

BREVET D'INVENTION

P.V. n° 18.749

N° 1.449.708

Classification internationale :

F 02 b

Engin moteur à pistons libres. (Invention : Pál Gog.)

Société dite : NIKEX NEHÉZIPARI KÜLKERESKEDELMI VÁLLALAT résidant en Hongrie.

Demandé le 28 mai 1965, à 16^h 23^m, à Paris.

Délivré par arrêté du 11 juillet 1966.

(Bulletin officiel de la Propriété industrielle, n° 34 du 19 août 1966.)

On désigne couramment par moteur à pistons libres ou « suspendus », un engin moteur du type à pistons et comportant des cylindres qui produisent un certain travail et d'autres cylindres qui absorbent un certain travail, les vitesses de déplacement ainsi que les points morts respectifs des pistons ou groupes de pistons accouplés mécaniquement les uns aux autres ne sont déterminés que par les variations de pression du milieu moteur agissant sur les pistons ou groupes de pistons précités.

Un engin moteur de ce type peut être considéré comme un générateur de gaz ou comme un compresseur. On le considère comme un générateur de gaz, lorsque ce moteur fonctionne de façon à produire une pression supérieure à la pression atmosphérique afin d'alimenter une turbine ou un autre moteur destiné à produire un certain travail. Dans le cas d'une autre utilisation quelconque, on le considère comme un compresseur.

On sait que les moteurs de ce type ont trouvé récemment des domaines d'application encore plus étendus. Les avantages qui leur sont propres sont la simplicité de construction, leur durée d'utilisation, qui dépasse de beaucoup celle des moteurs Diesel, ainsi que leur fonctionnement extrêmement économique dans le cas où ils sont soumis à une charge appropriée. Ce dernier avantage tient, d'une part, à leur consommation spécifique favorable, et, d'autre part, à leur aptitude à utiliser des combustibles de basse qualité. Un autre avantage réside dans le fait que, pour des charges partielles, ce moteur s'adapte automatiquement à la charge instantanée qu'il supporte, car sa source diminue avec la charge. Toutefois, cette auto-régulation s'exerce entre certaines limites : aux environs de 50 % de la charge, le débit du gaz qui s'écoule par les lumières de balayage et les lumières d'échappement est considérablement réduit, ce qui se traduit évidemment par une rapide augmentation de la consommation spécifique. Si le rendement et, par suite, la course continuent à diminuer, ces lumières restent complètement fermées et le moteur s'arrête.

On a proposé divers moyens visant à éliminer les inconvénients précités. Une solution consiste à laisser s'écouler librement dans l'atmosphère le gaz en excès; la perte d'énergie qui en résulte indique que cette solution est la moins économique. On a aussi proposé d'effectuer un échappement de ce genre à partir du réservoir de gaz du moteur, ce qui, bien entendu, se traduit par une perte semblable à la perte précédente. Suivant une autre solution, on fait recirculer l'air dont une fraction est ramenée du réservoir dans la chambre d'admission; dans ce cas, si l'air s'accumule en amont du compresseur, l'excès de travail nécessaire pour produire l'aspiration constitue aussi une perte. Enfin, on a aussi proposé de réaliser une chambre de compression à espace mort variable. On peut considérer que cette solution est la plus économique, mais sa réalisation est difficile et complexe et exige beaucoup de place; elle ne convient donc que pour des installations fixes.

L'exposé qui précède montre que, sous une charge d'environ 50 %, les moteurs connus de ce type ne fonctionnent pas sans pertes, ni avec des rendements élevés, même s'ils comportent des régulateurs spéciaux, et que, sous des charges partielles, les courses utiles sont obligatoirement réduites.

Certains moteurs de ce type connus jusqu'à présent fonctionnent indépendamment de la charge et sous la pression terminale d'une compression très élevée sensiblement constante. Dans un autre groupe de moteurs de ce type, et bien qu'on fasse varier la pression terminale de la compression, on n'est pas sûr que les points morts se retrouvent successivement aux mêmes positions. Ces deux modes de fonctionnement rencontrent des difficultés. Si la pression terminale de compression et, de ce fait, la température de compression restent constamment élevées, la quantité de chaleur passant dans l'eau de refroidissement par l'intermédiaire des pistons et des parois des cylindres est inutilement importante aux charges partielles. L'ensemble des pertes mécaniques est surtout fonction du travail de friction

effectué par les segments ou autres bagues montées sur les pistons, ce travail dépendant surtout de la pression régnant dans le cylindre. Par conséquent, si la pression de compression reste constamment élevée, l'ensemble des pertes mécaniques diminue à peine sous des charges partielles, alors que par suite de la diminution du rendement, le rendement mécanique diminue aussi sous des charges partielles. Les forces de friction, qui diminuent peu sous des charges partielles accélèrent l'usure des bagues des pistons et de la paroi des cylindres. Le travail effectué sous une compression constamment élevée diminue le nombre des cycles sous charges partielles et des cycles à vide. Toutefois, étant donné que le moment où l'on fait commencer l'injection au moyen des dispositifs qui conviennent aux moteurs à nombre de cycles élevée satisfaisant aux exigences modernes est étroitement liés aux positions instantanées respectives des pistons, la variation des positions des points morts intérieurs entraîne la variation de la pré-injection. Il est par conséquent impossible d'appliquer la pré-injection continue la plus économique. De même, la forme qu'on doit donner à la chambre de combustion varie suivant la pression qui règne dans le réservoir. Il est impossible de former un jet de combustible qui s'étale d'une manière optimale correspondant à chaque charge. La solution connue, qui consiste à asservir le taux de compression dans un cylindre de Diesel à la variation de la pression dans l'espace d'amortissement, restreint le choix possible quant au taux de compression dans cet espace, et, de ce fait, la force répulsive qui prend naissance aux points morts extérieurs. Toutefois, comme l'augmentation de cette force répulsive permet d'augmenter le nombre de cycles et, ainsi, le rendement du moteur, l'application de dispositifs stabilisateurs empêche d'augmenter le rendement du moteur.

Une autre caractéristique des moteurs connus de ce type est que le taux de chargement des cylindres de compression est inférieur à un, à cause de la résistance du système d'aspiration. Il s'ensuit qu'environ 10 à 20 % de la course reste inutilisée.

L'invention vise à éliminer les difficultés précédemment décrites et à réaliser un moteur à pistons suspendus dont on puisse régulariser le fonctionnement à toute charge depuis la charge à vide jusqu'à la charge nominale. Elle applique donc à cet effet un procédé de fonctionnement basé sur un principe radicalement nouveau en ce sens qu'il conduit à stabiliser les points morts respectifs considérés jusqu'à présent comme des positions variables. Ainsi, les lumières de commande ne seront pas formées même sous des charges partielles, et, sans aucune perte, on pourra utiliser toute la gamme de régulation jusqu'à la marche à vide. Pour réaliser la stabilisation précitée on asservit la régulation aux

points morts. Par conséquent, le moteur à pistons suspendus qui fait l'objet de l'invention, comprend un moteur à combustion interne connu en soi, un compresseur, au moins un piston suspendu et au moins un espace dénommé ci-après d'amortissement, ou d'équilibrage. L'invention consiste essentiellement à utiliser un dispositif de régulation asservi à au moins un point mort du piston suspendu et influençant — en vue d'amener ce point mort à la position correcte prédéterminée — au moins un des facteurs déterminant la quantité — assurant l'équilibre fonctionnel — du combustible introduit dans le moteur à combustion interne, et cela en fonction de l'éloignement dudit point mort, de la quantité de fluide refoulé par le compresseur et de la quantité de fluide se trouvant dans l'espace d'amortissement ou d'équilibrage.

Comparé aux moteurs connus, le moteur selon l'invention possède plusieurs avantages dans les diverses conditions abordées précédemment. Entre la marche à vide et la marche à pleine charge, ce moteur s'adapte automatiquement à toute charge quelconque. En particulier, dans le cas de charges partielles, la consommation spécifique est considérablement inférieure aux consommations usuelles. Il s'ensuit que la stabilisation de ses points morts intérieurs ne connaît plus les inconvénients liés aux points morts variables. La régularisation de ses points morts extérieurs permet de choisir de la manière la plus avantageuse la partie, jusqu'ici inexploitée, de la course du cylindre. Par conséquent, sous des charges partielles, l'augmentation d'alimentation causée par la réduction de la course ne se produit plus, et la consommation spécifique correspondant à une charge partielle donnée quelconque s'en trouve encore plus réduite. De plus, on peut choisir à volonté le taux de compression dans l'espace d'équilibrage. Toutefois, si le taux de compression choisi est beaucoup trop élevé, on peut augmenter le nombre de cycles et, de ce fait, le rendement du moteur. Par conséquent, tout en conservant au moteur les mêmes dimensions, on peut obtenir un rendement plus élevé qu'avec les moteurs équipés de stabilisateurs usuels. Par suite du taux de compression élevé dans l'espace d'équilibrage, la vitesse du piston diminue rapidement avant que celui-ci n'atteigne les points morts extérieurs, de sorte qu'à la fin du cycle d'aspiration, le cylindre en compression reçoit une charge supplémentaire due à l'énergie cinétique de l'air ainsi aspiré. L'importance relative de ce chargement dépend de la décélération précitée des pistons ainsi que des conditions de l'aspiration. Par opposition à la pratique actuelle, il est avantageux que la vitesse de l'air dans le conduit d'aspiration soit supérieure à 100 m. s. afin d'augmenter la charge.

