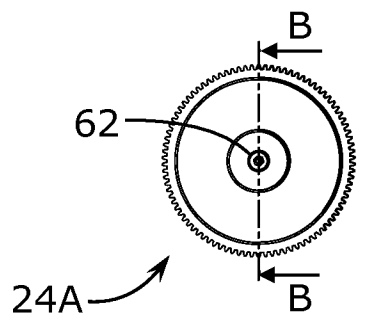


Fig. 33

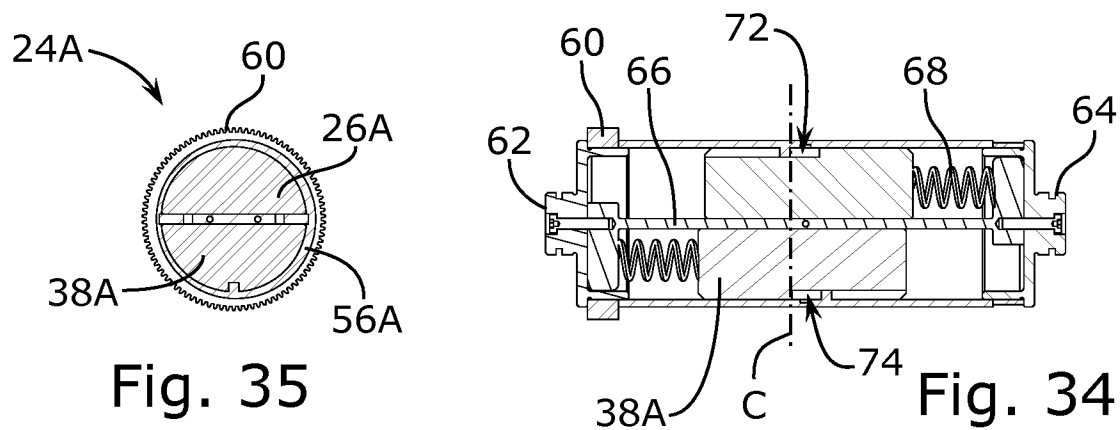


Fig. 34

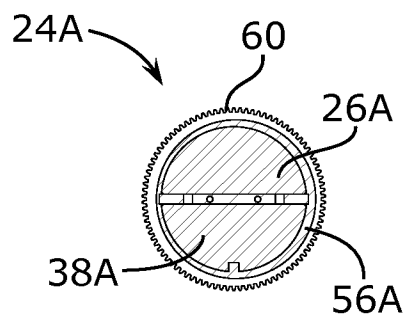


Fig. 35

12/21

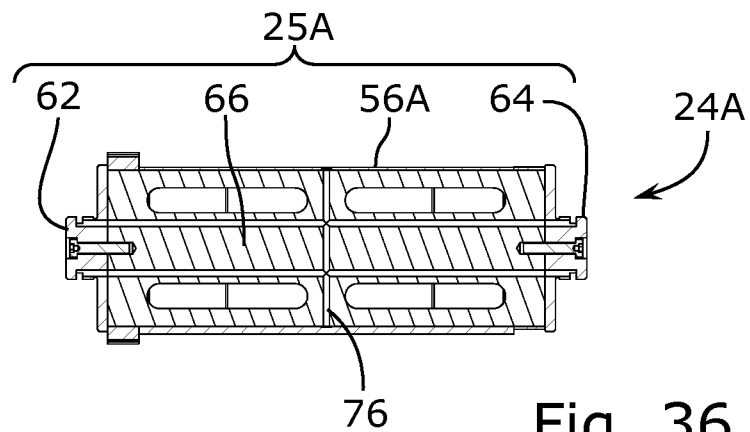


