

BREVET D'INVENTION

P.V. n° 915.099

N° 1.343.109

Classification internationale :

F 02 b

Moteur à pistons libres.

M. HAROLD KOSOFF résidant aux États-Unis d'Amérique.

Demandé le 12 novembre 1962, à 15^h 55^m, à Paris.

Délivré par arrêté du 7 octobre 1963.

(Bulletin officiel de la Propriété industrielle, n° 46 de 1963.)



La présente invention concerne un nouveau moteur à pistons libres et en particulier, un moteur à pistons libres dans lequel il n'existe aucune liaison mécanique pour régler la position moyenne du piston (ou des pistons) ou pour synchroniser le mouvement des pistons les uns par rapport aux autres.

Les moteurs classiques à pistons libres utilisent généralement une liaison mécanique reliée aux pistons, ce qui donne lieu à des frictions qui diminuent le rendement du moteur, augmentent ses dimensions et son poids, augmente aussi sa complexité en posant des problèmes d'entretien, et diminue sa sûreté de fonctionnement.

En bref, la présente invention consiste en un système permettant de régler la position moyenne d'un piston (ou des pistons) d'un moteur à pistons libres, par réglage de la différence de pression agissant sur les faces des pistons. Une forme de réalisation de la présente invention maintient également le rapport de compression du moteur sensiblement constant malgré les changements de la charge appliquée au moteur.

Dans les dessins annexés :

La figure 1 est, par sa partie supérieure, un schéma des forces en jeu dans un moteur à deux pistons libres dont les faces internes participent à la délimitation de la chambre de combustion la partie inférieure de cette figure étant un schéma des forces s'exerçant sur le centre de la masse du moteur;

La figure 2 est une coupe axiale d'un moteur à un seul piston libre, pour une forme de réalisation de la présente invention;

La figure 3 est une coupe axiale pour une autre forme de réalisation de l'invention, d'un moteur à un seul piston;

La figure 4 est une coupe axiale d'un moteur à deux pistons suivant la présente invention;

La figure 5 est une coupe axiale d'un moteur à trois pistons libres suivant la présente invention.

Pour faciliter l'explication des constructions décrites ci-après, on considérera d'abord les principes théoriques mis en jeu. On utilisera deux théo-

rèmes des lois mécaniques comme base de l'analyse théorique :

I. Le centre de masse d'un système se déplace comme si la force externe totale agissait sur toute la masse du système concentrée au centre de masse.

II. Si une masse est liée par une matière élastique et si l'énergie cinétique pendant une période de temps finie n'est pas égale à 0, la masse est en fait mise en oscillation.

En se reportant à la partie supérieure de la figure 1, les centres respectifs de masse des pistons 1 et 2 peuvent être remplacés par des masses 3 et 4. Étant donné que le piston 2 est plus éloigné du point zéro que le piston 3, le centre de masse des deux pistons se trouve au point 5, à droite de l'axe y . Le point O est à l'intersection des axes 6 et 7.

La force externe totale F^e s'exerçant sur les pistons 1 et 2 est égale à :

$$(1) \quad F^e = rF + f^f + k^c$$

Dans cette égalité :

rF = la somme de $rF_1 + rF_r$, les forces respectives exercées par les chambres de rebondissement de gauche et de droite sur les pistons de gauche et de droite;

f^f = la somme de $f^fF_1 + f^fF_r$, les forces de frottement aux limites des cylindres des pistons de gauche et de droite, respectivement;

k^c = la somme de $k^cF_1 + k^cF_r$, les forces exercées sur les pistons par les chambres de compression de gauche et de droite respectives et par la chambre de combustion.

Les axes 6 et 7 forment des angles égaux avec l'axe x , de sorte que, pour des déplacements égaux des pistons à partir du point O, on obtient des composantes égales dans la direction de l'axe x .

En se reportant à la partie inférieure de la figure 1, on peut voir qu'en appliquant le théorème I, la composante de la force externe totale exercée sur les pistons agissant dans la direction de l'axe x , c'est-à-dire, F_x^e , est égale à :

$$(2) \quad F_x^e = M \frac{d^2x}{dt^2}$$

R_x étant égal à la composante de déplacement du centre de masse S mesurée sur l'axe x , et

M = la masse totale des pistons.