On peut réaliser de trois manières différentes l'asservissement précité des points morts.

Par exemple, on amène le signal de sortie fourni par la pièce d'interconnexion associée au point mort considéré à une mémoire qui emmagasine le signal reçu pendant toute la durée du cycle fonctionnel considéré. A la sortie de cette mémoire, deux conditions sont possibles : l'une indique que le piston n'atteint pas le point mort, mais l'autre montre que le piston parvient au-delà du point mort spécifié.

On peut aussi amener un signal proportionnel à la position du piston à une mémoire du genre précité qui emmagasine la valeur extrême relative à la position de point mort du signal pendant toute la durée du cycle fonctionnel considéré. Ainsi, le signal fourni par la mémoire est proportionnel à la position du point mort considéré.

On décrit ci-après le mode de réalisation de l'invention choisi à titre d'exemple.

On peut aussi, aux environs de la position de point mort du piston, former un signal de durée prédéterminée, dont l'un des paramètres arbitrairement choisis est proportionnel à la position du point mort considéré. On envoie ce signal à un système qui émet alors un signal proportionnel à ce paramètre qui varie en même temps que la position correspondant au signal d'entrée.

On décrit l'invention de façon plus détaillée en se référant à la figure 1 des dessins annexés. Sur cette figure, qui représente schématiquement le circuit du mode de réalisation précité, on utilise la troisième solution précitée.

Le moteur à pistons suspendus représenté sur la figure 1, agencé en générateur de gaz, comprend, disposés concentriquement, deux cylindres de compression 27 et 28, de grand diamètre, et un cylindre 29 de moteur à combustion interne, de petit diamètre. Dans les cylindres 27 à 29 peuvent se déplacer respectivement des pistons suspendus 30 et 31 en prenant appui respectivement sur les faces intérieures correspondantes des cylindres 27 à 29, par l'intermédiaire de bagues (non représentées) assurant l'étanchéité. Dans la paroi du cylindre 29, on a ménagé des lumières de balayage 32 et une lumière d'échappement 33. Un injecteur 34 est raccordé au cylindre 29. Les cylindres 27 et 28 comportent des détendeurs ou soupapes réductrices 35a, 35b, 35c et 35d qui les font communiquer avec un réservoir 36. Des soupapes d'aspiration 37a et 37b permettent de raccorder les espaces intérieurs des cylindres 27 et 28 avec une chambre 22 qui communique avec le conduit 21 par l'intermédiaire d'un clapet ou soupape de retenue 16, conçue de façon qu'elle ne s'ouvre que pour laisser entrer l'air dans la chambre 22.

Les portions respectives de plus grand diamètre des pistons 30 et 31 obturent respectivement les espaces d'équilibrage 38 et 39 qui communiquent entre eux par un conduit d'équilibrage 40.

Les autres éléments principaux du moteur selon

l'invention sont constitués par des dispositifs Ksz et Bsz qui assurent la régulation ou stabilisation des points morts intérieurs. Ces dispositifs comportent respectivement des mécanismes K et B asservis aux positions respectives des points morts considérés et associés respectivement à des dispositifs de commande et de référence Jk et Jb, décrits ci-après.

Les pistons 30 et 31 sont accouplés positivement à des robinets correspondants 41, faisant partie du mécanisme K et 42, du mécanisme B, asservis respectivement aux points morts extérieurs et intérieurs des pistons. Cet accouplement est réalisé de façon que, si les pistons 30 et 31 s'éloignent l'un de l'autre, le robinet 41 se ferme en tournant dans le sens indiqué par la flèche correspondante (en l'espèce, dans le sens des aiguilles d'une montre); tandis que le robinet 42 se ferme dans le sens opposé, comme indiqué par la flèche correspondante, en proportion du déplacement des pistons 30 et 31. Au contraire, quand les pistons 30 et 31 se rapprochent l'un de l'autre, les sens de rotation respectifs des robinets 41 et 42 sont inversés.

Lorsque les pistons 30 et 31 parviennent au voisinage de leurs points morts extérieurs respectifs, un passage ou conduit 2, ménagé dans le robinet 41 offre une plus grande section à l'air qui s'écoule par un conduit 6 vers un espace d'air extérieur (non représenté). L'extrémité opposée du conduit se raccorde, par l'intermédiaire d'une lumière 4, à un autre espace (non représenté sur le dessin), dans lequel règne une pression constante Pt supérieure à la pression atmosphérique. La portion médiane du conduit 6 se raccorde à une chambre 5, au voisinage de la position des points morts extérieurs, par un conduit 43, puis par un passage ou conduit 3 du robinet 41. La chambre 5 communique aussi avec l'espace situé du côté de la face extérieure d'un piston 8 par un passage ou conduit 24 du robinet 41 et par une canalisation 44. Du côté de la face opposée du piston 8, celui-ci est soumis à l'action antagoniste d'un ressort 7 préalablement mis sous tension au moyen d'une vis 45. La portion médiane du piston 8 constitue une sorte de tiroir de distributeur, et, suivant la position correspondant à l'équilibre des forces agissant sur le piston 8, le conduit 40 est raccordé au réservoir 36 d'une manière ou d'une autre.

Si, par exemple, la force du ressort 7 est supérieure à celle que la pression exerce sur le piston 8, de l'air sortant du réservoir 36 ne peut s'écouler que dans le conduit 40 par une soupape ou clapet 9. Par contre, si la force du ressort 7 est inférieure à celle que la pression exerce sur le piston 8, le raccordement a lieu par une soupape ou clapet 46. L'air s'écoule alors du conduit 40 dans le réservoir 36.

Le mécanisme B, asservi aux positions des points morts intérieurs, est conçu de même manière que le

mécanisme K. Il comporte un conduit ou passage 25 qui communique, par une lumière 12, avec l'espace précité (non représenté sur le dessin) dans lequel règne une pression constante Pt. Un conduit 10, raccordé au robinet 42 correspondant, débouche à l'extrémité d'un conduit 23 au voisinage de la position des points morts intérieurs. Simultanément, un conduit ou passage 11 de ce même robinet 42 raccorde la portion médiane du conduit 23 avec une chambre 13. Pour la partie restante de la course, la chambre 13 est raccordée respectivement à un régulateur 14 et à un espace extérieur à un diaphragme 19, par un conduit ou passage 25 du robinet 42 correspondant, et par les canalisations 47 et 48.

Le régulateur 14 est constitué, par exemple, par un régulateur approprié d'une marque quelconque dont le type et les valeurs de réglage correspondent aux écarts temporaires qu'on peut admettre pour les positions des points morts intérieurs.

Dans le cas de l'exemple représenté, on suppose que le régulateur permet de régler le signal de référence et qu'il est du type intégrateur.

La sortie du régulateur 14 est associée respectivement aux espaces extérieurs aux diaphragmes 15 et 51 par des canalisations 49 et 50. Le diaphragme 15 est solidaire d'un poussoir 17 et d'une fourchette 52a. Si la force qui s'exerce sur le diaphragme 15 est supérieure à la pression qui s'exerce sur le poussoir 17, la fourchette 52a bloque la soupape d'aspiration 37a dans sa position d'ouverture, de l'air pouvant alors passer par cette soupape dans un sens comme dans l'autre. Par contre, si la pression qui s'exerce sur le poussoir 17 est supérieure à la force qui s'exerce sur le diaphragme 15, tout l'ensemble, constitué par la fourchette 52a, le poussoir 17 et le diaphragme 15, s'élève et reste ainsi sans influence sur le fonctionnement de la soupape 37a. Le poussoir 17 et la soupape 37a ne fonctionnent simultanément qu'en étant raccordés chacun qu'avec un seul orifice de la chambre 22. Du côté opposé de la chambre 22, un diaphragme 51, un poussoir 58, la soupape d'aspiration 37b et une fourchette 52b conçus de façon semblable, sont semblablement agencés.

Dans l'exemple considéré, le générateur de gaz ou autre engin moteur selon l'invention comprend aussi un limiteur de charge T. Le diaphragme 19 de ce limiteur est réuni à une tige 20 qui, accouplée à une tige 54 par un levier 53, règle la charge unitaire d'une pompe 26 assurant l'injection du combustible. Toutefois, la tige 20 est soumise à l'action d'un ressort 18 préalablement placé sous tension. On choisit cette tension préalable de façon que la tige 20 puisse venir occuper la position extérieure déterminée par l'espace d'équilibrage sous l'influence de la pression qui s'exerce sur le diaphragme 19 jusqu'à ce que la pression qui s'exerce sur la

face extérieure de ce diaphragme devienne supérieure à la valeur du régulateur 14 qui sert de signal de référence. Par ailleurs, l'espace extérieur au diaphragme 19 est raccordé au mécanisme B par la canalisation 48.