Fig. 36

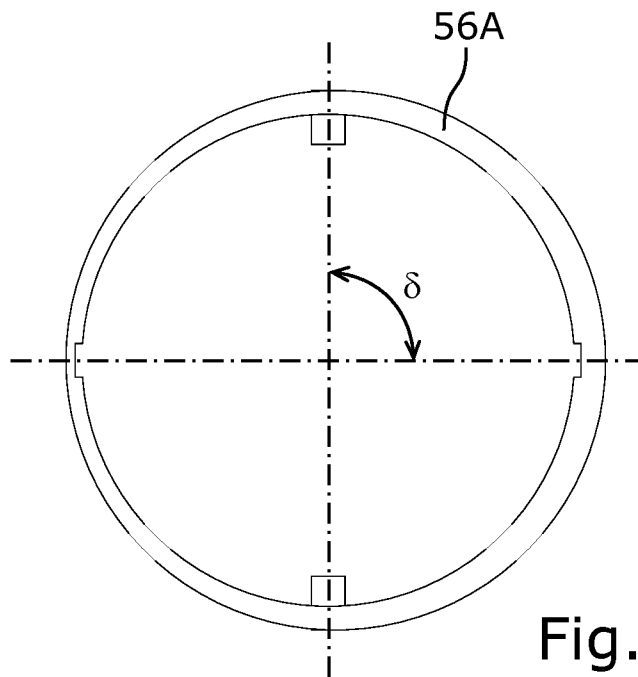


Fig. 37

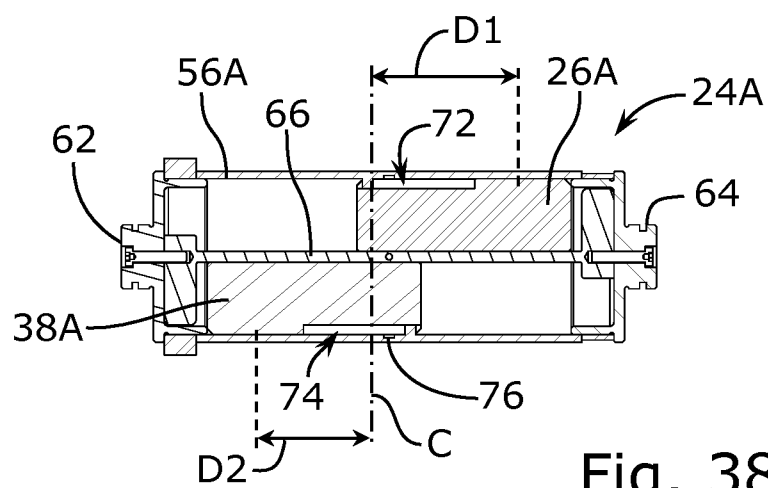
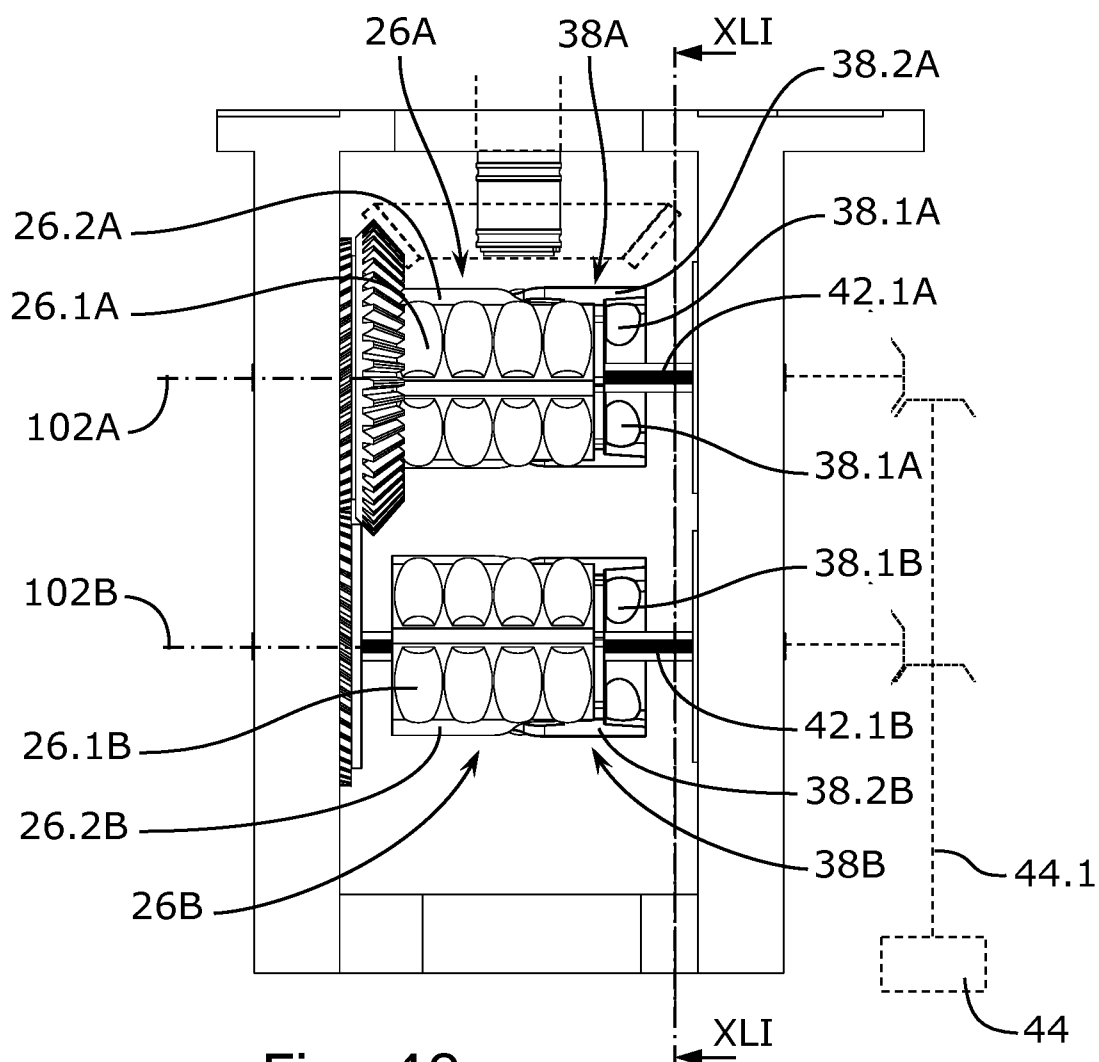
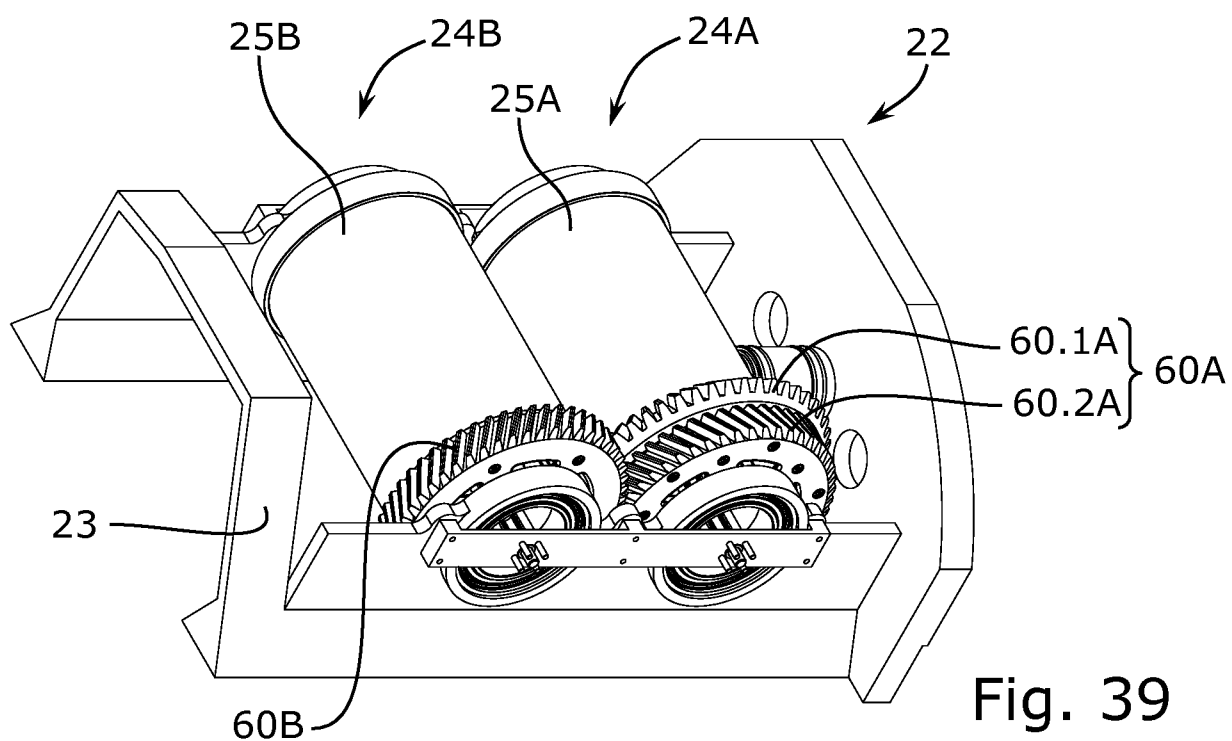