Généralement, F_x^* n'est pas égal à zéro, de sorte que la vitesse du centre de masse mesurée sur l'axe x du système a une valeur instantanée. Étant donné que F_x^* représente les forces élastiques, le centre de masse du système oscille (théorème II). Pour synchroniser le mouvement des pistons, il est nécessaire que R_x soit faible, autrement le piston qui serait le plus rapproché du centre frapperait la culasse à l'extrémité de la course de compression. Analytiquement :

$$(3) \quad R_x = \bar{r}R_x + \epsilon R_x$$

Dans cette expression,

$\bar{r}R_x$ = la position moyenne dans le temps de la composante du centre de masse dans la direction de l'axe x du système,

ϵR_x = la valeur de l'écart instantané du centre de masse du système à partir de $\bar{r}R_x$.

$\bar{r}R_x$ peut être amené à se rapprocher de zéro, en faisant varier F_x^* , la valeur moyenne. Si $\bar{r}R_x$ se trouve dans la région positive, c'est-à-dire à droite de l'axe y , des forces choisies parmi les forces variables rF , yF et zF de l'équation (1) sont modifiées, suivant la présente invention, de sorte qu'il se produit un changement de F_x^* en direction de la région négative, c'est-à-dire vers la gauche de l'axe y . Et inversement, si $\bar{r}R_x$ se trouve dans la région négative F_x^* se dirige vers la région positive. C'est-à-dire qu'on modifie la différence de pression agissant sur chaque piston de telle façon que la force externe résultante soit modifiée dans un sens pour diminuer $\bar{r}R_x$.

Également, ϵR_x doit avoir une faible valeur, comme sus-mentionné. Dans un moteur à deux pistons ou plus, l'amplitude de l'oscillation du centre de masse doit être beaucoup plus faible que l'amplitude d'oscillation des pistons, par suite, les variations de F_x^* seront en phase avec le mouvement des pistons. A dessein, les fréquences d'oscillation du centre de masse et des pistons sont choisies de façon à être différentes. Par suite, F_x^* n'est pas en phase avec les oscillations du centre de masse, et ϵR_x n'atteint pas de grandes valeurs. En outre, en raison du frottement, ϵR_x a une valeur qui s'approche de zéro.

Pour un fonctionnement satisfaisant d'un moteur à auto-allumage comme montré, le taux de compression doit être maintenu au voisinage d'une valeur nominale. A cet effet, on fait varier $r\bar{F}_1$ et $r\bar{F}_r$, les forces de rebondissement moyennes agissant sur les pistons de gauche et de droite, respectivement. On peut définir le taux de compression comme

étant le rapport du volume total contenu dans la chambre de combustion au début de la course de compression, au volume total contenu dans cette chambre à la fin de cette course. Si le taux de compression est plus faible que la valeur nominale prédéterminée, les valeurs de $r\bar{F}_1$ et de $r\bar{F}_r$ doivent être augmentées. Ce changement de la valeur de $r\bar{F}$ augmente la force exercée sur chaque piston dans le sens d'un plus grand taux de compression. Inversement, pour un taux de compression nominal supérieur, on doit diminuer les valeurs de $r\bar{F}_1$ et de $r\bar{F}_r$. Étant donné qu'on peut faire varier les deux forces, on peut régler les deux paramètres du moteur sus-mentionnés, à savoir (1) la position du centre de masse du piston, et (2) le taux de compression. La position moyenne du centre de masse est réglée par la différence existant entre $r\bar{F}_1$ et $r\bar{F}_r$ et le taux de compression est réglé par la moyenne

