



NUMERO DE PUBLICATION : 1004001A3

NUMERO DE DEPOT : 9000369

Classif. Internat.: F02F F16J

Date de délivrance : 08 Septembre 1992

MINISTERE DES AFFAIRES ECONOMIQUES

Le Ministre des Affaires Economiques,

Vu la loi du 28 Mars 1984 sur les brevets d' invention, notamment l' article 22;

Vu l' arrêté royal du 2 Décembre 1986 relatif à la demande, à la délivrance et au maintien en vigueur des brevets d' invention, notamment l' article 28;

Vu le procès verbal dressé le 03 Avril 1990 à 14h30
à l' Office de la Propriété Industrielle

ARRETE:

ARTICLE 1.- Il est délivré à : DEBACKER Georges
avenue des Platanes 6, 1780 WEMMEL(BELGIQUE)

représenté(e)(s) par : VANDERPERRE Robert, BUREAU VANDER HAEGHEN, Rue Colonel Bourg
108A,- B 1040 BRUXELLES.

un brevet d' invention d' une durée de 20 ans, sous réserve du paiement des taxes
annuelles, pour : PISTON POUR MOTEUR A COMBUSTION INTERNE.

ARTICLE 2.- Ce brevet est délivré sans examen préalable de la brevetabilité
de l' invention, sans garantie du mérite de l' invention ou de l' exactitude de
la description de celle-ci et aux risques et périls du(des) demandeur(s).

Bruxelles, le 08 Septembre 1992
PAR DELEGATION SPECIALE :

WUYTS L.
Directeur

PISTON POUR MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

La présente invention concerne un nouveau type de piston pour moteur à combustion interne et en particulier une nouvelle disposition des segments d'étanchéité.

5 L'étanchéité entre un piston et la paroi du cylindre est assurée par des anneaux ouverts, appelés segments, logés dans des gorges formées sur le pourtour de la tête du piston c'est-à-dire la partie supérieure qui ferme la chambre de combustion et reçoit la pression
10 des gaz. Ces gorges s'étendent circonférentiellement dans un plan orthogonal à l'axe longitudinal du piston. L'explosion des gaz dans la chambre de combustion provoque une force verticale qui a une composante agissant dans la direction de la bielle et une compo-
15 sante horizontale qui plaque latéralement le piston contre la paroi du cylindre, notamment pendant le temps de détente. Cette force latérale provoque une usure prononcée des parties diamétralement opposées du cylindre (ovalisation du cylindre).

20 Dans les voitures automobiles actuelles nous constatons qu'un soin particulier est apporté aux carrosseries et structures portantes pour une plus grande solidité et durée de vie, par exemple par une protec-
25 tion anti-corrosion renforcée. Il est certain qu'ainsi la durée de vie des moteurs actuels est de plus en plus dépassée par celle de la carrosserie.

Actuellement, la plupart des constructeurs de moteurs
30 améliorent la pression latérale des pistons en agis-

sant ponctuellement sur l'un ou l'autre paramètre qui influence la friction latérale : par exemple en réduisant les masses en mouvement, en modifiant la forme du piston ou en faisant un choix judicieux des matières premières.

Certains constructeurs cependant ont déjà cherché à réduire la composante latérale de la pression sur le piston soit en allongeant la bielle pour une même longueur de manivelle (course de piston), soit en désaxant le cylindre par rapport à l'axe de rotation du vilebrequin. Ces solutions permettent de réduire l'angle que fait la bielle avec l'axe du piston et de diminuer ainsi la pression latérale, mais ces solutions ont été abandonnées en raison de leurs inconvénients.

En effet, la première solution nécessite une bielle plus massive pour tenir compte de la plus grande longueur de flambage sous l'effet de la charge du piston. Quant à la seconde solution, elle augmente fortement les effets irréguliers d'inertie en raison de l'asymétrie du diagramme vectoriel des forces d'inertie de l'ensemble piston-bielle-vilebrequin, ce qui provoque des vibrations impossible à équilibrer, en particulier pour les vitesses de rotation élevées des moteurs modernes.

L'invention propose une nouvelle solution au problème de la pression latérale du piston, qui ne présente pas les inconvénients des propositions connues.

La solution proposée selon l'invention consiste en un piston pour moteur à combustion interne, remarquable en ce qu'il est équipé du côté chambre de combustion, d'au moins un premier joint d'étanchéité inséré dans

une gorge qui s'étend de manière à former une surface d'étanchéité, celle-ci définissant un plan d'étanchéité moyen qui s'étend transversalement à l'axe longitudinal du piston avec un angle d'inclinaison tel que la résultante des efforts exercés sur la tête de piston soit orientée pratiquement suivant la direction longitudinale de la bielle durant la course descendante du piston lorsque les efforts sur la tête de piston sont pratiquement à leur valeur maximale. De cette façon, la paroi du cylindre est soumise à des pressions latérales bien plus faibles de la part du piston.

L'angle d'inclinaison du plan d'étanchéité par rapport à un plan normal à l'axe longitudinal du piston est de préférence compris entre 3° et 10° . Cette gamme d'inclinaisons semble assurer une répartition optimale et équilibrée des forces latérales durant la course du piston.

La valeur de l'angle d'inclinaison est choisie en pratique pour chaque type de moteur en fonction de l'angle d'inclinaison maximum de la bielle, de la vitesse de rotation, de la pression maximale, du rapport diamètre/longueur du piston et en particulier de la hauteur de la tête du piston. Les petits angles d'inclinaison conviennent notamment pour les moteurs diesel qui travaillent à plus haute pression et ont une hauteur de tête suffisante qui permet le montage des segments obliques sans altérer les cotes d'origine du piston.