Le levier 53 du limiteur T est réuni aussi à la tige de commande 55 d'un régleur de charge Ta, la position de cette tige étant déterminée par un ressort 57 et par la résultante de la pression P qui s'exerce sur un diaphragme 56 logé dans un espace 1. Comme la tige 55 est réunie rigidement à la tige 54 de la pompe 26, sa position détermine la position pour laquelle la tige 54 est en butée avec la tige 20 et, par conséquent, la quantité de combustible injectée dans le cylindre 29 par le conduit (non représenté sur le dessin) et l'injecteur 34. L'échelle, graduée en pourcentages, représentée à côté de la tige 54, indique le rapport existant entre la position de la tige 54 et la quantité de combustible injectée, la valeur 100 % correspondant au rendement nominal. Cette échelle permet d'observer que l'augmentation de la pression P, qui s'exerce sur le diaphragme 56, correspond à l'augmentation de la quantité de combustible injectée. Toutefois, quand cette pression P diminue, la quantité injectée diminue de façon correspondante.

Pratiquement, on peut faire varier la pression P de deux manières différentes. On peut régler la valeur de la pression P, et par conséquent le rendement du moteur sans faire intervenir de réaction. Par contre, la pression P peut se trouver elle-même contrôlée lorsque, par exemple, le nombre de tours de la turbine accouplée au producteur de gaz selon l'invention est déjà contrôlé. Ainsi, la pression P constitue un facteur de réglage, qui, provenant du régulateur de vitesse de cette turbine, se comporte comme un paramètre mesurant le gaz qui sort par la lumière d'échappement 33 et réagit sur la turbine par l'intermédiaire de son régulateur de vitesse.

Le mécanisme K, asservi à la position des points morts extérieurs, comprend les robinets 41, la lumière 4, le conduit 6, le conduit 2, le conduit 43, le conduit 3, la chambre 5 et le conduit 24, et il est raccordé au dispositif Jk par une canalisation 44. Le dispositif Jk comprend le piston 8, le ressort 7, la vis 15, la soupape 46 et la soupape 9. Le dispositif Ksz. qui contrôle les positions des points morts extérieurs, comprend le mécanisme K asservi à la position des points morts extérieurs, le dispositif de commande et de référence Jk ainsi que la canalisation 44. De même, le mécanisme B, asservi à la position des points morts intérieurs, comprend le robinet 12, la lumière 12, le conduit 23, le conduit 10, le conduit 11, la chambre 13 et le conduit 25, et il est raccordé par la canalisation 47 au dispositif de commande et de référence Jb qui lui est associé et qui comprend le régulateur 14, la cana-

lisation 49, la canalisation 50, le clapet ou soupape de retenue 16, le diaphragme 15, le poussoir 17, la fourchette 52a, le diaphragme 51, le poussoir 58, la fourchette 52b et la chambre 22. Enfin, le dispositif Bsz, qui contrôle la position des points morts intérieurs, comprend le mécanisme B, asservi à la position des points morts intérieurs, le dispositif de commande et de référence Jb ainsi que la canalisation 47.

L'engin moteur selon l'invention fonctionne de la manière suivante.

Au voisinage des positions de points morts intérieurs des pistons 30 et 31, la pompe 26 injecte dans le cylindre du moteur à combustion interne, par l'injecteur 34, la quantité de combustible déterminée par la pression P. La puissance de compression créée par la combustion de ce combustible oblige les pistons 30 et 31 à s'éloigner l'un de l'autre en direction des positions des points morts extérieurs, par suite de la dilatation qui se produit dans le cylindre 29. Dans l'intervalle, l'air qui est resté dans l'espace mort des cylindres 27 et 28 se dilate sous l'action de la pression régnant dans la chambre 22. Lorsque la pression diminue dans les cylindres 27 et 28 les soupapes 37a et 37b s'ouvrent sous l'action prépondérante de la pression qui règne dans la chambre 22. L'effet d'expansion continue à s'exercer dans l'espace commun constitué par les cylindres 27 et 28 et la chambre 22 jusqu'à ce que la pression soit égale à la pression atmosphérique. Ainsi, pendant la fraction de course restant à parcourir avant d'atteindre la position des points morts extérieurs, les cylindres 27 et 28 assurent l'aspiration par l'intermédiaire du conduit d'aspiration 21, du clapet ou soupape de retenue 16, de la chambre 22 et des soupapes 37a et 37b.

De même, au cours du déplacement des pistons 30 et 31 vers les positions des points morts extérieurs, de l'air se trouve comprimé dans les espaces 38 et 39 qui communiquent entre eux par le conduit d'équilibrage 40.

Pendant que les pistons 30 et 31 se déplacent en direction de leurs points morts extérieurs, les forces d'expansion, qui se produisent dans le cylindre 29 du moteur à combustion interne et, dans les cylindres 27 et 28 produisent du travail. Par contre, l'aspiration, qui remplace l'expansion dans les cylindres 27 et 28, ainsi que la compression qui se produit dans les espaces 38 et 39, absorbent du travail. Etant donné qu'il n'existe aucun dispositif mécanique pour limiter la course des pistons 30 et 31, les positions des points morts extérieurs correspondent à un équilibre qui s'établit automatiquement entre le besoin en énergie et l'énergie fournie pour le satisfaire. Trois des travaux considérés varient sous l'action de forces extérieures. Le travail d'expansion, qui se produit dans le cylindre

du moteur à combustion interne, dépend de la quantité de combustible injecté, et il est possible de l'influencer à volonté de l'extérieur au moyen de la pression P. Les travaux d'expansion et d'aspiration qui ont lieu dans les cylindres de compression sont déterminés par le dispositif Bsz qui assure la régulation ou stabilisation des points morts intérieurs au moyen de la pression d'air agissant sur les diaphragmes 15 et 51. Pour ces travaux d'importance variable, le travail de compression qui s'exerce dans les espaces 38 et 39 est choisi par le dispositif Ksz de façon que la position du point mort extérieur puisse se trouver au point prédéterminé quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Ainsi que le montre le dessin, la lumière 4, la chambre 5 et le conduit 2 constituent, au voisinage de la position du point mort extérieur, un ensemble RCR, c'est-à-dire un ensemble comprenant successivement une résistance, une capacité et une résistance pneumatiques, dont le signal d'entrée correspond à la variation de la seconde résistance sous l'action de la fermeture du conduit 2. La constante de temps de l'ensemble RCR doit être considérablement supérieure à la valeur du temps de fonctionnement par course déterminé par le conduit 3. Ainsi, comme on le sait, le signal d'entrée précité, qui varie avec la fermeture du conduit 2 est converti en pression dans la chambre 5 approximativement en quadrature de phases, c'est-à-dire à la manière d'un intégrateur. Pour permettre de comprendre plus facilement le mode de fonctionnement considéré, on suppose que la résistance pneumatique produite par le conduit 2 varie en fonction de $\cos \omega t$ par suite du mouvement oscillant du robinet 41. La valeur de l'amplitude est déterminée partiellement par la position des pistons 30 et 31 pour laquelle le conduit 3, du robinet 41, au cours du mouvement de de celui-ci, raccorde la chambre 5 au conduit 6. Cette amplitude est aussi déterminée par les points morts extérieurs des pistons 30 et 31. La valeur de la résistance pneumatique correspondant à l'ouverture du conduit 3 ne dépend que de la position relative des conduits 2 et 3, qui reste constante pendant le fonctionnement. Toutefois, la valeur minimale de la résistance pneumatique varie proportionnellement à celle des positions de points morts qui est prépondérante. Si la position des points morts extérieurs est déplacée vers l'extérieur, le robinet 41 tourne d'un angle relativement plus grand dans le sens des aiguilles d'une montre, la section transversale dégagée par le conduit é augmente, et de ce fait, la valeur minimale de la résistance pneumatique diminue. Par contre, le déplacement des points morts des pistons 30 et 31 vers l'intérieur détermine une augmentation de la valeur minimale de cette résistance pneumatique. Toutefois, puisque la valeur maximale de la résistance pneumatique est constante, sa valeur moyenne va-

riera proportionnellement à la valeur minimale ainsi qu'aux positions des points morts extérieurs des pistons 30 et 31, respectivement.

A cette valeur moyenne de la résistance pneumatique correspond, dans la chambre 5, une pression d'air moyenne qui, sous l'influence de la quadrature des phases ainsi que du signal d'entrée de forme $\cos \omega t$ varie en fonction de $\sin \omega t$.

Lorsque les pistons 30 et 31 se déplacent vers l'intérieur, le conduit 3 du robinet 41 se ferme en sens inverse et isole ainsi la chambre 5 du conduit 6. La résistance pneumatique, qui varie en fonction de $\cos \omega t$ atteint donc à nouveau sa valeur maximale, tandis que la pression qui règne dans la chambre 5 et qui varie en fonction de $\sin \omega t$ prend la valeur moyenne proportionnelle à la position des points morts extérieurs des pistons 30 et 31. Après stabilisation de la position des points morts extérieurs, le conduit 24 raccorde la chambre 5 à l'espace extérieur au piston 8 par l'intermédiaire de la canalisation 44. Ainsi, à chaque répétition du cycle de fonctionnement du moteur, la pression s'égale entre la chambre 5 et cet espace extérieur au piston 8. Il s'ensuit que la pression qui s'exerce sur la face extérieure du piston 8 sera équivalente à la pression qui s'exerce maintenant dans la chambre 5 et qui est elle-même équivalente à la valeur moyenne de cette pression. Si l'on tient compte de la relation existant entre la valeur moyenne de la pression et la position des points morts extérieurs, on peut dire que la valeur de la pression agissant sur le piston 8 est proportionnelle aux positions des points morts extérieurs des pistons 30 et 31; lorsque ces positions extérieures sont déplacées vers l'extérieur, la pression qui s'exerce sur le piston 8 diminue, tandis que, si ce déplacement s'effectue vers l'intérieur, cette pression augmente.