$$\frac{r\bar{F}_1 + r\bar{F}_r}{2}$$

L'angle O de la partie supérieure de la figure 1 peut avoir toute valeur voulue. En outre on peut avoir tout un nombre de pistons et ils peuvent être accouplés de toute manière dans les limites géométriques et fonctionnelles. Si le moteur a n pistons, il existe $n-1$ conditions pour un petit déplacement du centre de masse et une condition pour le taux de compression. Ainsi, n degrés de liberté sont nécessaires. Par exemple, dans un moteur à deux pistons, le centre de masse doit être maintenu au voisinage de l'axe y (voir fig. 4); dans un moteur à trois pistons, le centre de masse doit se trouver près des axes x et y (voir fig. 5). Une force indépendante variable, comme la force de rebondissement, la force de la chambre de compression, ou la force régnant dans une chambre spéciale prévue à cet effet doivent être associées à chaque piston.

La figure 2 montre une forme de réalisation simple d'un moteur à pistons libres à un seul piston 1, avec une chambre de combustion O délimitée par une culasse 11 et la face supérieure 12 du piston, un dispositif d'injection de combustible indiqué schématiquement en 13, un orifice d'échappement 14 et un orifice d'admission 15. Le moteur comprend aussi une chambre de compression 16 qui est délimitée par une paroi 17 du cylindre et une culasse médiane 18. La partie de plus grand diamètre du piston présente une face annulaire 19 et une face d'extrémité opposée 24. La culasse 18 présente un orifice d'aspiration 20 pourvu d'un clapet qui s'ouvre lors de la course motrice et qui se ferme pendant la course de compression. Le moteur présente également un orifice 21 pourvu d'un clapet qui s'ouvre lors de la course de compression et se ferme lors de la course motrice. Dans le piston 1 est pratiqué un canal axial qui commence au centre de la

face interne 24. Une conduite 28 s'engage dans ce canal et un évent 29 est prévu près de l'extrémité interne de cette conduite. Au-dessous de la face 24 est situé la chambre de rebondissement 22 qui est délimitée par la paroi cylindrique 17 et la paroi d'extrémité ou fond inférieur 23. Ce fond présente un très petit orifice 26 qui est raccordé à une conduite 27 qui part d'une source 31 d'un fluide tel que l'air. Cette source peut être un accumulateur, une pompe, ou un raccord avec tout autre partie du moteur qui fournit un fluide sous pression. La pression dans la source 31 doit être supérieure à la pression dans la chambre de rebondissement. Il doit se produire une chute de pression par le petit orifice 26. La conduite 28 passe par un orifice central ménagé dans le fond 23 et elle est raccordée à un récepteur de fluide 30.

Le dispositif 13 d'injection de combustible, sensible à la pression, est relié à la chambre de compression ou de pompage 16 par une conduite 25, et il est actionné par les changements de pression dans ladite chambre. La construction et le fonctionnement du dispositif d'injection de combustible 13 ne fait pas partie de la présente invention, et il n'est cité que pour montrer un accessoire typique du moteur. A ce sujet, on peut se reporter à la figure 5 des dessins du brevet des États-Unis d'Amérique n° 2.425.850 du 19 août 1947.

Comme il n'existe qu'un piston, il n'y a pas de commande de synchronisation. La présente invention est intéressante avec un moteur à un seul piston étant donné qu'elle maintient le rapport de compression essentiellement constant. En bref, le réglage du taux de compression est effectué en réglant la différence de pression axiale agissant sur le piston. A cet effet, dans le cas de la forme de réalisation représentée à la figure 2, on fait varier la pression dans la chambre de rebondissement 22 en fonction de la longueur de la course de compression du piston. Si le piston se déplace d'une façon excessive vers l'intérieur (supérieure au taux de compression nominal), une partie relativement plus grande de la surface de l'évent 29 est découverte, de sorte que la montée de la pression dans la chambre 22 (par le gaz s'échappant dans la chambre 22 en provenance de la source 31) est abaissée par l'échappement de plus grandes quantités de gaz par la conduite 28 dans le récepteur 30. Ainsi, pendant les cycles suivants, la différence de pression s'exerçant sur le piston augmente dans le sens vers l'extérieur de sorte que le piston n'a pas tendance à se déplacer trop loin vers l'intérieur.