Les avantages que l'on peut attendre de la mise en oeuvre de l'invention sont brièvement résumés ci-après. La moyenne des efforts latéraux contre la paroi du cylindre pendant la course du piston est diminuée

et les maxima des efforts latéraux sont fortement réduits, surtout du côté du point mort haut. De plus, les pressions latérales sont mieux étalées durant la course du piston, elles sont mieux réparties et mieux équilibrées de part et d'autre des côtés du cylindre, et les transitions de pressions sont moins abruptes. L'augmentation de la pression latérale due aux inerties lors des grandes vitesses se fait sentir symétriquement par rapport à l'axe du cylindre et cela exclusivement dans la région basse du cylindre à l'endroit où, selon l'expérience bien établie, l'usure est minimale. Il en résulte une usure moindre du cylindre, particulièrement aux basses vitesses de rotation. Ceci permet de mieux utiliser les vitesses économiques sans crainte d'usure excessive du moteur. Cela entraîne une durée de vie prolongée du moteur. En outre, on peut escompter un meilleur rendement mécanique du moteur, surtout aux basses et moyennes vitesses de rotation, ainsi qu'un meilleur couple moteur à basse et moyenne vitesses.

D'autre part, le basculement du piston d'une paroi du cylindre à l'autre au point mort haut ne se fait plus en ce point extrême, mais durant le début de la détente, c'est-à-dire à un endroit variable selon les vitesses lorsque le piston a déjà acquis une certaine vitesse. Ceci a l'avantage de mieux répartir l'usure et d'éviter une usure locale excessive au point mort haut, phénomène bien connu des mécaniciens.

L'invention est exposée dans ce qui suit à l'aide des dessins joints.

La fig. 1 est une vue en élévation d'un piston exemplaire conforme à l'invention;

La fig. 2 est une coupe axiale du piston de la fig. 1;
La fig. 3 est une représentation schématique du piston
de la fig. 1, montrant le diagramme des forces dynamiques
du piston pendant le temps de détente;
5 La fig. 4 est une représentation schématique d'un piston
classique, montrant le diagramme des forces dynamiques
d'un piston classique pendant le temps de détente;
Les fig. 5 à 8 montrent les diagrammes des forces dynamiques
10 d'un piston selon l'invention dans la région du point mort haut;
Les fig. 9 à 10 montrent les diagrammes des forces dynamiques
d'une variante d'exécution d'un piston selon l'invention;
15 Les fig. 11 et 12 sont des diagrammes illustrant les performances
d'un piston selon l'invention;
La fig. 13 est une coupe axiale d'un deuxième mode d'exécution
exemplaire d'un piston selon l'invention;
La fig. 14 est une vue éclatée en perspective du piston
20 de la fig. 13;
La fig. 15 est une coupe axiale d'un troisième mode d'exécution
exemplaire d'un piston selon l'invention;
La fig. 16 est une vue en perspective d'une partie du piston
de la fig. 15;
25 La fig. 17 est un écorché avec coupe partielle d'un quatrième
mode d'exécution exemplaire d'un piston selon l'invention;
La fig. 18 est une coupe suivant la ligne XVIII-XVIII de la fig. 17.
30
Se reportant aux dessins joints, les figures 1 et 2
représentent un mode d'exécution exemplaire d'un piston
selon l'invention. La tête 11 du piston 10 présente
deux gorges 13 qui servent à loger deux segments
35 d'étanchéité (non représentés) et une gorge 14 servant

à recevoir un segment racleur (non représenté). Suivant l'invention, les gorges 13 s'étendent obliquement par rapport à l'axe longitudinal A-A du piston 10 afin de délimiter, pour le segment d'étanchéité, une surface d'étanchéité qui définit un plan moyen 100 transversal à l'axe A-A. L'angle d'inclinaison α du plan d'étanchéité moyen est choisi de telle manière que la résultante des efforts exercés sur la tête 11 du piston soit orientée pratiquement suivant la direction longitudinale de la bielle 2 durant la course descendante du piston 10 dans le cylindre 1.

Par suite de l'inclinaison du plan d'étanchéité moyen 100, la résultante R des forces agissant sur la tête du piston par l'action des gaz d'explosion est oblique par rapport à l'axe A-A comme montré à la fig. 3. Dans cette figure, la tête 11 du piston est représentée schématiquement par une ligne faisant avec l'axe A-A un angle α égal à l'angle d'inclinaison du plan d'étanchéité moyen 100. La résultante R des forces reportée au point 0 (qui représente l'axe du piston auquel est reliée la bielle 2) se décompose en deux composantes : la force Fb agissant dans la direction de la bielle 2 et la force latérale Fl.

De par l'obliquité de la résultante R, nous pouvons voir que la force latérale Fl est moindre que pour un moteur ordinaire.

Sous forme mathématique on peut dire :

$$Fl = R \operatorname{tg} \beta - R \operatorname{tg} \alpha$$

La valeur $R \operatorname{tg} \alpha$ est la réduction de force latérale obtenue en réalisant un piston selon l'invention, car dans un moteur à piston classique, la force latérale

F1 est :

$$F1 = R \operatorname{tg} \beta$$

5 Comparant le diagramme de la figure 3 avec le diagramme des forces dynamiques d'un piston classique tel que montré à la figure 4, on peut constater que grâce à l'invention, la force latérale F1 est fortement réduite en intensité et l'on constate également qu'il en
10 est ainsi tant au point de vue de la pointe maximum, qu'au point de vue des moyennes tout au long du cycle moteur, comme on le verra plus loin.

A la figure 5, le piston 10 est représenté au cours de sa course ascendante. La rotation du vilebrequin est
15 supposée se faire dans le sens du mouvement des aiguilles d'une montre. Suite à la compression des gaz dans la chambre de combustion, la pression croissante génère sur la tête de piston 11 une résultante de forces R sans cesse croissante, dont la direction est
20 oblique suivant un angle fixe α déterminé par la pente des segments. La combinaison de la résultante de forces R et de la force axiale Fb agissant sur l'axe du piston de la part de la bielle, a pour effet de plaquer le piston 10 contre la paroi de droite du cylindre 1 avec une force qui est la somme des deux composantes horizontales de R et Fb vers la droite. La
25 paroi du cylindre agit sur le côté droit du piston 10 avec une force de réaction F.