Fig. 38

13/21



14/21

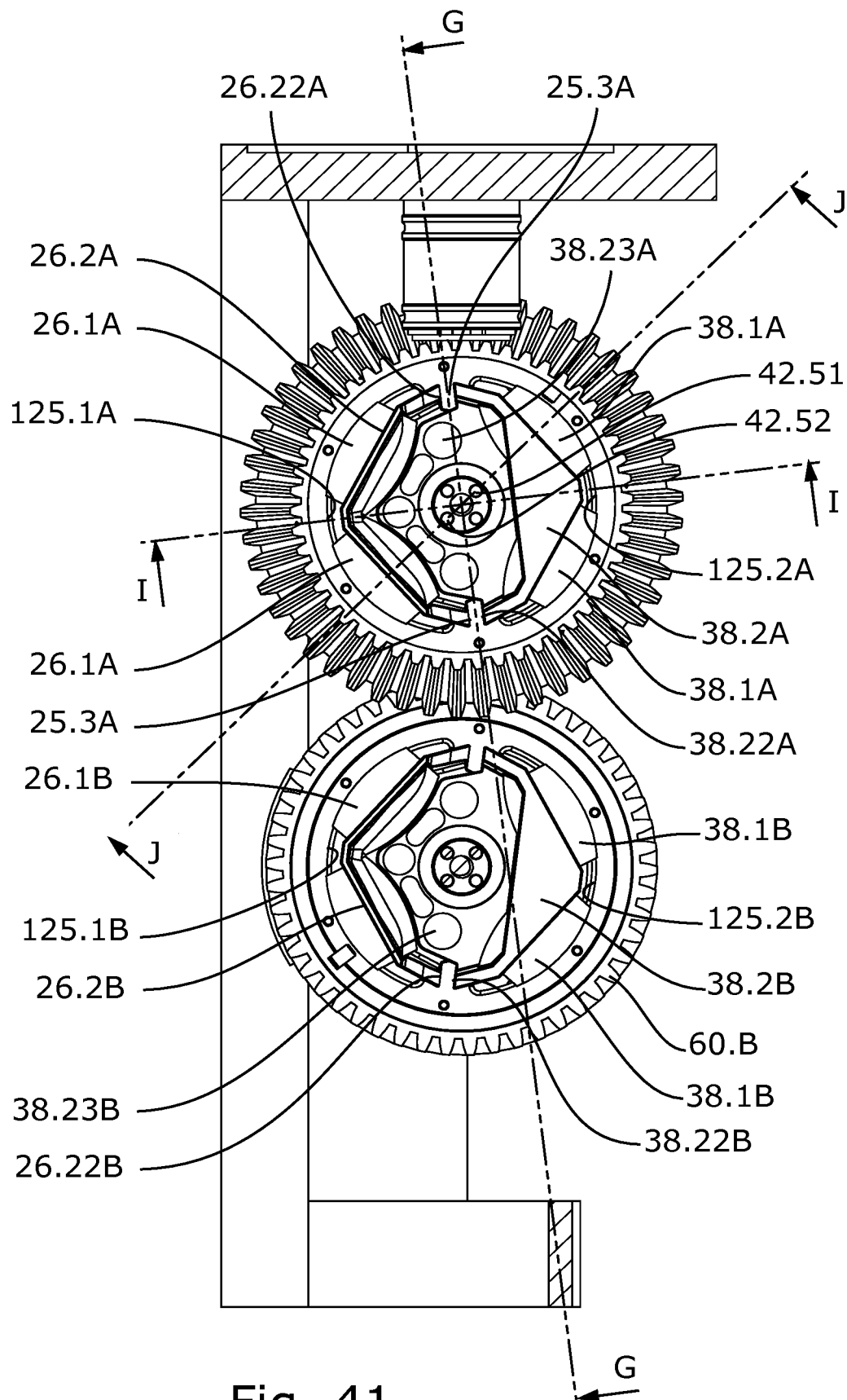


Fig. 41

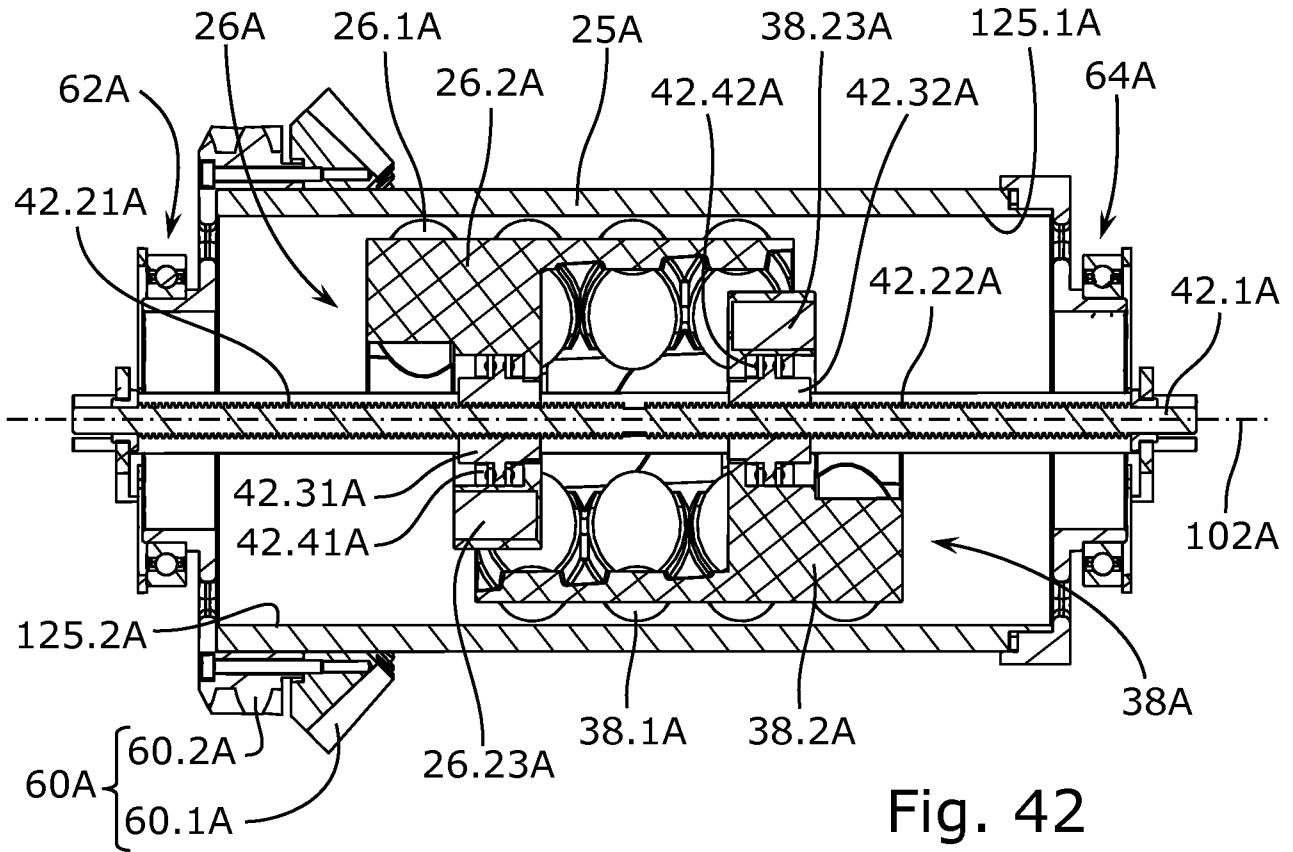