Pour régler le signal de référence, qui est proportionnel aux positions prédéterminées pour les points morts des pistons 30 et 31, on utilise le ressort 7 auquel on a appliqué une tension préalable en tournant la vis 45 dans le sens approprié. Le point mort extérieur occupera une position située au point où la pression qui s'exerce sur le piston 8 et qui est proportionnelle à la position des points morts extérieurs compense la force élastique du ressort 7, de sorte que la portion moyenne précitée ou tiroir du piston 8 reste dans sa position moyenne, ce qui isole, dans les deux directions, le conduit 40 du réservoir 36.

Si pour une raison quelconque, les points morts extérieurs des pistons 30 et 31 sont déplacés vers l'extérieur au delà de la position prédéterminée, le mécanisme K, qui doit stabiliser le point mort extérieur, abaisse la pression agissant sur le piston 8 proportionnellement à l'écart constaté par rapport à la position prédéterminée pour le point mort considéré. Le ressort 7 déplace alors le piston 8 à l'en-

contre de la pression qui s'exerce sur ce piston. La soupape ou clapet 9 raccorde maintenant au réservoir 36 le tube 40 qui fait communiquer les espaces 38 et 39. Etant donné que le clapet 9 ne laisse s'écouler d'air du réservoir 36 qu'en direction du conduit 40 au cours de la portion de course pendant laquelle la pression régnant dans le réservoir 36 est supérieure à la pression qui règne dans les espaces 38 et 39, de l'air s'écoule alors à partir du réservoir 36 dans ces espaces 38 et 39. Par conséquent, dans ce cas, la pression s'élève ce qui augmente le travail de compression. Au cours du déplacement des pistons 30 et 31 vers l'extérieur, l'énergie produite est absorbée par le travail de compression des espaces 38 et 39 qui s'effectue dans une portion relativement courte de la course, de sorte que leurs points morts extérieurs seront déplacés plus encore vers l'intérieur. Ce processus se poursuit jusqu'à ce que le mécanisme K assure à nouveau le réglage du point mort dans la position prédéterminée. A la fin du processus de régulation ou de stabilisation selon l'invention, le piston 8 retourne alors à sa position moyenne d'équilibre.

Si l'équilibre de l'engin moteur considéré provoque le déplacement précité vers l'intérieur à partir de la position prédéterminée des points morts des pistons 30 et 31, le mécanisme K augmente la pression qui s'exerce sur le piston 8. Le piston 8 se déplace alors, à l'encontre du ressort 7, et de l'air provenant des espaces 38 et 39 et passant par la soupape 46 pénètre dans le réservoir 36. De la même manière que dans le processus de régulation précédemment décrit, l'écoulement d'air a lieu pendant ces fractions de course pendant lesquelles la pression régnant dans les espaces 38 et 39 est supérieure à celle qui règne dans le réservoir 36. Par conséquent, dans les espaces 38 et 39 la pression s'abaisse par suite de l'écoulement vers l'extérieur, ce qui diminue l'importance du travail de compression. Il s'ensuit que les points morts extérieurs des pistons 30 et 31 sont déplacés vers l'extérieur jusqu'à ce qu'ils atteignent les positions prédéterminées correspondantes. Dans l'intervalle, le piston 8 revient occuper sa position médiane qui correspond à la position d'équilibre.

Lorsque les pistons 30 et 31 parviennent au voisinage immédiat des positions de leurs points morts extérieurs, ils découvrent la lumière de balayage 32 ménagée dans la paroi du cylindre 29, et la lumière d'échappement 33, de sorte que le cylindre 29 est balayé conformément au cycle de fonctionnement des moteurs « deux temps ». Les produits de combustion s'écoulent par la lumière 33 en direction de la turbine (non représentée), tandis que de l'air provenant du réservoir 36 et passant par la lumière 32 pénètre dans le cylindre 29, cet air frais ayant été refoulé par les cylindres 27 et 28 au cours du cycle précédent.

L'énergie requise pour assurer le mouvement effectué par les pistons 30 et 31 vers l'intérieur est fourni par le travail d'expansion de l'air contenu dans les espaces 38 et 39. La compression commence à l'intérieur des cylindres 27 et 28 et de la chambre 22 fermée par le clapet 16. Les soupapes 37a et 37b restent ouvertes sous l'action des pressions prédominantes qui s'exercent sur les diaphragmes de ces soupapes. Lorsque la pression prépondérante qui règne dans la chambre commune 22 s'élève à une valeur telle qu'en agissant sur les poussoirs 17 et 58 cette pression est supérieure à celle qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51, ces poussoirs et ces diaphragmes s'élèvent simultanément, ce qui permet alors aux soupapes 37a et 37b de se fermer. A partir de ce moment, la compression ne s'exerce plus que dans les cylindres 27 et 28 et seulement jusqu'à ce que la pression devienne égale à la pression qui règne à l'intérieur du réservoir 36. Les soupapes 35a, 35b, 35c et 35d s'ouvrent alors et, pendant le reste de la course, l'air, passant par ces soupapes, pénètre dans le réservoir 36.

Simultanément, l'air frais est comprimé dans le cylindre 29, le piston 30 et 31 ayant préalablement fermé les lumières 32 et 33.

Par conséquent, selon l'invention, deux processus absorbant du travail se développent pendant le déplacement des pistons 30 et 31 vers l'intérieur : la compression qui s'exerce dans le cylindre 29 et celle qui s'exerce dans les cylindres 27 et 28. Le travail de compression effectué dans le cylindre 29 dépend de facteurs extérieurs qui s'exercent par l'intermédiaire de la pression qui règne dans le réservoir 36. On peut toutefois régler le travail de compression produit dans les cylindres 27 et 28 en faisant varier la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51. Au cours du cycle de compression, les soupapes 37a et 37b se ferment pour des positions plus proches des points morts extérieurs du fait que la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51 est plus faible, de sorte que les cylindres 27 et 28 refoulent une quantité d'air plus importante dans le réservoir 36. Par conséquent, ces cylindres effectuent un travail de compression plus important. Par contre, si la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51 augmente, les soupapes 37a et 37b se ferment après une fraction plus longue de la course, ce qui réduit le travail de compression que doivent effectuer les cylindres 27 et 28.

La régulation ou stabilisation des points morts intérieurs est assuré comme précédemment décrit pour la stabilisation des points morts extérieurs.

Le signal de sortie du mécanisme B stabilisant les points morts intérieurs est constitué par la pression arrivant dans le régulateur 14 par la canalisation 47, l'importance de ce signal diminuant lorsque les pistons 30 et 31 se déplacent vers l'inté-

rieur, tandis qu'elle augmente lorsque ceux-ci se déplacent vers l'extérieur. On compare cette pression au signal de référence dont la valeur de réglage dépend des caractéristiques du régulateur commercial qui constitue pratiquement le régulateur 14. Si les points morts intérieurs occupent des positions intérieures encore plus éloignées des positions prédéterminées, proportionnellement à la valeur de réglage du signal de référence, la pression fournie par le mécanisme B est inférieure à la pression servant de signal de référence. Le régulateur 14 abaisse alors la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51 jusqu'à ce que le travail de compression effectué par les cylindres 27 et 28 augmente de la quantité nécessaire et suffisante pour que le travail d'expansion produit dans les espaces 38 et 39 soit entièrement absorbé au moment précis où les positions atteignent la position intérieure prédéterminée pour les points morts.

Par contre, si le point mort intérieur considéré occupe une position encore plus extérieure par rapport à la position déterminée correspondante, la pression fournie par le mécanisme B sera supérieure à la pression utilisée comme signal de référence. Sous l'action de cette pression, le régulateur 14 s'élève la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51 jusqu'à ce que le travail de compression produit dans les cylindres 27 et 28 diminue suffisamment pour que le point mort intérieur considéré se trouve à nouveau dans la position prédéterminée précitée.

Si, dans un état d'équilibre, les points morts intérieurs des pistons 30 et 31 occupent toujours les points prédéterminés par le signal de référence, c'est que le rapport de compression du cylindre 29 est constant. Par conséquent, dans ce cas, les pressions et température finales de cette compression varient proportionnellement à la pression régnant dans le réservoir 36, condition qui est favorable tant pour la durée d'utilisation de l'engin moteur considéré que du point de vue de son rendement global.

Si, par exemple, en vue de réaliser des conditions de régularité particulières, la pression terminale de la compression dans le cylindre 29 qui doit avoir une valeur donnée, on peut encore obtenir ce résultat en perdant une partie des avantages dus à la stabilisation précitée. Par exemple, le signal de référence définissant la position prédéterminée pour les points morts n'est pas réglé une fois pour toute par le régulateur 14, son réglage instantané étant continuellement assuré de l'extérieur suivant la régularisation qu'on veut réaliser (avec interférence extérieure). Par exemple, si le signal de référence du régulateur 14 est contrôlé par la pression régnant dans le réservoir 36, on peut choisir à volonté le rapport de proportionnalité qui doit exister entre la pression dans le réservoir 36 et la pression terminale de compression

régnant dans le cylindre 29 (en tenant compte à la fois des valeurs positives et des valeurs négatives).