Si, au contraire, le piston se déplace sur une moins grande distance vers l'intérieur que celle prédéterminée, de sorte que le taux de compression est inférieur à une valeur nominal prédéterminée, une moins grande partie de la surface de l'évent 29 est découverte à la fin de la course de compression.

Par suite, une moins grande quantité de gaz s'écoule hors de la chambre 22 et la pression s'y élève en raison de l'écoulement continu de gaz en provenance de la source 31. Cette pression continue à s'élever et le piston se déplace sur une plus grande distance vers l'intérieur lors de sa course de compression. Lorsqu'on atteint le taux de compression voulu, il ne se produit pas d'écoulement de gaz effectif dans la chambre 22. L'expression « pas d'écoulement effectif » signifie que la masse de gaz s'écoulant dans la chambre de rebondissement par le petit orifice 26, pendant un cycle, est égal à l'écoulement par l'évent 29 lorsque le piston s'approche de sa position la plus interne. En réalité, au cours d'un cycle, l'écoulement effectif ne correspond pas exactement à zéro, mais reste par contre, sur un grand nombre de cycles, très près de zéro, et le taux de compression nominal prédéterminé est très près d'être atteint.

Il est possible de modifier le taux de compression nominal en modifiant la dimension du petit orifice 26, la section de l'évent 29, la position de ce dernier, la pression à la source 31, ou la pression dans le récepteur 30.

Le moteur représenté à la figure 2 est présenté dans une version simplifiée étant donné qu'il n'est pas nécessaire, pour la compréhension de la présente invention, de montrer certaines des parties classiques d'un moteur à pistons libres, comme la source d'air comprimé normalement utilisée pour balayer la chambre de combustion. Également, la source de fluide et le récepteur pourraient être inclus dans le moteur lui-même.

La figure 3 montre un moteur à un seul piston qui applique également les principes de l'invention. Toutefois, au lieu d'agir sur la pression dans la chambre de rebondissement pour influencer la pression effective dans le sens axial du piston, on règle la pression dans une chambre délimitée en partie par la face annulaire supérieure du piston.

Le moteur comprend une chambre de rebondissement 40 dans laquelle se déplace la grande face d'extrémité du piston, et une chambre de combustion O. Le moteur comprend une chambre 42 dans laquelle on règle la pression pour régler la course du piston, suivant la présente invention. Une source 49 de fluide sous pression est reliée par une conduite 47 à un orifice relativement grand 46. Un passage 48 est ménagé dans le piston et s'étend en principe parallèlement à son axe. Une des extrémités de ce passage est située dans la face annulaire interne de plus grand diamètre, du piston, et l'autre extrémité est à la périphérie de ce dernier. Un récepteur de fluide 44 est relié par une conduite 45 à un très petit orifice 43 ménagé dans la paroi transversale médiane du cylindre.

Le moteur est aussi pourvu d'une conduite d'échappement analogue à la conduite d'échappement 14 du moteur représenté à la figure 2. Un dispositif

d'injection de combustible, sensible à la pression, et représenté schématiquement en 13, communique avec la chambre de combustion O par un passage pratiqué dans le fond supérieur du cylindre. Dans cette forme de réalisation de l'invention, une chambre 40 de rebondissement et de compression combinés, communique avec la chambre de combustion par un passage figuré comme s'étendant dans la paroi de droite du cylindre. Ce passage est fermé par un clapet représenté à l'angle inférieur de droite. Le clapet représenté à l'angle inférieur de gauche de cette même figure 3 s'ouvre lors de la course de compression pour permettre à l'air de pénétrer dans la chambre 40 de rebondissement et de compression, et il se ferme lors de la course de détente.