Fig. 42

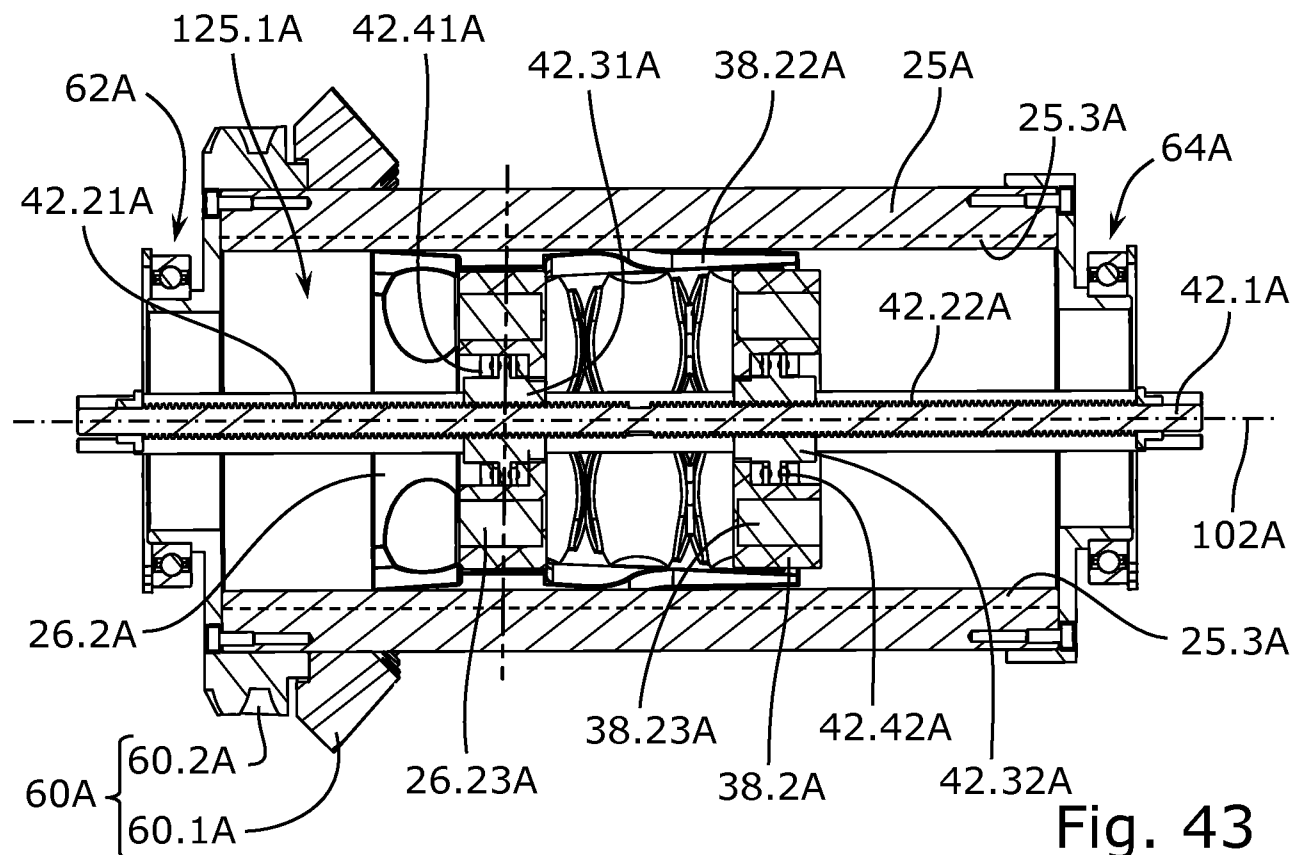


Fig. 43

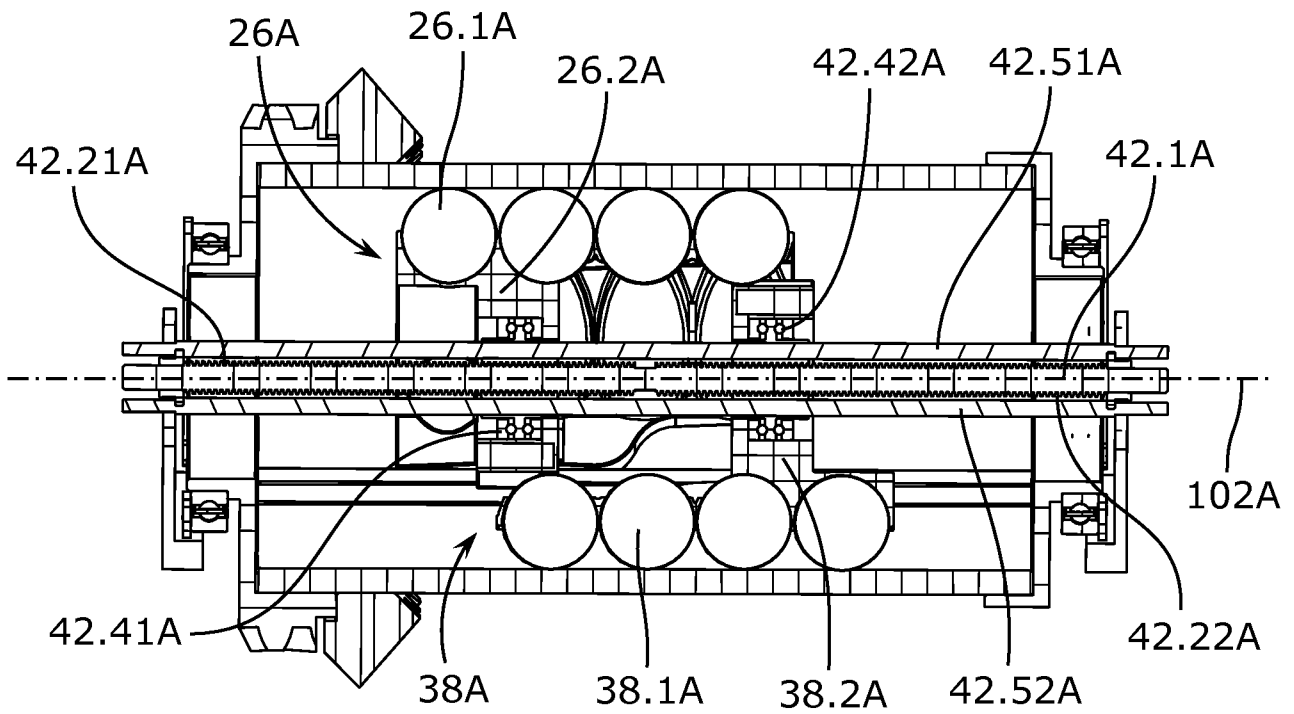