La pression qui règne dans la chambre 13 et qui correspond à la position instantanée du point mort intérieur considéré, dépend de la quantité de combustible injecté au moyen de la canalisation 48 par l'intermédiaire du limiteur de charge T. Ce limiteur T joue un double rôle. Quand, en cours de fonctionnement, les cylindres 27 et 28 ne peuvent pas absorber toute l'énergie de la charge réglée extérieurement au moyen de la pression P, l'équilibre fonctionnel est assuré par la réduction de la charge. Toutefois, au démarrage et pendant l'échauffement de l'engin moteur, on peut encore augmenter le taux de compression.

On choisit le degré de pré-tension appliquée au ressort 18 de façon que la pression, proportionnelle aux positions des points morts intérieurs des pistons 30 et 31, qui s'exerce sur le diaphragme 17 assure le contact de la tige 20 jusqu'à ce que les points morts occupent leurs positions correctes prédéterminées. Si les points morts intérieurs des pistons 30 et 31 sont déplacés vers l'intérieur, la pression qui s'exerce sur le diaphragme 19 diminue. Le ressort 18, qui déplace la tige 20 à l'encontre de cette pression, réduit alors la quantité de combustible injecté. Etant donné que l'ensemble considéré fonctionne proportionnellement à la réduction de la charge, les points morts intérieurs des pistons 30 et 31 seront déplacés vers l'intérieur proportionnellement à cette réduction, le taux de compression du cylindre 29 se trouvant ainsi augmenté.

On peut utiliser cette caractéristique du limiteur T pour augmenter le taux de compression pendant l'échauffement de l'engin moteur considéré. Pendant les périodes de démarrage et d'échauffement, on règle à 100 % l'alimentation en combustible au moyen de la pression P. Puisque, pendant le démarrage, l'engin moteur est en communication avec l'atmosphère ou bien la quantité de gaz fournie par les cylindres 27 et 28 est limitée par le réglage, assuré de l'extérieur, de la pression qui s'exerce sur les diaphragmes 15 et 51, le travail effectué par les cylindres 27 et 28 n'absorbe pas le pourcentage du travail produit par le cylindre 29 et restauré par les espaces 38 ou 39 tant que les positions prédéterminées pour les points morts intérieurs n'ont pas été atteintes. Par conséquent, les points morts intérieurs des pistons 30 et 31 sont déplacés vers l'intérieur jusqu'à ce que le limiteur T récupère l'excès du combustible injecté. Pendant le déplacement des points morts intérieurs vers l'intérieur, le taux de compression du cylindre 29 augmente proportionnellement à ce déplacement.

On choisit pour le taux de compression dans les espaces 38 et 39 une valeur considérablement supérieure à 2, 18 fois la valeur usuelle adoptée. Il s'ensuit que les pistons 30 et 31 décèlent rapide-

ment avant d'atteindre leur position de point mort extérieur. Dans l'intervalle, les cylindres 27 et 28 continuent à se charger grâce à l'énergie cinétique communiquée à l'air dans l'étroit conduit d'aspiration.

Dans l'exemple de réalisation précédemment décrit, on a considéré que les points morts extérieurs devaient avoir des positions prédéterminées constantes. Toutefois, on pourrait aussi, en agissant de l'extérieur, modifier ces positions prédéterminées suivant un programme donné. A cet effet, on peut, par exemple, utiliser la vis 45 ou un autre dispositif équivalent quelconque pour assurer continuellement un réglage instantané de la tension du ressort 7 associé au signal de référence.

Un contrôle de ce genre peut être nécessaire, par exemple, dans le cas où, par suite de la surcharge imposée à l'engin moteur considéré, on doit non seulement augmenter la quantité de combustible injecté, mais simultanément déplacer les points morts extérieurs vers l'extérieur. Cette manœuvre s'accompagne d'une augmentation du volume balayé en même temps que la consommation utile des cylindres 27 et 28 est portée à sa valeur maximale, de manière à rétablir les conditions d'équilibre.

Cette variation qu'on fait subir aux positions prédéterminées des points morts extérieurs suivant le programme précité peut être également nécessaire si l'on veut alimenter à l'aide d'un gaz plus homogène la turbine qui, dans le cas où l'installation comporte deux engins moteurs fonctionnant en parallèle, est accouplée à ces engins moteurs, l'échappement de ces engins pouvant être déplacé l'un par rapport à l'autre suivant un décalage de phase approprié. Dans le cas d'un mode de réalisation semblable à l'exemple précité, le changeur de phases utilisé peut être influencé par la variation (déplacement) du signal de référence correspondant aux positions prédéterminées pour les points morts extérieurs. Le déplacement de ces points morts vers l'extérieur augmente la durée du cycle, tandis que leur déplacement vers l'intérieur diminue cette durée.

La figure 2 illustre le mode de réalisation dans lequel la stabilisation est réalisée selon la première manière précitée.

Pièce d'interconnexion.

Un robinet 59 est fixé rigidement aux pistons 30 et 31 de façon que ceux-ci se déplacent vers leurs points morts qu'il s'agit de stabiliser. ce robinet 59 se fermant dans le sens des aiguilles d'une montre (indiqué par la flèche).

Le conduit 60 est raccordé, d'une part, à un espace dans lequel de l'air se trouve soumis à une pression d'alimentation constante Pt. et, d'autre part, à une chambre 63 par l'intermédiaire d'un conduit 61 et d'un conduit 62. Le conduit 61 est placé

de façon qu'on puisse interconnecter les conduits 60 et 62 au voisinage de la position des points morts opposés au point mort qui est associé aux pistons 30 et 31 et qu'on veut stabiliser. Un conduit 64 raccorde le conduit 62 et la chambre 63 avec un espace d'air libre. On choisit l'emplacement du conduit 64 de façon que le raccordement avec cet espace libre s'établisse lorsque les pistons 30 et 31 dépassent les positions prédéterminées pour les points morts.

Toutefois, si les pistons 30 et 31 n'atteignent pas ces positions prédéterminées, le conduit 64 ne tourne pas suffisamment pour se raccorder à l'extrémité adjacente d'un conduit 65, ce qui fait que la chambre 63 et le conduit 62 ne sont pas en communication avec l'espace libre précité. L'extrémité 66 du conduit 62 est raccordé à un alésage 70 par un conduit 67 et par des alésages 68 et 69. Le conduit 67 est conçu de façon que, pour chaque portion de la course des pistons, il assure l'interconnexion que n'assure pas le conduit 61. Ce mode de réalisation comporte en outre une bague 71 pouvant tourner à frottement doux à la fois sur le robinet 59 et dans le boîtier environnant. Au cours de ce mouvement, une nervure 72, formée par le boisseau du robinet 59 et dont la course est limitée par des butées formées respectivement par des parois 74 et 75 qui font partie d'un conduit 73, entraîne avec elle la bague 71. A ce mouvement s'oppose l'action antagoniste de freinage exercée par un patin 77 appliqué contre la bague 71 par un ressort 76. Dans la bague 71, on a ménagé un alésage 78 dont on choisit l'emplacement de façon à assurer une interconnexion avec l'alésage lorsque la nervure 72 porte contre la paroi 75 du conduit 73. L'alésage 78 est constamment en communication avec le conduit 80 par l'intermédiaire d'un conduit 79.

Ce mode de réalisation fonctionne de la manière suivante.

A chaque cycle, la chambre 63 se remplit d'air d'alimentation, à la pression P_t , par l'intermédiaire du conduit 61 et du conduit 62. Lorsque la position à stabiliser a été atteinte, deux conditions peuvent se présenter pour la pression qui règne dans la chambre 63. Si les pistons 30 et 31 dépassent les positions prédéterminées, le conduit 64 tourne dans le sens indiqué par la flèche jusqu'à venir se raccorder à l'extrémité du conduit 65. La chambre 63 se trouve ainsi raccordée à l'espace libre précité et, par conséquent, sa pression devient égale à la pression atmosphérique.

Si les pistons 30 et 31 n'atteignent pas les positions prédéterminées, le conduit 64 ne se raccorde pas à l'extrémité adjacente du conduit 65 et, par conséquent, la pression régnant dans la chambre 63 reste égale à P_t .

Il s'agit maintenant de transmettre les signaux

de pression qui prennent naissance dans la chambre 63 en direction d'un conduit 80 et des autres pièces interconnectées à celui-ci. Ces autres pièces effectuent ce transfert des signaux dès que les points à stabiliser ont été dépassés, et cela dans une portion prédéterminée de la course. On obtient ce résultat de la manière suivante : le conduit 67 raccorde la chambre 63 aux alésages 68 et 69 puis à un alésage ou conduit 79, ce réglage pouvant être effectué pour une gamme très étendue de positions correspondant au point mort à stabiliser, et cela aussi bien pendant la course d'aller que pendant la course de retour.

Au voisinage du point mort à stabiliser, la nervure 72, prenant appui contre la paroi 74, entraîne avec elle la bague 71 dans la direction indiquée par la flèche. Dans ce cas, l'alésage 70 ne communique pas avec l'alésage 78. Quand la position prédéterminée pour ce point mort a été atteinte, le robinet 59 tourne en sens inverse, tandis que le patin 77, sous l'action de sa pression de freinage, reste en place jusqu'à ce que la nervure 72 rencontre la paroi 75. Le robinet 59 effectue ainsi, dans le sens opposé à celui de la flèche, un déplacement angulaire par rapport à la bague 71, l'alésage 70 se trouvant alors raccordé à l'alésage 78 ainsi qu'au conduit 80 par l'alésage ou conduit 79.