30 Lorsque le piston arrive au point mort haut PMH (figure 6), la bielle a une position verticale. La composante horizontale de la force axiale Fb est nulle, mais la composante horizontale de la résultante des forces R (qui a la valeur $F1 = R \operatorname{tg} \alpha$) applique tou-

35

jours le piston contre la paroi droite du cylindre 1. Cela signifie que le piston reste encore bien appliqué contre la paroi droite du cylindre au point mort haut. Une force de réaction F de la paroi du cylindre agit
5 toujours sur le côté droit du piston 10.

Lorsque le piston reprend son mouvement descendant depuis le point mort haut PMH, la bielle s'oriente vers la droite par rapport à l'axe du cylindre. La
10 figure 7 représente le piston 10 lorsque la bielle est inclinée d'un angle α . La bielle est alors pratiquement dans l'axe de la résultante de forces R et cette résultante de forces R est exactement en équilibre avec la force axiale F_b de la bielle : $R = -F_b$. C'est
15 dans cette position du piston que la force latérale sur le piston s'inverse et que le piston change de contact avec la paroi du cylindre (de la paroi de droite à celle de gauche). Grâce à l'invention, ce transfert de la force latérale ne se fait plus lorsque
20 le piston est arrêté au point mort haut, mais dans une position où il a acquis une certaine vitesse, ce qui est une meilleure condition. De plus, le point de transition n'est pas fixe en régime dynamique, ce qui étale donc l'usure sur une partie de course au lieu
25 d'être ponctuelle. A noter que le point de transition est d'autant plus éloigné du point mort haut que l'angle α est grand et que la vitesse de rotation est grande.

30 Dans son mouvement au-delà du point de transition la bielle prend un angle d'inclinaison β plus grand que la valeur de l'angle α (figure 8). Une force de réaction F de la paroi du cylindre 1 commence à agir sur le côté gauche du piston. Le piston 10 reçoit donc,
35 comme dans le moteur classique, une impulsion de la

droite vers la gauche et il se déplace d'une distance correspondant au jeu entre le piston et le cylindre, mais ce déplacement latéral se produit ici durant la course descendante du piston au lieu de se produire au point mort haut PMH. Le déplacement latéral du piston est moins nocif pour le cylindre avec l'invention, et ce d'autant plus que l'impulsion est moins brutale qu'avec un piston classique pour lequel la transition se fait au point mort haut. Le comportement général des forces agissant sur le piston au-delà du point de transition est donc similaire à celui d'un piston classique, sauf que la valeur de la force latérale F_l , qui engendre les frictions sur la paroi du cylindre, est nettement inférieure par suite de l'effet favorable de l'introduction des segments obliques selon l'invention. Un autre effet favorable est l'influence des forces d'inertie sur l'endroit du point de transition, car il est évident que le point de transition ne se situe pas au même endroit de la course du piston pour différents régimes de vitesse de rotation. Ceci amène une meilleure répartition de l'usure et évite la formation d'un creux ou escalier d'usure local dans la paroi du cylindre.

Dans les diagrammes des forces décrits ci-dessus il n'a pas été tenu compte d'un effet de décalage de la résultante des forces R sur la tête du piston par rapport au centre de l'axe du piston. L'effet de ce décalage est illustré par les figures 9 et 10.

La figure 9 correspond à la fin de la compression lorsque le piston 10 monte et s'approche du point mort haut PMH. La résultante des forces R ne passe plus par le centre de l'axe du piston. La décomposition de R se fait au point 0, qui est l'intersection de l'axe de la

bielle avec la résultante R. La force de réaction F de la paroi du cylindre sur le piston ne se fait pas au niveau de l'axe du piston mais en un niveau P situé plus haut, lequel niveau est variable en fonction de l'angle d'inclinaison de la bielle.

Une solution alternative apportée au désaxage de la résultante des forces R évoqué ci-dessus consiste à déplacer l'axe du piston vers la résultante R, afin que celle-ci passe effectivement par le centre de l'axe du piston (voir figure 10). Le désaxage du piston a pour valeur $e = h \operatorname{tg} \alpha$. Avec ce désaxage du piston, la force F de réaction de la paroi du cylindre reste constamment au niveau de l'axe du piston, ce qui assure une bonne stabilité au piston, pour autant que cette excentricité de l'axe ne provoque un trop grand déséquilibre des masses du piston par rapport à la verticale de l'axe du piston. Un tel piston aura sa stabilité d'origine si l'on réagence les masses internes pour déplacer le centre de gravité vers la droite. On ne peut donc donner à cette excentricité une trop grande valeur car il serait difficile de répartir les masses des parties constituant du piston afin de déplacer le centre de gravité vers la droite sans alourdir le piston exagérément.

La valeur e du désaxage sera choisie de façon à obtenir lors des essais la meilleure stabilité du piston à tous les régimes, en éliminant le bruit de bascule du piston tout en conservant un désaxage minimal qui permet une fabrication et un équilibrage aisé du piston et donne de bons résultats pratiques. Il est à noter que le désaxage de l'axe du piston est une technique courante dans les moteurs existants mais que ce désaxage ne se fait pas nécessairement du côté de

la bielle descendante.

L'angle d'inclinaison du plan d'étanchéité par rapport à l'axe longitudinal du piston est de préférence compris entre 3° et 10° . Cette gamme d'inclinaisons semble assurer une répartition optimale et équilibrée des forces latérales durant la course du piston. La valeur de l'angle d'inclinaison est choisie en pratique pour chaque type de moteur en fonction de l'angle d'inclinaison maximum de la bielle, de la vitesse de rotation, de la pression maximale, du rapport diamètre/longueur du piston et en particulier de la hauteur de la tête du piston.