Fig. 44

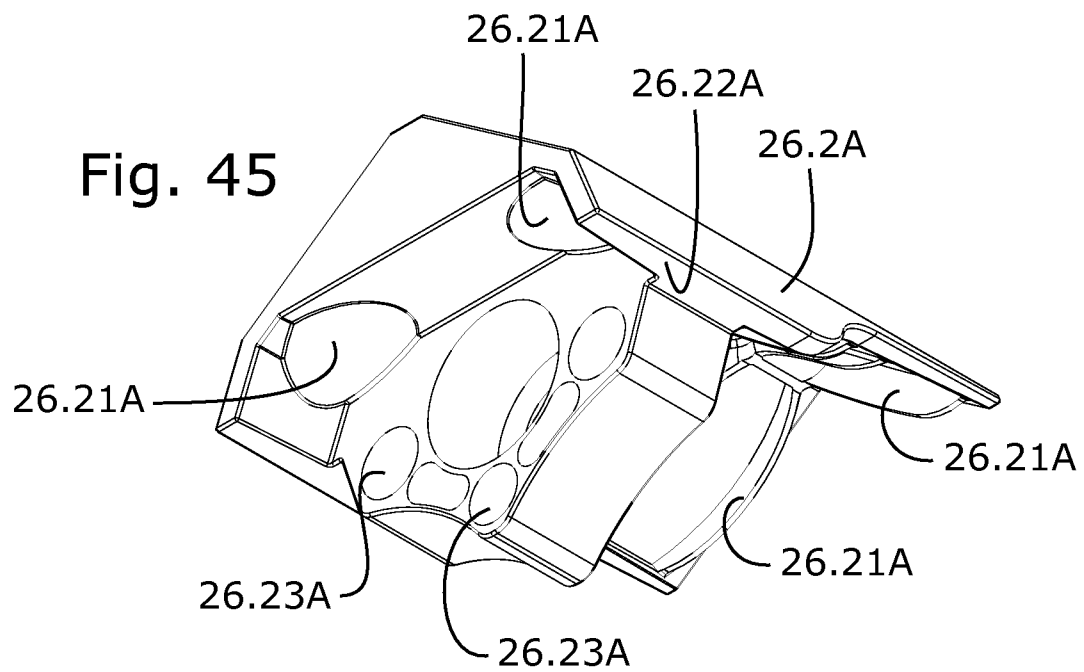
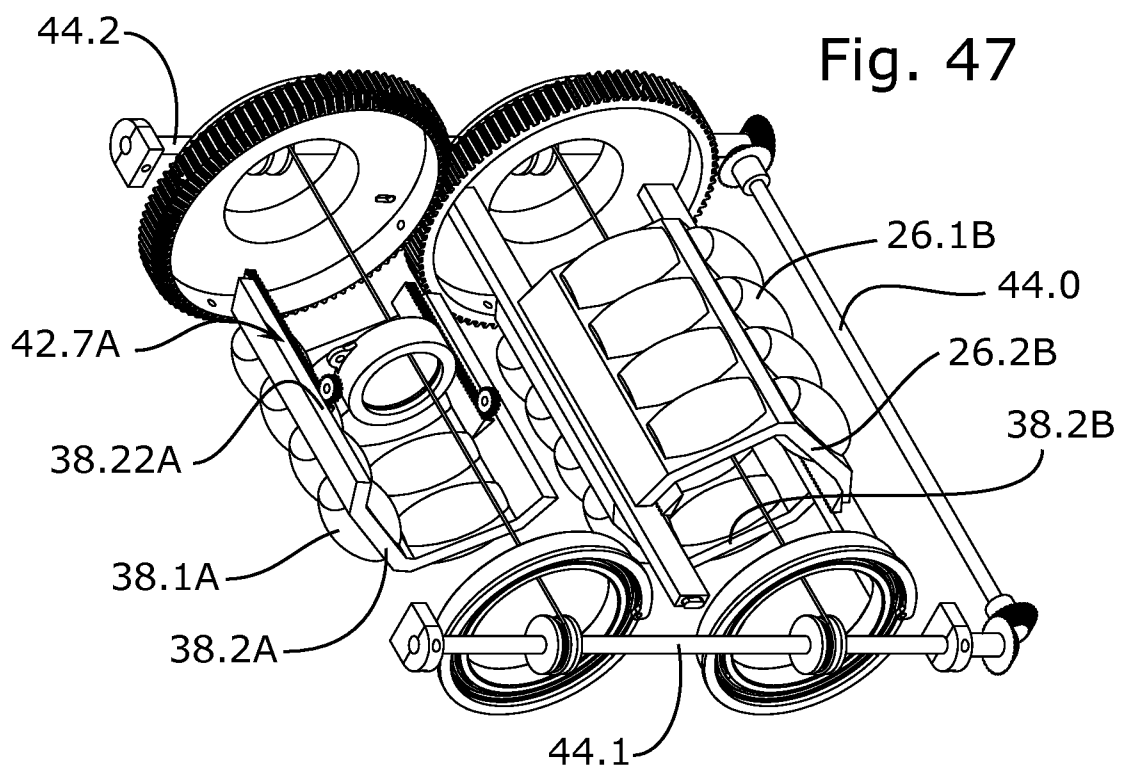