L'évent 46 est disposé de façon qu'il ne soit pas découvert normalement à la fin de la course de compression du piston. Lorsque le taux de compression est inférieur à une valeur nominale, le passage 48 communique avec une moins grande surface de l'orifice 46 et, par suite, il se produit un écoulement effectif du fluide vers l'extérieur de la chambre 42, dans le récepteur 44, ce qui diminue la pression dans cette chambre. Cette diminution de pression dans la chambre de commande 42 permet un déplacement plus grand du piston vers l'intérieur, d'où il résulte un plus grand taux de compression. Lorsque le taux de compression dépasse la valeur nominale, une plus grande quantité de gaz pénètre dans la chambre 42 en provenance de la source 49 et, par suite, il se produit un gain effectif de fluide et la pression augmente dans la chambre de commande 42. Cette augmentation de la pression, en agissant de haut en bas, diminue la longueur de la course vers l'intérieur, et diminue par suite le taux de compression.

La figure 4 montre une autre forme de réalisation de l'invention, qui comprend deux pistons en ligne, une chambre de combustion O qui est partiellement délimitée par les faces internes de plus petit diamètre, des deux pistons, un orifice d'échappement 51, un orifice d'admission 52, des chambres de compression 54 et 55, et des chambres de rebondissement 58 et 59. On peut considérer que le moteur de la figure 4 est formé de deux moteurs tels que celui représenté à la figure 2 réunis par leurs chambres de combustion et présentant un orifice d'échappement à une extrémité et un orifice d'admission à l'autre. Comme dans les formes de réalisation précédentes, le moteur est pourvu d'un dispositif 13 d'injection de combustible, sensible à la pression, qui communique avec les chambres 54 et 55 par des conduites 53 et 50, ce dispositif maintenant aussi sensiblement égales les pressions dans les chambres 54 et 55.

Afin de maintenir le taux de compression du moteur sensiblement constant, et de synchroniser les courses des deux pistons, l'invention fait inter-

venir un moyen pour régler la pression dans les chambres de rebondissement 58 et 59, en fonction des positions moyennes des pistons. A cet effet, on prévoit une source de fluide à une pression supérieure à celle régnant habituellement dans les chambres de rebondissement. Cette source est constituée par la chambre 60 qui fournit un gaz pour balayer la chambre de combustion, par l'orifice 52, et qui communique avec les chambres de compression 54 et 55 par des clapets qui s'ouvrent lors de la course des pistons vers l'intérieur. La chambre 60 est reliée par un orifice pratiqué dans la paroi du cylindre à des conduites 63 et 64 qui sont respectivement raccordées à de petits orifices 56 et 57 ménagés dans les parois d'extrémité ou fonds du cylindre. En outre, pour permettre la sortie du fluide contenu dans les chambres de rebondissement, on prévoit des événements 61 et 62 ménagés dans la paroi latérale du cylindre. La pression régnant dans les chambres de rebondissement est réglée, et les événements 61 et 62 sont disposés, de telle sorte que, lorsque les pistons effectuent les courses de compression nominale voulues, l'écoulement moyen dans le temps du fluide dans les chambres de détente, dans cet état de stabilité a une valeur nulle. Si les pistons se déplacent vers l'intérieur sur une distance supérieure à une distance nominale prédéterminée, une autre partie de la surface des événements 61 et 62 est découverte, et la pression dans les chambres 58 et 59 est réduite par le plus grand écoulement résultant du fluide à travers les événements 61 et 62. Il en résulte que la différence des pressions sur les faces opposées de chaque piston, augmente pour produire une force effective dirigée vers l'extérieur, de sorte que la course vers l'intérieur du piston diminue. Inversement, si les pistons ne se déplacent pas suffisamment vers l'intérieur, par rapport à une distance nominale prédéterminée, il s'échappe, par l'évent, une moins grande quantité de fluide que celle qui pénètre par les petits orifices 56 et 57 et, la pression commence ainsi à augmenter dans les chambres 58 et 59 de façon à pousser les pistons sur une plus grande distance vers l'intérieur.