La figure 11 est un graphique exemplaire montrant en trait fin (courbe A) l'évolution de la force latérale F_l en fonction de la course d'un piston classique et en trait épais la courbe B correspondante pour un piston selon l'invention équipé de segments d'étanchéité obliques ayant un angle d'inclinaison exemplaire $\alpha = 6^\circ$. En comparant la courbe B à la courbe A on observe ce qui suit :

1) la pointe de la force latérale F_l est réduite de 54 % environ par rapport à la courbe A;

2) le bilan des frictions (représenté par la surface comprise dans la courbe) sur les temps de compression et de détente du cycle moteur est réduit de 18 % environ par rapport à la courbe A malgré une certaine perte pendant le temps de compression;

3) le point de transition T est nettement éloigné du point mort haut (PMH), ce qui est favorable pour éviter l'usure du cylindre audit point PMH;

- 4) un meilleur équilibrage des forces latérales sur la paroi du cylindre;
- 5) la courbe B présente une allure arrondie et la tangente au point de transition T est relativement faible, ce qui indique une moins forte accélération sur le piston au point de transition et par conséquent un mouvement très coulé du piston.
- La figure 12 montre l'évolution de la force latérale F_l exercée par le piston contre la paroi du cylindre durant les temps de compression et de détente du cycle moteur pour une vitesse de rotation moyenne de 4000 tours par minute, en tenant compte de l'interaction des inerties du piston et de la bielle. La courbe C est relative à un piston classique, la courbe D est relative à un piston selon l'invention équipé de segments d'étanchéité ayant un angle d'inclinaison de 6° .
- On constate que les observations faites sur la courbe B de la figure 11 restent valables pour la courbe D et en outre, on observe :
- 1) une augmentation progressive des pointes des forces latérales maxima, due à l'influence des inerties lors d'une vitesse plus élevée, augmentation qui se fait exclusivement du côté du point mort bas PMB, c'est-à-dire à un endroit où, selon les statistiques, l'usure du cylindre est la plus faible;
 - 2) un déplacement du point de transition T vers la droite, ce qui indique qu'il ne se produit plus aucun choc du piston contre la paroi du cylindre à proximité du point mort haut.

Le piston selon l'invention peut être réalisé dans divers modes d'exécution. Les figures 1 et 2 décrites précédemment illustrent un mode d'exécution exemplaire convenant pour les cas où l'on désire réduire la
5 hauteur de la tête de piston. Les figures 13 et 14 représentent un autre mode d'exécution. Afin d'avoir une hauteur de tête de piston réduite, le piston est ici réalisé en deux pièces : une tête de piston 21 qui forme une pièce avec les bossages 22 et une jupe de
10 piston 23. La jupe 23 se fixe à la tête 21 au moyen de deux broches 33 après que la tête 21 ait été montée sur le pied d'une bielle avec l'axe de piston. Les segments d'étanchéité se montent dans des gorges obliques 24 formées dans la tête de piston 21, le segment
15 racleur se monte dans une gorge 25 prévue dans la jupe 23.

Un autre exemple d'exécution est illustré aux figures 15 et 16. Le piston est réalisé en deux pièces : l'en-
20 veloppe 26 du piston constituée d'un simple pièce tournée sans aucun bossage d'axe, et un palier d'axe de piston 27. L'enveloppe 26 est formée avec les gorges 24 et 25 devant recevoir les segments d'étanchéité obliques et le segment racleur.

25 Les figures 17 et 18 représentent une autre forme de réalisation d'un piston selon l'invention pour moteur deux-temps. Dans cette forme de réalisation, la surface d'étanchéité est formée par quatre segments 31 logés dans des gorges semi-circulaires décalées axialement l'une de l'autre le long de la paroi de la jupe
30 30 du piston et par deux segments 32 logés dans des gorges de liaison (par exemple des gorges circulaires) qui relient entre elles les gorges semi-circulaires.
35 La surface d'étanchéité ainsi formée définit un plan

d'étanchéité moyen qui est oblique par rapport à l'axe longitudinal du piston. La résultante des pressions est également inclinée et l'angle d'inclinaison est déterminé par le décalage axial entre les segments semi-circulaires logés dans les gorges 31 et 32. Ce mode d'exécution a l'avantage d'utiliser des demi-segments droits classiques. Les segments semi-circulaires 31 sont tendus par des expandeurs élastiques radiaux 34 logés au fond des gorges recevant ces segments. Les segments circulaires 32 sont tendus par des éléments ondulés élastiques 35. Dans l'exemple représenté aux figures 17 et 18, la gorge semi-circulaire 31 inférieure se prolonge sur pratiquement tout le pourtour de la tête, ce qui permet d'éliminer un expandeur élastique radial.

Le piston selon l'invention peut également être incorporé dans un moteur existant moyennant de légères modifications. Le piston sera redessiné pour être équipé avec des segments obliques en partant des cotes d'origine de l'ancien piston. Il ne sera pas toujours réalisable d'incorporer les nouveaux segments sans modifier la hauteur de la tête du piston, car ils prennent une place accrue. Dans certains cas, vu la hausse de la tête du piston, certaines cotes du bloc moteur ou de la culasse seront à modifier. Lorsque cela n'est pas réalisable, on peut prévoir un type de piston spécial qui n'affecte pas le volume de la chambre d'explosion ou de combustion, par exemple ceux qui sont illustrés aux figures 13-16. Ces types de pistons conviennent pour des moteurs nouveaux aussi bien que pour des moteurs en révision, sous forme de jeux de pistons de rechange.