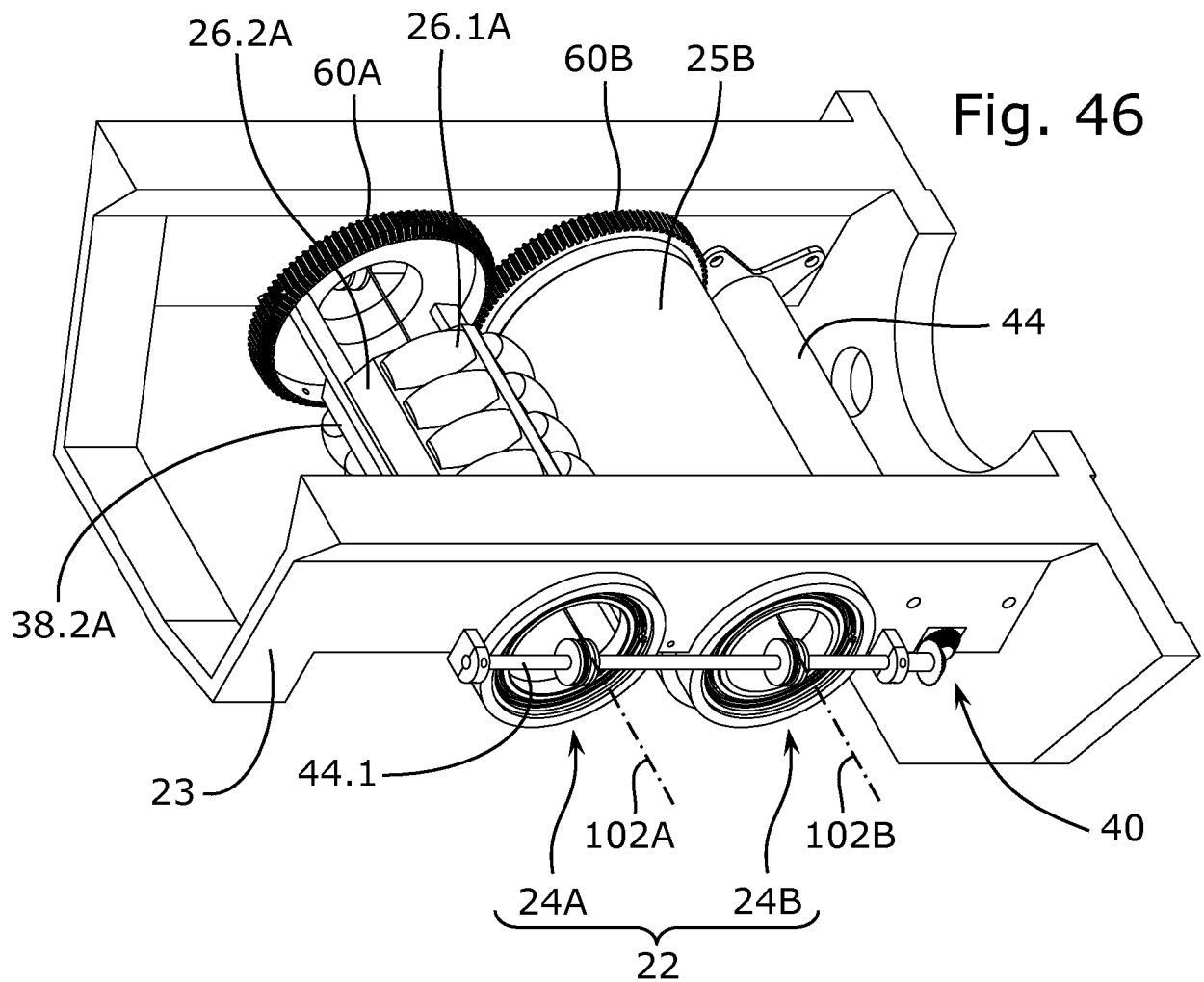
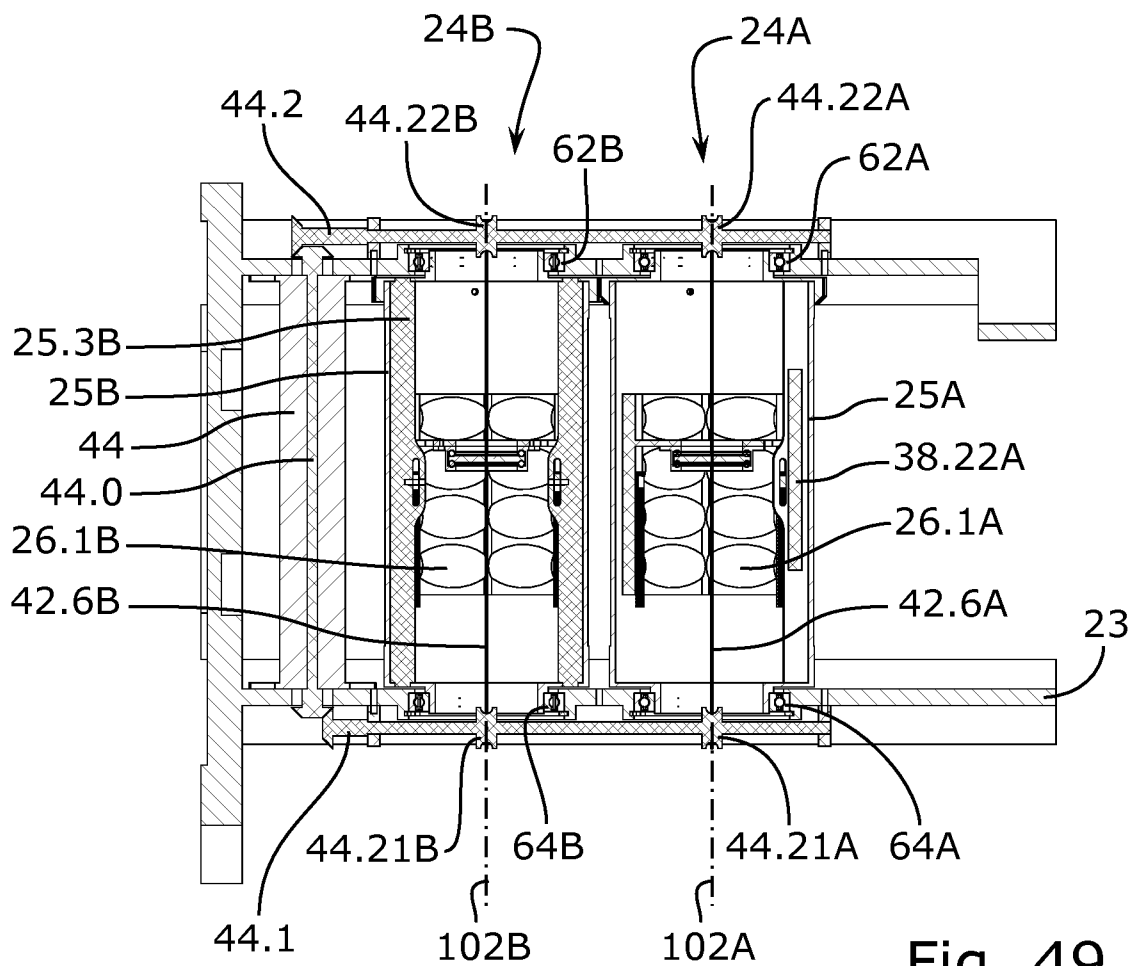
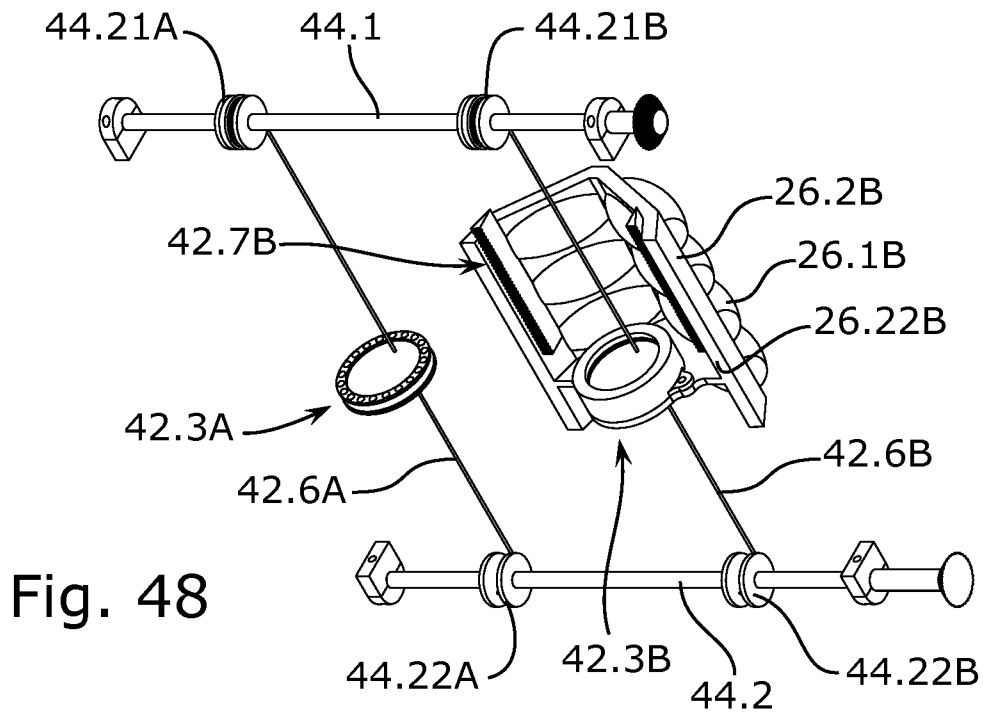