La description précédente concernait le mécanisme par lequel le taux de compression est maintenu sensiblement constant. En bref, la pression dans la chambre de rebondissement est réglée en fonction de la course du piston vers l'intérieur, c'est-à-dire du taux de compression. Le même mécanisme maintient aussi la synchronisation des pistons. Dans des conditions de régime stable, l'écoulement effectif moyen dans le temps dans chaque chambre de rebondissement, en raison de ce mécanisme, est égal à zéro. Étant donné que la quantité du fluide dans chaque chambre de rebondissement 58 et 59 est très sensiblement la même par le réglage de la dimension du petit orifice (ce petit orifice peut être une soupape à pointeau) et que l'écoulement

net moyen dans le temps est égal à zéro, les écoulements moyens dans le temps vers l'extérieur du fluide par les événements 61 et 62 sont sensiblement égaux ce qui revient à dire que les événements 61 et 62 sont ouverts sensiblement pendant la même durée. A dessin, la fréquence d'oscillation du centre de masse diffère de la fréquence d'oscillation des pistons. Il s'ensuit qu'au moment de l'ouverture des événements qui se produit une fois par cycle d'oscillation des pistons lorsque ces derniers se rapprochent de leur position la plus interne, le centre de masse peut être dans une position quelconque au cours de son oscillation. Si le centre de masse, au moment de l'ouverture des événements, est à gauche du centre, l'événement de droite est ouvert dans une plus grande mesure, et si le centre de masse, au moment de l'ouverture des événements, est à droite du centre, l'événement de gauche est ouvert dans une plus grande mesure. Étant donné que sur une longue période de temps, les événements sont ouverts sensiblement pendant la même durée, la position moyenne du centre de masse n'est ni à gauche, ni à droite, mais assez près du centre. En se reportant à la description ci-dessus, on voit que le maintien de la position moyenne, dans le temps, du centre de masse, R_x , près du centre du moteur, satisfait à la condition nécessaire pour la synchronisation.

Comme décrit plus haut, la différence de pression entre les chambres de rebondissement 58 et 59 règle la position du centre de masse et la valeur de la pression moyenne règle le taux de compression. Ainsi, une conséquence naturelle du maintien du taux de compression nominale est le maintien de la synchronisation du mouvement des pistons.

La figure 5 montre une autre forme de réalisation de l'invention qui comprend trois pistons qui se déplacent dans trois cylindres réunis. En principe, chacune des combinaisons cylindre et piston est identique à celle représentée à la figure 3, mais ces combinaisons sont réunies à une chambre de combustion commune. Cette forme de réalisation comprend trois chambres de rebondissement et de compression 70, 71 et 72 qui communiquent les unes avec les autres au moyen de la conduite 73. Elle comprend aussi trois chambres de commande 74, 75 et 76 auxquelles le fluide sous pression provenant des sources 84, 85 et 86 est appliqué respectivement par des orifices 81, 82 et 83. Chacun des pistons présente un passage longitudinal qui permet aux orifices de communiquer avec les chambres de commande correspondantes. Les chambres de commande communiquent avec un récepteur de fluide tel que l'atmosphère ambiante, par de petits orifices 78, 79 et 80. S'il se produit un mouvement des pistons vers l'intérieur supérieur au mouvement nominal prédéterminé, les passages ménagés dans les pistons permettent à la pression provenant de la source 84 de s'élever dans les chambres de com-

mande en tendant ainsi à diminuer la longueur de la course vers l'intérieur. Comme dans les exemples précédents, si la course vers l'intérieur est plus faible que la course nominale prédéterminée, la pression est diminuée dans les chambres de commande.

RÉSUMÉ

Moteur à pistons libres caractérisé par les points suivants, séparément ou en combinaisons :

1° Le moteur comprend un cylindre, un piston mobile dans le cylindre, et un moyen pour régler la position moyenne de ce piston en faisant varier la pression exercée sur lui dans le sens de ses mouvements;

2° Il comprend un nombre choisi de cylindres et de pistons librement mobiles dans les deux sens dans les cylindres choisis et un moyen pour régler la position moyenne des pistons en réglant la pression exercée sur eux dans les sens de leur mouvement alternatif;

3° On prévoit un dispositif comprenant une source de gaz sous pression, pour régler les positions moyennes du piston, ce dispositif agissant pour faire varier la pression axiale du gaz sur les pistons, en réponse aux écarts de leur position moyenne respective par rapport à des positions moyennes prédéterminées;