REVENDECATIONS

1. Piston (10) pour moteur à combustion interne, comprenant une tête (11) qui présente sur son pourtour au moins une gorge pour loger un segment d'étanchéité, une jupe (12) pour frotter contre les parois d'un cylindre (1) et des bossages internes pour la liaison à l'extrémité d'une bielle (2),
5 caractérisé en ce que la gorge (13, 24, 31) s'étend de manière à délimiter une surface d'étanchéité définissant un plan d'étanchéité moyen (100) qui s'étend transversalement à l'axe longitudinal du piston (10)
10 avec un angle d'inclinaison (α) tel que la résultante des efforts exercés sur la tête de piston (11) soit orientée pratiquement suivant la direction longitudinale de la bielle (2) durant la course descendante du piston lorsque les efforts sur la tête de piston sont
15 pratiquement à leur valeur maximale.
2. Piston selon la revendication 1, caractérisé en ce que le plan d'étanchéité moyen (100) fait avec un plan
20 normal à l'axe longitudinal du piston, un angle (α) compris entre 3° et 10° environ.
3. Piston selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la gorge (13, 24) précitée s'étend de façon
25 continue sur le pourtour du piston (10).
4. Piston selon la revendication 3, caractérisé en ce que la gorge (13, 24) précitée s'étend dans un plan
(100) transversal à l'axe longitudinal du piston (10).
30
5. Piston selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la gorge (31) précitée comprend deux tronçons semi-circulaires (31a, 31b) reliés l'un à l'autre

par un tronçon de liaison (31c), les deux tronçons semi-circulaires (31a, 31b) étant décalés suivant la direction de l'axe longitudinal du piston (10).

5 6. Piston selon l'une quelconque des revendications 1
à 5, caractérisé en ce qu'il est constitué de deux
pièces : une tête de piston (21) formant un ensemble
avec des bossages d'axe (22) et une jupe de piston
(23), les deux pièces (21 et 23) étant maintenues
10 assemblées au moyen de vis, la tête de piston (21)
étant formée sur son pourtour avec des gorges (24)
pour recevoir des segments d'étanchéité, la jupe de
piston (23) étant formée sur son pourtour avec au
moins une gorge pour recevoir au moins un segment
15 racleur.

7. Piston selon l'une quelconque des revendications 1
à 5, caractérisé en ce qu'il est constitué de deux
pièces : une enveloppe (26) formée d'une pièce tournée
20 sans aucun bossage d'axe, et un palier d'axe de piston
(27) s'emboîtant à l'intérieur de l'enveloppe (26),
les deux pièces (26 et 27) étant maintenues assemblées
au moyen de vis, l'enveloppe (26) étant formée sur son
pourtour avec des gorges (24) pour recevoir des seg-
25 ments d'étanchéité et avec une gorge (25) pour rece-
voir un segment racleur.