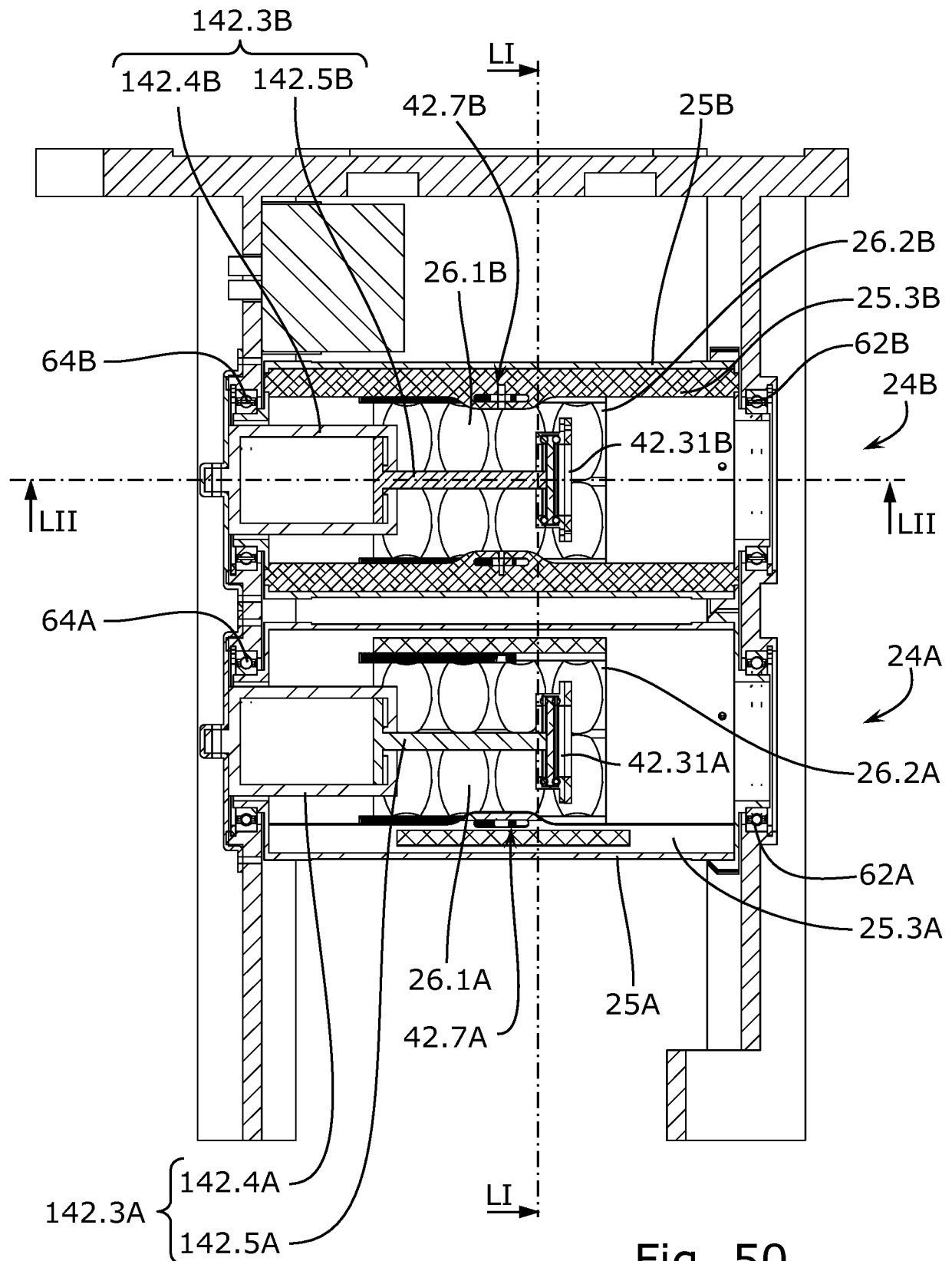
Fig. 45

17/21



18/21





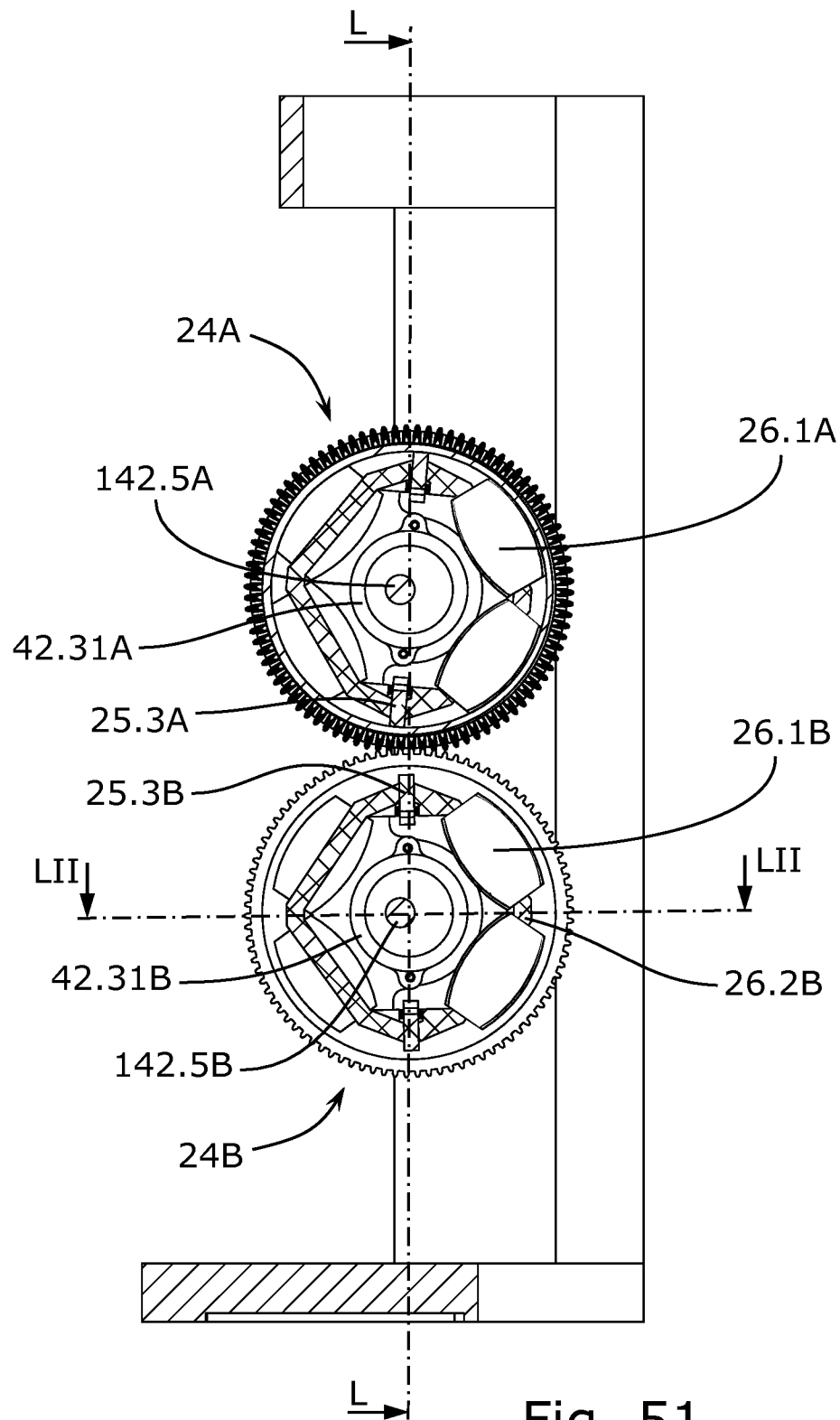


Fig. 51

21/21

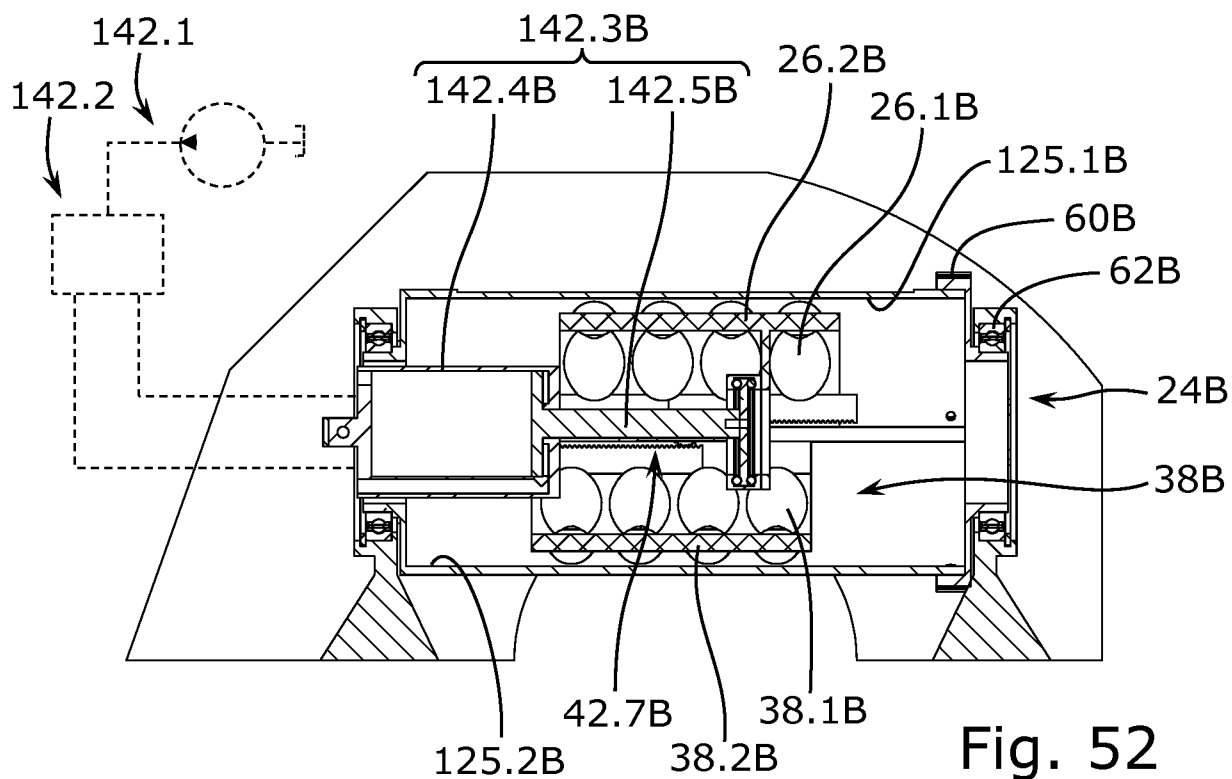


Fig. 52

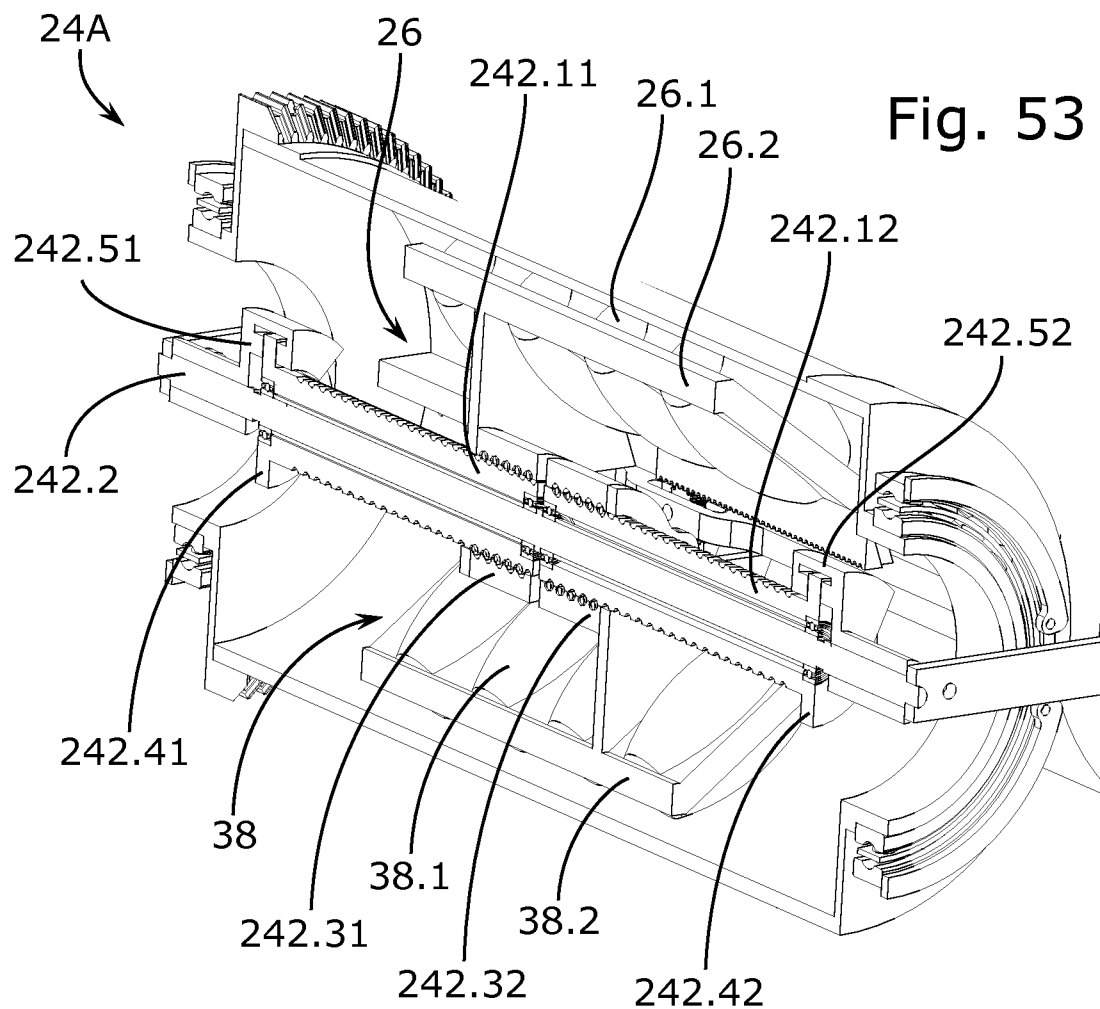


Fig. 53

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2018/051593

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16F15/26

ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	GB 26777 A A.D. 1911 (LANCHESTER FREDERICK WILLIAM) 30 December 1912 (1912-12-30) figures 1-3	1-5,7, 14,15 6,8-13, 16
X	----- JP S58 37343 A (NISSAN MOTOR) 4 March 1983 (1983-03-04) figures 2-4	1-5
X	----- DE 292 711 C (MASCHINENFABRIK AUGSBURG NURNBERG AG) 23 June 1916 (1916-06-23) the whole document	1
X	----- JP S58 42845 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 12 March 1983 (1983-03-12) figures 5-7	1
	----- -/-	



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

12 April 2018

Date of mailing of the international search report

19/04/2018

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Beaumont, Arnaud

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2018/051593

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 103 438 147 A (GREAT WALL MOTOR CO LTD) 11 December 2013 (2013-12-11) the whole document -----	1-16
A	JP H03 84246 A (NISSAN MOTOR) 9 April 1991 (1991-04-09) figure 1 -----	1-16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2018/051593

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
GB 191126777	A	30-12-1912	NONE	
JP S5837343	A	04-03-1983	NONE	
DE 292711	C	23-06-1916	NONE	
JP S5842845	A	12-03-1983	NONE	
CN 103438147	A	11-12-2013	NONE	
JP H0384246	A	09-04-1991	NONE	

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°

PCT/EP2018/051593

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE
INV. F16F15/26
ADD.

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)
F16F