Pendant la course de retour la chambre 63 reste raccordée au conduit 80 jusqu'à ce que le conduit 67, se déplaçant dans le sens opposé à celui indiqué par la flèche, ne se raccorde plus à l'extrémité adjacente du conduit 86. A chaque accouplement de la chambre 63 avec le conduit 80 (si le volume raccordé au conduit 80 est négligeable par rapport à la capacité de la chambre 63), le conduit 80 et les pièces qui lui sont réunies prennent la pression de la chambre 63 et se maintiennent à cette pression jusqu'à l'accouplement suivant.

En conséquence, si les pistons 30 et 31 dépassent les positions prédéterminées pour les points morts considérés, une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique règne dans le conduit 80 et dans tout l'espace clos raccordé à celui-ci. Par contre, si les pistons 30 et 31 n'atteignent pas au moins approximativement ces positions prédéterminées, la pression P_t monte dans le conduit 80 ainsi que dans l'espace clos précité.

La figure 3 illustre, par des coupes schématiques, la seconde manière précitée de stabiliser les points morts.

Elément formant le signal.

D'une manière qui n'est pas représentée, un robinet 81 est solidaire des pistons 30 et 31 de façon que, si ces pistons se déplacent vers leurs points morts qu'il s'agit de stabiliser, le robinet 81 se ferme en tournant dans le sens indiqué par la flèche. Un conduit 83 est raccordé, d'une part à l'espace d'alimentation en air sous une pression P_t supé-

rieure à la pression atmosphérique, et, d'autre part, à un alésage 86, par des alésages 84 et 85.

Le robinet 81 est entouré par une bague 92 comportant un conduit 87 ainsi que des alésages 88 à 91, la bague 92 pouvant glisser autour du robinet 81. Au cours du mouvement de va-et-vient qui l'amène successivement en butée contre des faces 94 et 95, la bague 92 est entraînée par une nervure 93. Comme précédemment décrit, un patin de freinage 97, poussé contre la bague 92 par un ressort 96, s'oppose à ce déplacement. La bague 92 comporte aussi un conduit 98 qui raccorde de façon permanente l'alésage 90 et le conduit 99, qui est raccordé à une chambre 100. La chambre 100 est raccordée de façon permanente à un alésage 105 par un conduit 101 et un conduit 102 ainsi que par des alésages 103 et 104. En cours de fonctionnement, l'alésage 105 se trouve raccordé cycliquement avec l'alésage 91, ce dernier étant toutefois raccordé de façon permanente à un conduit 107 par un conduit 106.

La chambre comporte une embouchure 108 fermée par un couvercle 110 poussé à cet effet par un ressort 109 commandé par une came 112 exerçant son action sur une plaque intermédiaire 111, la came 112 tourne en même temps que le robinet 81. Pour des points éloignés du point mort à stabiliser, la came 112 présente une forme circulaire, tandis qu'au voisinage de cette position elle est hélicoïdale. Ainsi, quand la came 112 tourne dans le sens indiqué par la flèche en direction de cette position, la compression du ressort 109 diminue de plus en plus.

Ce mécanisme fonctionne de la manière indiquée ci-après.

A chaque portion de course, sauf au voisinage immédiat du point mort considéré, le conduit 82 raccorde le conduit 83 aux alésages 84, 85 et 86. Quand la position opposée à la position prédéterminée a été atteinte, le robinet 81 effectue un mouvement de rotation dans le sens indiqué par la flèche. Pendant ce temps, la bague 92, freinée par le patin 97, reste en place jusqu'à ce que la nervure 93 vienne en butée contre la face 94. Simultanément, l'alésage 86 vient se raccorder à l'alésage 88, de sorte que l'espace fournissant de l'air à la pression Pt se trouve raccordé à la chambre 100. Etant donné que l'autre extrémité de l'alésage 105 est alors fermée et que la portion circulaire de la came 112 comprime suffisamment le ressort 109 pour que le couvercle soit appliqué sur l'ouverture de l'embouchure 108 à l'encontre de la pression Pt, la chambre 100 se remplit d'air d'alimentation à la pression Pt. Au cours du déplacement en direction du point mort à déterminer, le conduit 82 tourne par rapport au conduit 83 dans le sens indiqué par la flèche, de façon à isoler la chambre 100. Comme c'est la portion hélicoïdale de

la came 112 qui porte maintenant sur la plaque 111, la compression du ressort 109 et, de ce fait, la force qui s'exerce sur le couvercle 110 diminuent proportionnellement à l'angle de rotation effectué dans le sens de la flèche. La pression de l'air contenu dans la chambre 100 soulève alors le couvercle 110, et la pression qui règne dans la chambre 100 diminue proportionnellement à la force instantanée du ressort 109 et à la section de l'ouverture 108. Par conséquent, au voisinage de la position du point mort à déterminer, la pression qui règne dans la chambre 100 a diminué proportionnellement à l'angle de rotation de la came 112 dans le sens indiqué par la flèche. Cette pression atteint sa valeur minimale au moment où les pistons 30 et 31 atteignent les positions à déterminer. Quand ces positions ont été atteintes, la came 112 tourne en sens inverse. Pendant ce dernier mouvement, la tension du ressort 109 augmente, de sorte que le couvercle referme l'ouverture 108, la pression dans la chambre 100 étant en outre maintenue à la valeur correspondant à la position précitée. La valeur de la pression qui règne dans la chambre 100 dépend donc de l'amplitude du déplacement angulaire effectué par la came 112 dans le sens de la flèche, c'est-à-dire lorsque les pistons 30 et 31 occupent leurs positions de point mort. Si les pistons se sont déplacés plus loin vers l'extérieur, la came 112 effectue, dans le sens indiqué par la flèche, un déplacement angulaire plus grand, et la pression finale dans la chambre 100 diminue proportionnellement au déplacement du point mort. Par contre, si ces positions des pistons 30 et 31 sont déplacées vers l'intérieur, cette pression finale augmente proportionnellement à ce déplacement.

Quand la position à déterminer a été atteinte, le robinet 81 tourne dans le sens opposé à la direction indiquée par la flèche. Toutefois, la bague 92, est retenue en place par le patin 97 jusqu'à ce que la nervure 93 vienne en butée contre la face 95. En même temps, l'alésage 105 tourne de façon à se raccorder à l'alésage 91. Ainsi, un équilibre s'établit entre le conduit 107 et les espaces clos raccordés à celui-ci, par l'intermédiaire des conduits 101 et 102, les alésages 103 à 105 et 91 et le conduit 106. Si la capacité globale du conduit 107 et des espaces clos qui lui sont raccordés est négligeable par rapport à la capacité de la chambre 100, c'est la pression qui règne dans la chambre 100 qui sera prépondérante dans tout l'espace clos considéré lorsque l'équilibre sera établi. Cette pression se maintient dans tout l'espace clos constitué par la chambre 100, le conduit 107 et les espaces qui lui sont raccordés, et cela jusqu'à ce que le point mort opposé à la position de point mort à vérifier a été atteinte. A ce moment, par suite de la rotation du robinet 81 par rapport à la bague 92, l'alésage 105 n'est pas raccordé à l'alésage 91. En outre, le signal

de pression obtenu reste emmagasiné dans le conduit 107 et dans les espaces qui lui sont raccordés, prêt à être utilisé pour répéter la manœuvre d'égalisation.

On peut aussi régulariser d'une autre manière, décrite ci-après, la quantité de gaz refoulé par les cylindres 27 et 28.

Régularisation de la quantité de gaz refoulé par les cylindres de compression 27 et 28.

On se propose de régulariser la quantité de gaz aspiré dans les cylindres 27 et 28 de façon qu'au moment de l'aspiration l'écoulement du gaz pénétrant dans le cylindre s'arrête à une valeur qu'on puisse régler de l'extérieur au moyen d'un dispositif approprié. La figure 4 représente le diagramme pV (pression-volume) correspondant au processus de compression régularisé selon l'invention. Comme représenté, pendant le cycle d'aspiration, la détente inverse a lieu à la manière usuelle suivant la courbe adiabatique ab . L'aspiration a lieu ensuite entre les points b et c , la position de ce dernier étant variable. Au point c , les cylindres 27 et 28 cessent d'être raccordés à l'espace d'aspiration. Le gaz se trouvant dans les cylindres 27 et 28 se détend suivant la courbe adiabatique cd . Après le point d , la compression a lieu suivant la courbe adiabatique dce . Une phase de travail se termine par l'évacuation du gaz suivant la courbe ea .

Afin de faciliter la comparaison, le tracé $abfg$ a correspond à un compresseur qui ne bénéficie pas du processus de régulation selon l'invention. Si l'on compare la portion $abce$ du diagramme au diagramme correspondant à ce dernier compresseur, on voit qu'ils ont tous deux le même caractère. Le diagramme du compresseur régularisé est semblable à celui du compresseur non régularisé dont le volume est limité au point c .

Cet exposé montre que le déplacement du point c vers le point b a le même effet que la réduction de la capacité du cylindre d'un compresseur non régularisé, tandis que le déplacement vers le point f a le même effet que l'augmentation de la capacité du cylindre d'un compresseur non régularisé. En outre, il ressort de ces diagrammes que les sections du diagramme du compresseur régularisé comprises entre les points c et d ne correspondent pas à un domaine de travail quelconque et que, par conséquent, cette régulation n'entraîne aucune perte.