FIG. 1

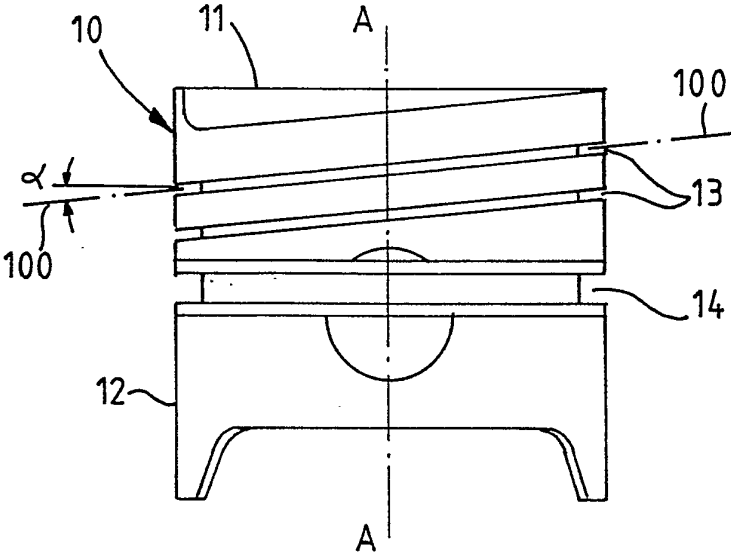


FIG. 2

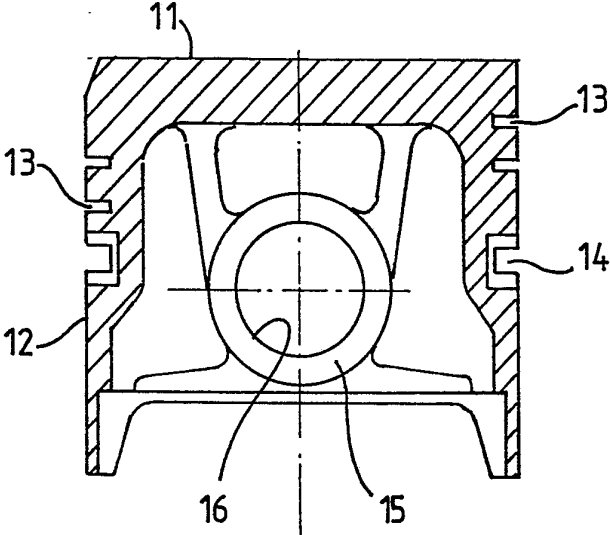


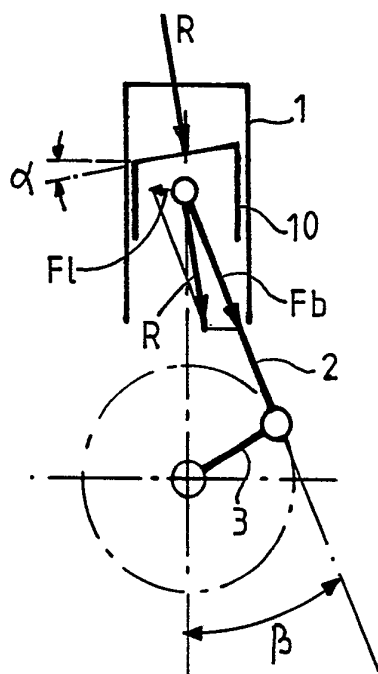
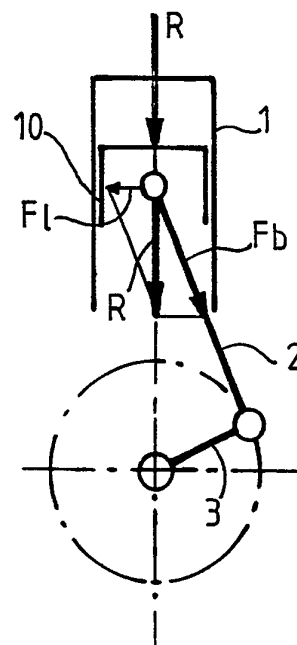
FIG. 3FIG. 4

FIG. 5

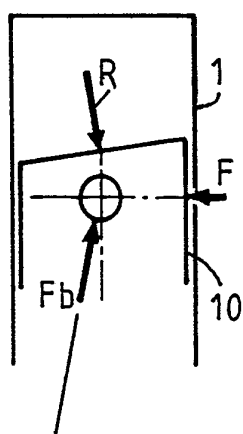


FIG. 6

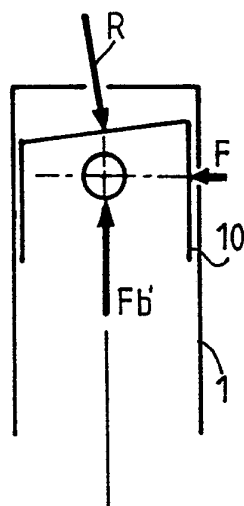


FIG. 7

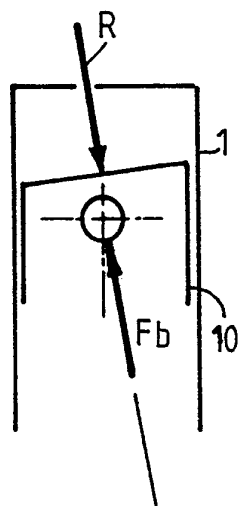


FIG. 8

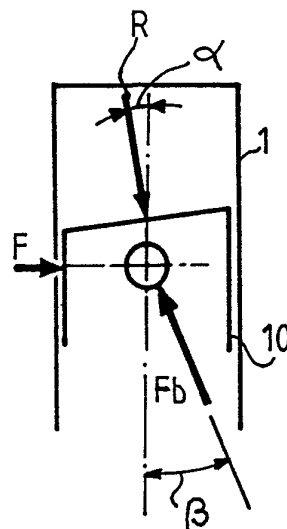


FIG. 9

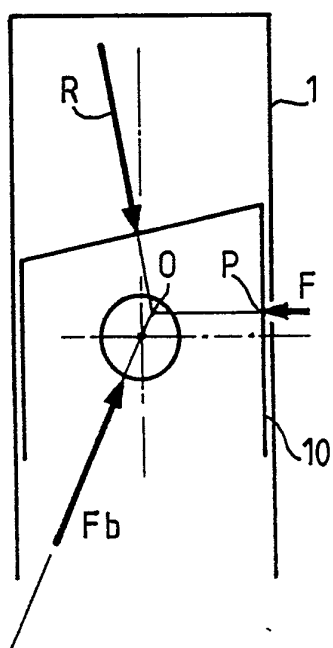
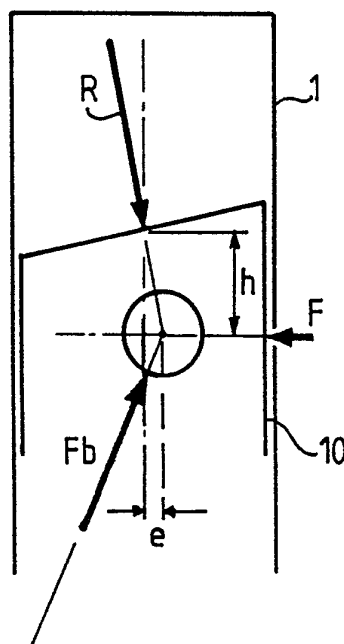