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
X A	GB 26777 A A.D. 1911 (LANCHESTER FREDERICK WILLIAM) 30 décembre 1912 (1912-12-30) figures 1-3	1-5,7, 14,15 6,8-13, 16
X	----- JP S58 37343 A (NISSAN MOTOR) 4 mars 1983 (1983-03-04) figures 2-4	1-5
X	----- DE 292 711 C (MASCHINENFABRIK AUGSBURG NURNBERG AG) 23 juin 1916 (1916-06-23) le document en entier	1
X	----- JP S58 42845 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 12 mars 1983 (1983-03-12) figures 5-7	1
	----- -/-	



Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents



Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

* Catégories spéciales de documents cités:

"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

"E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

"L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

"O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

"P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

"X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

"Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

"&" document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée

12 avril 2018

Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale

19/04/2018

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale

Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Fonctionnaire autorisé

Beaumont, Arnaud

C(suite). DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	CN 103 438 147 A (GREAT WALL MOTOR CO LTD) 11 décembre 2013 (2013-12-11) le document en entier -----	1-16
A	JP H03 84246 A (NISSAN MOTOR) 9 avril 1991 (1991-04-09) figure 1 -----	1-16

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/EP2018/051593

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
GB 191126777	A	30-12-1912	AUCUN	
JP S5837343	A	04-03-1983	AUCUN	
DE 292711	C	23-06-1916	AUCUN	
JP S5842845	A	12-03-1983	AUCUN	
CN 103438147	A	11-12-2013	AUCUN	
JP H0384246	A	09-04-1991	AUCUN	