Selon un mode de mise en œuvre de ce processus de régularisation, on place, en avant des soupapes d'aspiration des cylindres 27 et 28, des soupapes de pression dont la fermeture, réalisée en un point choisi de la course (le point c), est commandée de l'extérieur au moyen d'un dispositif approprié. Un mode de réalisation correspondant est illustré par les figures 5 à 7. L'ensemble représenté sur les figures 5 et 6 est constitué par une soupape d'aspiration assemblée à une soupape de pression qu'on

peut commander de l'extérieur.

Dans l'espace h (fig. 5) contenant le cylindre de compression considéré s'engage une soupape d'aspiration de type « uniflow » usuelle. Cette soupape comprend des sièges 113 et des plaques obturatrices 114. Des prolongements respectifs des sièges 113 et des plaques 114 pénètrent dans l'espace d'aspiration i . Ce sont ces prolongements qui constituent la soupape de pression précitée montée en avant de la soupape d'aspiration. Cette soupape de pression est conçue de façon que les plaques 114, du fait de leur élasticité, tendent à ouvrir la soupape. Un mécanisme assurant la fermeture des plaques 114 comprend un piston 115, un levier 116, des tiges 117 et 118 et des baguettes 119. La position de la structure rigide constituée par l'ensemble des pièces 116 à 119 est déterminée par une broche 120 montée dans le piston 115, ainsi que par les alésages 122 et 123 (fig. 6) ménagés dans un profilé 121, de façon que les baguettes 119 pénètrent dans les prolongements précités des plaques 114, comme représenté sur la figure 5. Ainsi, la force élastique des plaques 114 maintient tout l'ensemble du mécanisme dans la position représentée sur la figure 5. Etant donné que, dans ce cas, cette soupape de pression est ouverte, l'aspiration dans l'espace h à partir de l'espace i peut se faire régulièrement. Si par les alésages 124 et 125, on envoie du liquide sous pression derrière le piston 115, celui-ci déplace tout l'ensemble du mécanisme ainsi que les plaques 114 jusqu'à ce que les extrémités des tiges 117 et 118 parviennent aux extrémités respectives des alésages 122 et 123. Les plaques 114 se trouvent alors dans la position qui précède immédiatement leur position de fermeture. Ainsi, la section de passage du conduit d'aspiration se trouve ramenée à sa section de passage originale. A ce moment, la course d'expansion commence dans le cylindre. Par conséquent, il se produit, dans l'espace h par rapport à l'espace i , une dépression relative qui assure la fermeture complète des plaques 114. De cette manière, l'espace h cesse d'être raccordé à l'espace i soumis à la même pression. Le point correspondant du diagramme (fig. 4) est alors le point c . En arrière du point c , l'expansion se produit à la fois dans l'espace h et, entre les plaques 114, dans l'espace j , et cela jusqu'au point d . Au point d , la portion engagée dans l'espace h se ferme. Au cours du cycle de compression suivant, l'espace j , qui se trouve en dépression, se charge jusqu'à une pression égale à la pression atmosphérique par l'intermédiaire d'alésages de compensation 126 (fig. 5 et 6). Les plaques 114 s'appuient à nouveau contre les baguettes 119, puis, après que la pression exercée par le liquide sur le piston 115 cesse d'agir, les plaques 114 déplacent le mécanisme servant à fermer la soupape et reprennent ensuite leur position originale.

Le mécanisme précité est illustré schématiquement par la figure 7.

Un des pièces essentielles de ce mécanisme est un piston 128 qui se déplace dans un cylindre 127, dont la portion médiane présente deux arêtes hélicoïdales de réglage. Le piston 128 est commandé par une came 129 réunie rigidement, aux pistons 30 et 31. Quand ces pistons se déplacent en direction de leurs points morts extérieurs, la came 129 tourne dans la direction indiquée par la flèche. Si ces pistons se déplacent dans le sens opposé, le sens de rotation de la came s'effectue aussi dans le sens opposé. La portion supérieure du cylindre 127 est réalisée de façon qu'elle se comporte comme une pompe à déplacement positif qui reçoit du liquide sous une pression élevée P_f , par un conduit d'aspiration 130 et une soupape d'aspiration 131, et refoule ce liquide dans un réservoir en faisant passer ce liquide par une soupape de pression 132 et des conduits 133 et 134. Ce réservoir comprend un cylindre 135, un piston 136 et un ressort 137, un conduit 138 raccordant le cylindre 135 au conduit 134. L'ouverture de l'extrémité opposée du conduit 138 est assurée par une arête de réglage 139. Le conduit 139 peut ainsi être raccordé, par un conduit 140, à un conduit 141 raccordé de façon permanente au conduit 140. Le conduit 141 est raccordé à un conduit 142 raccordé lui-même à l'alésage 124 (fig. 5). Le conduit 142 est aussi raccordé à un conduit 143 dont l'extrémité opposée débouche en face d'une arête de réglage 144. On peut ainsi raccorder le conduit 143 à l'espace d'air libre par un conduit 145 et un orifice calibré 146 raccordé de façon permanente à celui-ci. On choisit la position de l'extrémité du conduit 143 adjacent à l'arête 144 de façon que, lorsqu'il est ouvert par cette arête, l'extrémité précitée du conduit 138 a déjà été fermée.

Une autre pièce de ce mécanisme est un diaphragme 148 logé dans un boîtier 147. La pression d'air qui s'exerce sur ce diaphragme est équilibrée par la force élastique d'un ressort 149. Une extrémité d'une crémaillère 150, dont l'emplacement dépend de l'équilibre des forces, est réunie au diaphragme 148 et au ressort 149, tandis que son autre extrémité engrène avec une portion dentée du piston 128. Ainsi, quand la pression qui règne à l'intérieur du boîtier 147 diminue, le piston 128 tourne dans la direction indiquée par la flèche.

Ce mécanisme fonctionne de la manière indiquée ci-après.

Pendant que la came 129 tourne dans le sens indiqué par la flèche, le piston 128 descend de façon que l'espace situé au-dessus de lui augmente de capacité et se remplit de liquide à la pression P_f par l'intermédiaire d'un conduit approprié 130 et d'une soupape d'aspiration 131. Simultanément, après qu'elle a déjà effectué un certain déplacement, l'arête 144 vient fermer l'extrémité adja-

cente du conduit 143, ce qui fait que le conduit 142 n'est plus raccordé à l'air extérieur. Pendant que le piston 128 continue à se déplacer, l'arête 139 découvre l'extrémité adjacente du conduit 138. Le liquide, qui, au cours du cycle précédent, s'est trouvé comprimé au-dessus du piston 136, s'écoule alors par les conduits 134, 138, 140 à 142, sous l'action du ressort 137 et, ainsi qu'on l'a exposé précédemment, assure la fermeture des plaques 114 (fig. 5 et 6). Toutefois, de ce fait, l'aspiration a cessé de s'exercer dans le cylindre 27 et 28. Il est possible, à un moment approprié quelconque de la course, d'amener l'arête 139 en position d'ouverture et d'arrêter l'aspiration dans les cylindres 27 et 28 (fig. 4, point c), en tournant le piston 128. Si la pression qui s'exerce sur le diaphragme 148 diminue, le piston 128 tourne dans le sens indiqué par la flèche ce qui retarde l'ouverture du conduit réglé par l'arête 139. Simultanément, l'arrêt de l'aspiration dans les cylindres 27 et 28 se trouve retardé (le point c est déplacé en direction du point f), ce qui augmente à la fois la quantité de gaz aspiré par les cylindres 27 et 28 et le travail de compression. Il va de soi que, si la pression précitée diminue, on obtient un effet opposé.

Pendant que la came 129 tourne dans le sens indiqué par la flèche, la soupape 131 se ferme, le piston 128 refoule du liquide par la soupape 132 et le conduit 133 jusque dans l'espace formé par le cylindre 135, les conduits 134, 138, 140 à 143 ainsi que par les alésages 124 et 125 ainsi que par l'espace situé devant le piston 115 (fig. 5). Etant donné qu'on ne peut obtenir d'expansion que dans l'espace délimité par le cylindre 135, toute la quantité de liquide refoulé s'écoule dans ce cylindre où elle reste comprimée par le ressort 137, ce qui permettra d'alimenter le cycle de fonctionnement suivant. Cela se produit aussi bien dans le cas où, pour une certaine position de la course du piston 128, l'arête 139 ferme l'extrémité adjacente du conduit 138 et isole ainsi les espaces situés en avant du piston 115 et des espaces qui lui sont raccordés de l'espace délimité par le cylindre 135. Pendant que le piston 128 continue à se déplacer, l'arête 144 découvre l'extrémité adjacente du conduit 143. De cette manière les espaces situés avant le piston 115 et les espaces qui lui sont raccordés se trouvent en communication avec l'air libre par le conduit 145 et l'orifice 146. Les plaques 114 reviennent donc dans leur position originale en même temps que le piston 115 revient en arrière, le mécanisme étant prêt à effectuer son cycle suivant.

Le mécanisme précédemment décrit en référence aux figures 5 à 7 peut remplacer le dispositif Jk (fig. 1) quand celui-ci est accouplé au régulateur 14. Dans ce cas, la canalisation 49 (fig. 1) est raccordée au boîtier 147 (fig. 7).