4° Le dispositif ci-dessus comprend aussi un moyen associé aux cylindres pour recevoir le gaz;

5° Ce moyen de réception du gaz comprend des orifices ménagés dans le cylindre;

6° Il comprend aussi des orifices ménagés dans les cylindres de façon que le gaz provenant de la source puisse pénétrer dans les cylindres;

7° Le moteur comprend, un dispositif pour admettre des quantités variables de gaz sous pression dans une chambre délimitée par l'une des faces du piston et par le cylindre, et un moyen pour permettre au gaz contenu dans la chambre de s'en échapper, le dispositif précité et ce moyen coopérant pour régler la pression axiale exercée par le gaz sur la face du piston dans la chambre, et pour participer ainsi au réglage de la position moyenne du piston;

8° La chambre définie au paragraphe 7 ci-dessus est la chambre de rebondissement;

9° Ladite chambre est la chambre de commande;

10° Le dispositif pour admettre du gaz sous pression dans la chambre comprend une source de gaz sous pression reliée à la chambre de rebondissement par un très petit orifice ménagé dans le cylindre, le moyen d'échappement du gaz comprenant une conduite pourvue d'un événement et reliée à un récepteur de gaz, cette conduite pénétrant dans le moteur par un orifice ménagé dans un fond du cylindre, et le piston présente un passage dans lequel s'ajuste la partie interne de la conduite, et

l'évent étant disposé de façon à être découvert vers l'extrémité de la course d'admission du piston;

11° Le piston présente un passage sensiblement parallèle au sens de son déplacement, une extrémité de ce passage débouchant dans la chambre de commande et l'autre extrémité communiquant avec une surface interne d'une paroi du cylindre, et le dispositif d'admission de gaz comprend une source de gaz sous pression qui communique avec l'autre extrémité du passage, vers la fin de la course d'admission du piston, et le moyen d'échappement du gaz présente un récepteur raccordé à un orifice ménagé dans une autre paroi du cylindre et qui communique avec la chambre de commande;

12° Un moyen associé à la paroi du cylindre agit pour libérer le gaz comprimé des chambres en fonction de la distance de la course des pistons vers l'intérieur, pour régler la pression axiale différentielle exercée sur les pistons;

13° Le moyen de libération du gaz comprend des événements ménagés dans la paroi du cylindre et disposés sensiblement transversalement au sens de déplacement des pistons, et le dispositif d'admission du gaz comprend une source de gaz sous pression reliée aux chambres de rebondissement par des orifices ménagés dans les parois d'extrémité ou fonds du cylindre;

14° La source de gaz est constituée par une chambre auxiliaire ménagée dans le cylindre et dans laquelle le gaz est comprimé par l'action des pistons dans les chambres de compression correspondantes, ces chambres communiquant avec la chambre auxiliaire par des passages munis de clapets d'échappement.

HAROLD KOSOFF

Par procuration :