FIG. 10



20

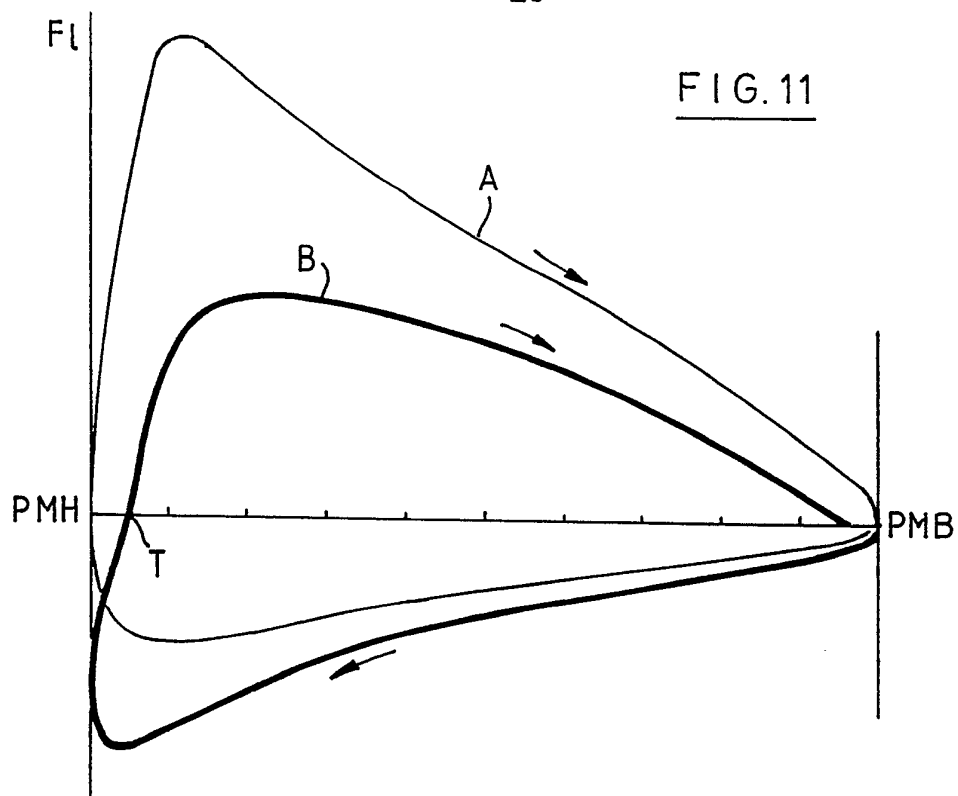
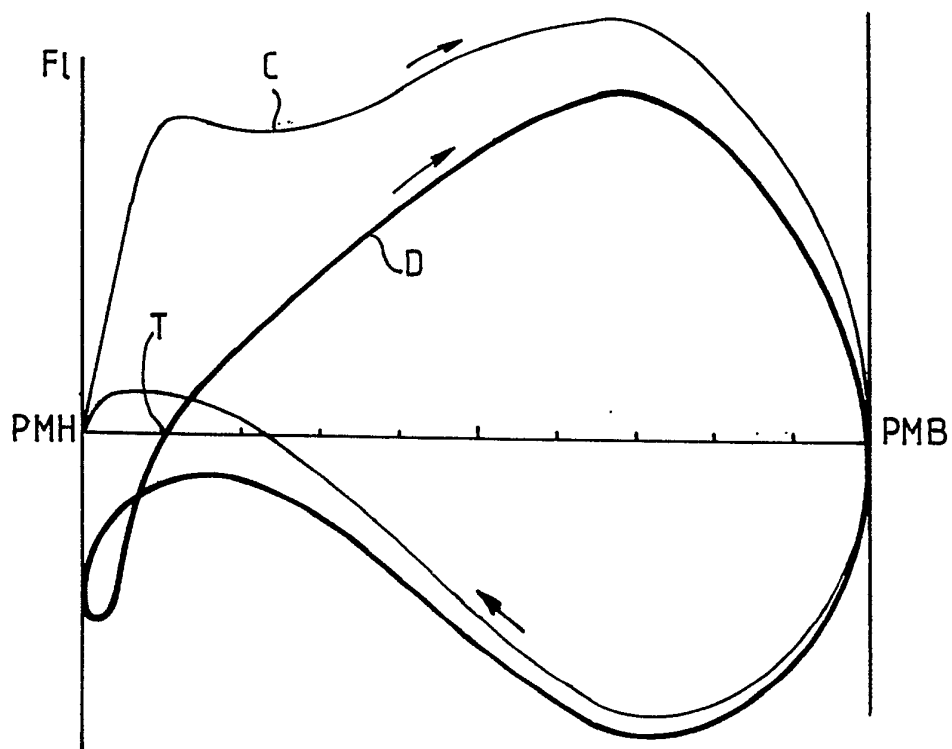


FIG. 12



21

FIG. 13

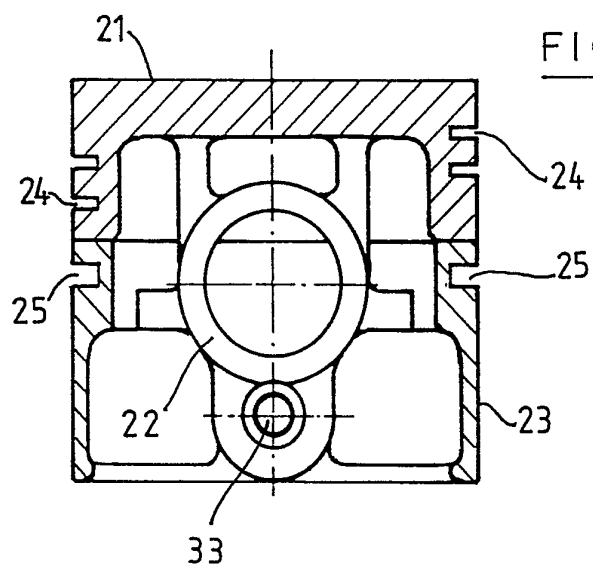
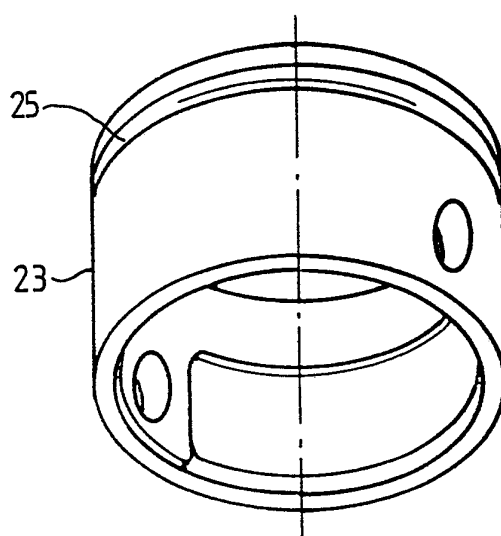
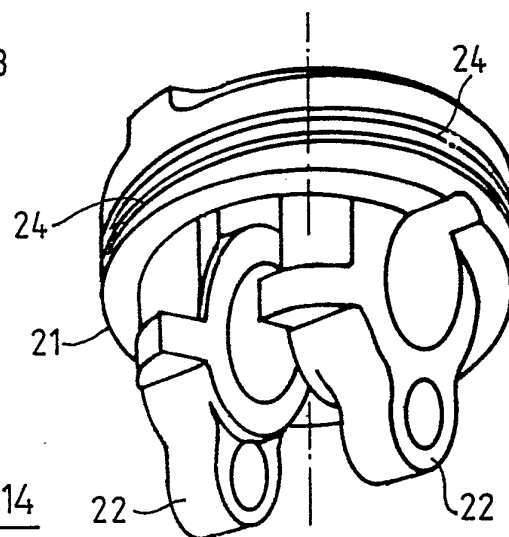