RÉSUMÉ

L'invention a pour objet :

1° Un engin moteur du type « moteur à pistons libres », comprenant un dispositif de régulation Ksz. Bsz asservi à au moins un point mort des pistons libres et influençant — en vue d'amener ce point mort à la position correcte prédéterminée — au moins un des facteurs déterminant la quantité — assurant l'équilibre fonctionnel — du combustible introduit dans le moteur à combustion interne, et cela en fonction de l'éloignement dudit point mort, de la quantité de gaz refoulé par les cylindres de compression et de la quantité de gaz se trouvant dans l'espace d'équilibrage;

2° Divers modes de réalisation de cet engin moteur, présentant ensemble ou séparément les caractéristiques suivantes :

a. Un dispositif régulateur, asservi aux deux points morts, influence au moins deux des facteurs qui déterminent l'équilibre fonctionnel;

b. Un organe à deux directions, actionné en fonction de la position prédéterminée précitée, emmagasine des signaux de sortie pendant le cycle de fonctionnement;

c. Un élément approprié forme des signaux proportionnels à la position du piston, et une mémoire emmagasine la valeur extrême relative à la

position de point mort correspondant au signal de sortie de l'élément précité;

d. Un dispositif approprié forme des signaux de durée prédéterminée au voisinage des positions prédéterminées précitées, ce dispositif fonctionnant d'après un paramètre proportionnel à la position du point mort, et un dispositif sélecteur, influençant le signal de sortie du dispositif précité, produit des signaux proportionnels à la position des points morts;

e. Un dispositif permet, pendant la phase d'aspiration des cylindres de compression, d'arrêter l'écoulement du gaz dans ces cylindres en un point de la course des pistons qu'on peut régler à partir de l'extérieur;

f. Le dispositif d'arrêt précité comprend au moins une soupape de pression à fermeture commandée, disposée avant les soupapes d'aspiration des cylindres de compression, ainsi qu'un dispositif déterminant la fermeture des soupapes de pression précitées.

Société dite :

NIKEX NEHÉZIPARI KÜLKERESKEDELM
VÁLLALAT

Par procuration :

Ch. ASSI & L. GENÈS

N° 1.449.708

Société dite :

6 planches. - PKI

Nikex Nehézipari Kúkereskedelmi Vállalat

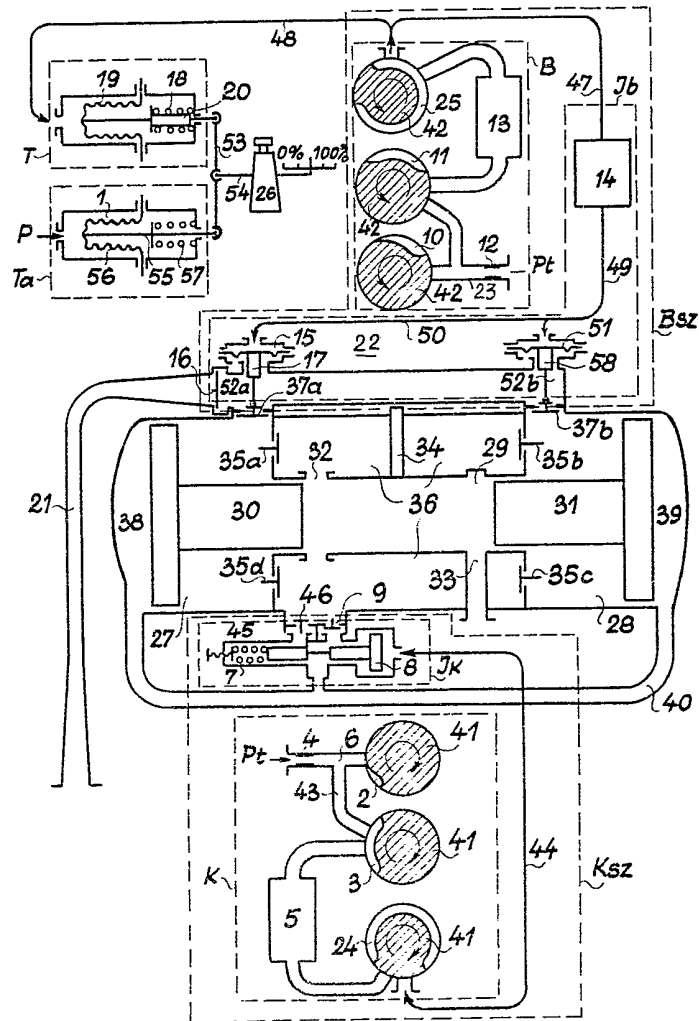


Fig. 1

Nº 1.449.708

Société dite :

6 planches. - Pl. II

Nikex Nehézipari Külkereskedelmi Vállalat

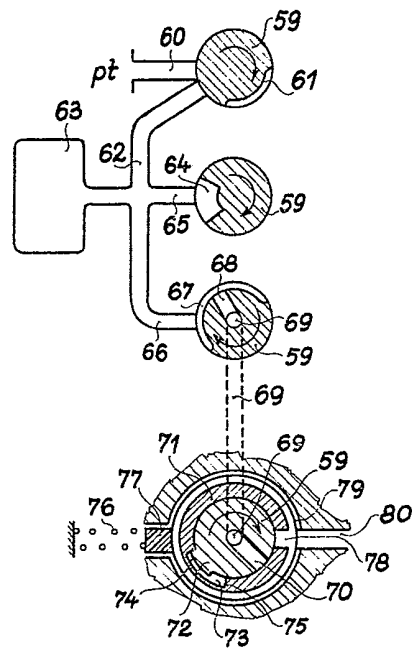


Fig. 2

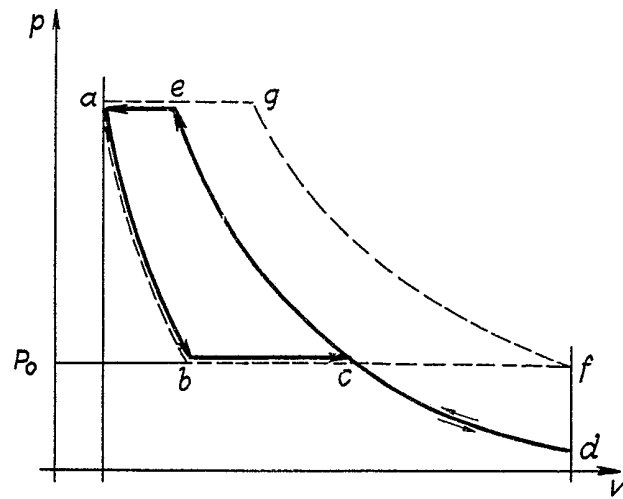


Fig. 4

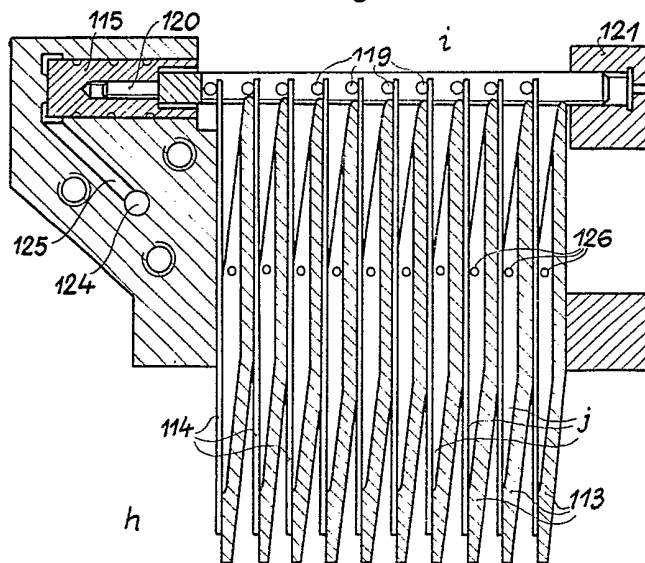


Fig. 5

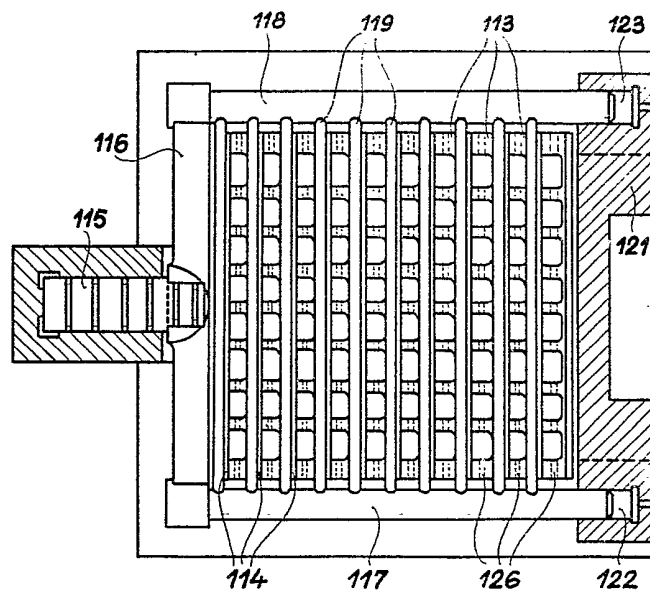


Fig. 6