SIMONNOT, RINUY & BLUNDELL

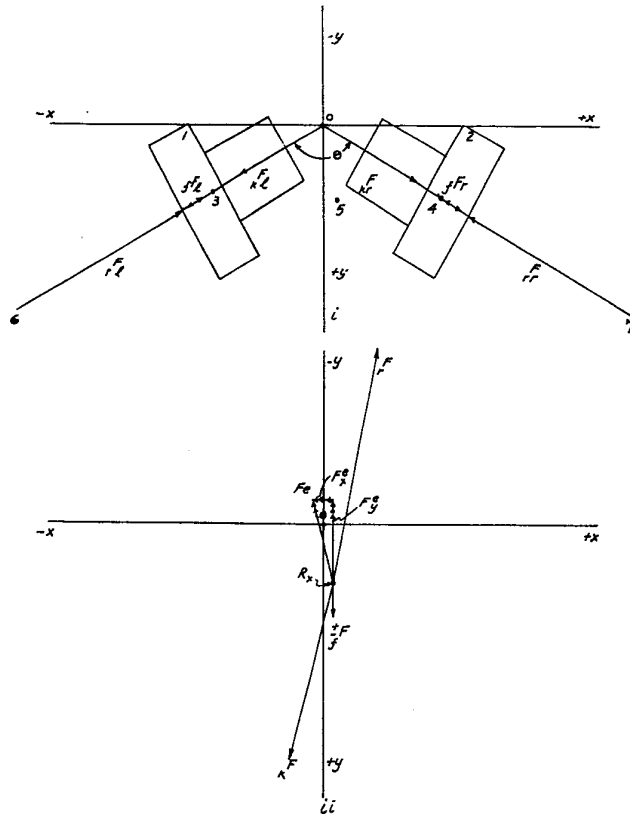


FIG. I

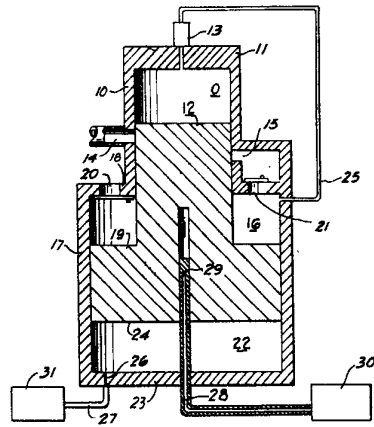


FIG. 2

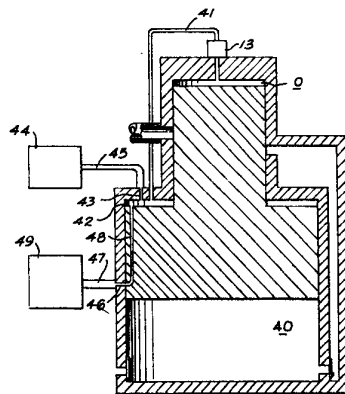


FIG. 3

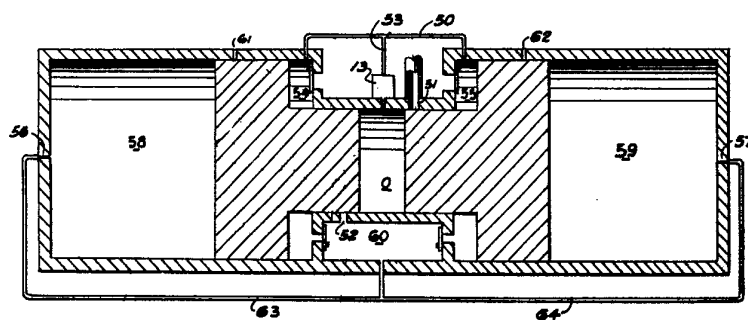


FIG. 4

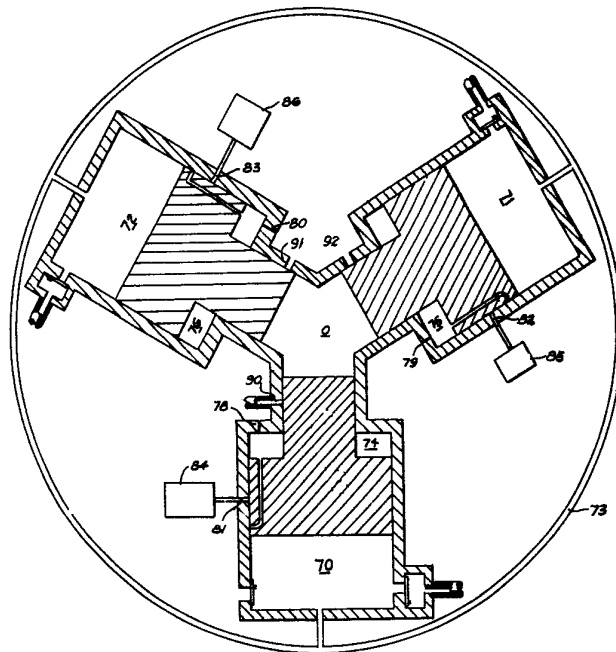


FIG. 5