FIG. 14



22

FIG. 15

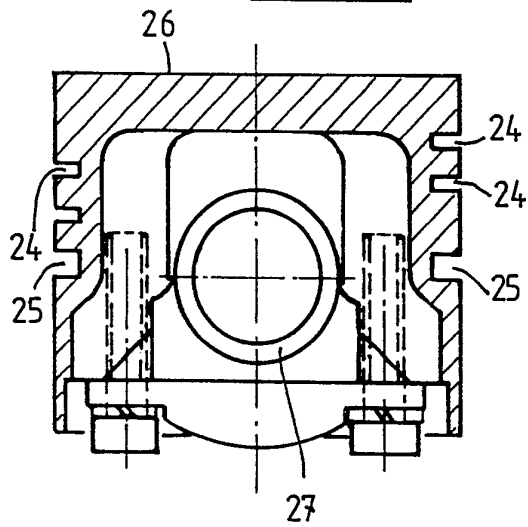


FIG. 16

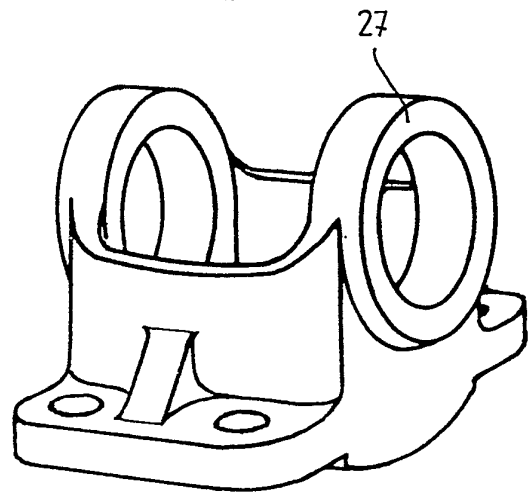


FIG. 17

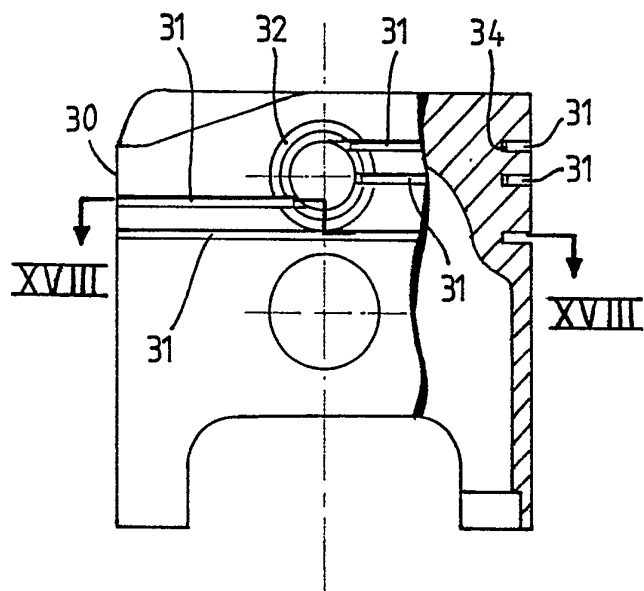
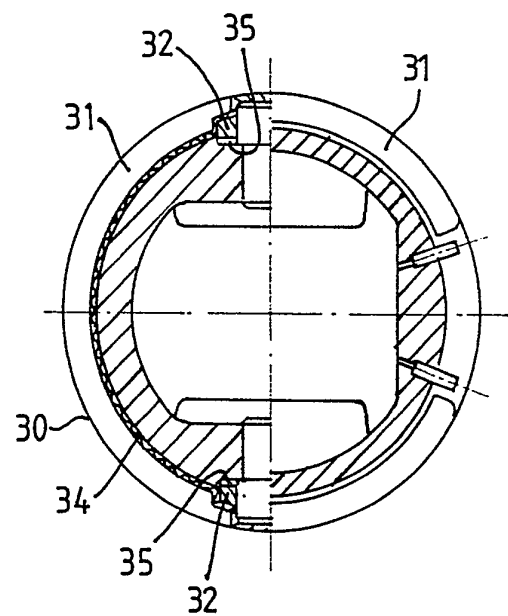


FIG. 18





Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE

établi en vertu de l'article 21 § 1 et 2
de la loi belge sur les brevets d'invention
du 28 mars 1984

Numero de la demande
nationale

BE 9000369
BO 2259

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl.5)
X	DE-C-492117 (ETEVE) * le document en entier * ---	1, 2, 3	F02F3/00 F16J9/00
X	GB-A-236690 (DOYLE) * le document en entier * ---	1	
A	US-A-2235475 (BRUEGGER) * le document en entier * ---	1	
A	FR-A-1532480 (FFSA) * le document en entier * -----	5, 6	
			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl.5)
			F02F F16J F02B
LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 13 NOVEMBRE 1990	Examineur WASSENAAR G.
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant			

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET BELGE NO.**

BE 9000369
BO 2259

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche visé ci-dessus.

Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

13/11/90

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
DE-C-492117		Aucun	
GB-A-236690		Aucun	
US-A-2235475		Aucun	
FR-A-1532480		Aucun	