

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11)

Numéro de publication:

0 184 484
B1

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45)

Date de publication du fascicule du brevet:
22.03.89

(51)

Int. Cl.4: **F 04 C 29/00**

(21)

Numéro de dépôt: **85402172.2**

(22)

Date de dépôt: **12.11.85**

(54)

Machine à piston rotatif et couronne accouplée à la manivelle.

(30)

Priorité: **13.11.84 FR 8417307**

(43)

Date de publication de la demande:
11.06.86 Bulletin 86/24

(45)

Mention de la délivrance du brevet:
22.03.89 Bulletin 89/12

(84)

Etats contractants désignés:
AT BE CH DE GB IT LI LU NL SE

(56)

Documents cités:
EP-A- 0 078 148
DE-A- 2 853 915
FR-A- 655 802
FR-A- 2 232 674
GB-A- 380 313

(73)

Titulaire: **TECNALOR S.A., rue du Maréchal Foch,**
F-54590 Hussigny (FR)

(72)

Inventeur: **Janicki, Jean Claude, 13 rue du Colonel**
Driant, F-54220 Malzeville (FR)

(74)

Mandataire: **Epstein, Henri, 7 Rue du Temple,**
F-95880 Enghien les Bains (FR)

EP 0 184 484 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

La présente invention se rapporte aux machines à piston rotatif, notamment à des compresseurs à piston rotatif, comportant une chambre cylindrique, dans laquelle sont disposés une partie excentrique ou manivelle d'un arbre coaxial à ladite chambre, un piston rotatif annulaire pouvant rouler au contact de la paroi de la chambre et une couronne d'entraînement du piston montée avec jeu à l'intérieur de celui-ci, le calage du piston sur son chemin de roulement étant assuré par des moyens élastiques.

On connaît de telles machines et les problèmes que pose leur réalisation et notamment les tolérances d'usinage et le montage des pièces pour assurer l'étanchéité du piston sur son chemin de roulement, lorsqu'aucun système de rattrapage n'a été prévu. On observe notamment le décollement du piston dans la zone où le point de contact roulant entre le piston et l'alésage de la chambre approche du point mort, c'est à dire de l'orifice de refoulement situé en amont du volet séparant le compartiment haute pression du compartiment basse pression. Pour de grandes vitesses de rotation et faibles pressions de travail, les forces centrifuges prenant naissance dans l'ensemble mobile couronne-piston sont suffisantes pour s'opposer à un tel décollement. Ceci n'est plus le cas, lors de faibles vitesses et des hautes pressions et plusieurs solutions ont été imaginées pour y remédier et pour assurer un calage du piston sur l'alésage de la chambre et retarder son soulèvement.

Des réalisations, telles que décrites dans les brevets français 2 468 770 et 2 470 267, nécessitent un ajustement mécanique du piston sur le stator très délicat, car il ne peut pas permettre un rattrapage de jeux et exige une très grande précision de montage.

Selon une autre proposition, brevet français 2 280 808, on retarde seulement le décollement du piston en maintenant l'angle formé entre la droite reliant le centre de la chambre au centre du piston avec la droite reliant ce dernier centre au centre de l'excentrique à une valeur optimale située entre 20° et 40°.

Selon une autre réalisation, brevet français 1 256 125, le rotor est constitué par une chemise cylindrique montée librement dans la chambre autour de l'arbre et maintenue en contact avec la paroi de ladite chambre grâce à un dispositif de roulement à montage mobile, qui consiste en un levier calé sur l'arbre et portant à une extrémité un galet et à l'autre extrémité un bras se terminant par un galet, un ressort étant prévu pour écarter le bras du levier.

Une telle solution, selon laquelle la chemise cylindrique est libre dans le stator, n'est pas exempte d'inconvénients, car la chemise peut répercuter un choc au démarrage dans le volet séparant les compartiments de la chambre. De plus, elle nécessite un calcul très précis des vitesses de rotation admissibles des galets en fonction de la vitesse de rotation maximum du piston, afin de garantir la durée de vie du compresseur. Selon une

autre réalisation, brevet français 2 275 664, le piston roule librement sur un roulement à billes à l'extérieur d'un anneau solidaire de l'excentrique de l'arbre. On tente de remédier au problème de décollement en utilisant le principe de levier à genouillère, en plaçant le centre du piston au centre de l'excentrique ou dans la zone entre le centre de l'excentrique et le centre du piston rotatif à proximité du centre de l'excentrique. Une telle solution est délicate à réaliser, car le moindre déséquilibre de masses en rotation provoque des vibrations et des oscillations nocives pour les paliers du compresseur.

Selon une autre réalisation, brevet français 2 223 570, qui constitue l'état de la technique et préconise le montage du piston rotatif sur une couronne excentrique d'entraînement solidaire de l'excentrique de l'arbre, l'angle que fait la droite reliant l'axe de l'arbre à l'axe de la partie excentrique avec la droite qui relie ce dernier axe à l'axe central de la couronne excentrique est compris entre 70° et 110°, de manière telle que le piston roule en s'appliquant sur la paroi intérieure du carter et que, une fois atteinte une certaine pression de décollement, le piston s'écarte de la paroi du carter. Un tel compresseur ne réalise pas de calage mécanique du piston en fonctionnement, mais seulement un entraînement du piston au moyen de la couronne excentrique.

La présente invention a pour objet une machine dans laquelle on réalise à la fois un bon entraînement du piston et son calage sur l'alésage de la chambre, tout en empêchant son décollement dans la zone de haute pression, sans que cette réalisation comporte le montage mécanique avec ajustement de l'excentrique ou montage sur roulement à billes directement sur l'excentrique, nécessitant forcément une précision coûteuse au niveau de l'usinage et du montage de la machine.

Selon l'invention, la machine à piston rotatif, notamment compresseur à piston rotatif, comportant une chambre cylindrique, dans laquelle sont disposés une partie excentrique ou manivelle d'un arbre coaxial à ladite chambre, un piston rotatif annulaire pouvant rouler au contact de la paroi de la chambre et une couronne coaxiale d'entraînement du piston en contact avec la paroi intérieure du piston sur toute sa circonférence et montée à l'intérieur de celui-ci, de façon à pouvoir glisser par rapport au piston, le calage du piston sur son chemin de roulement étant assuré par des moyens élastiques de compensation prenant appui sur la manivelle ou l'arbre et sur l'alésage de la couronne, la machine comportant en outre un volet divisant l'espace libre autour du piston en deux compartiments à volume variable est la couronne étant entraînée en rotation au moyen d'un tourillon, l'axe du tourillon s'étendant en direction longitudinale de la machine et étant situé dans une position excentrique par rapport à la couronne, caractérisée en ce que la tourillon est monté dans une chape réalisant l'accouplement de la couronne et de la manivelle.

On peut imaginer des moyens d'accouplement

divers, de préférence l'organe d'accouplement est un tourillon monté dans une chape.

Selon un mode de réalisation préféré, le tourillon est monté dans un alésage de la manivelle et dans une chape solidaire de la couronne. On peut aussi concevoir une solution inverse, une chape solidaire de la manivelle et un alésage ménagé dans la couronne.

Le calage du piston sur son chemin de roulement peut être assuré par des moyens élastiques de compensation à ajustage progressif divers.

Selon une première variante, un ressort est monté transversalement en amont du point de contact du piston et de la paroi de la chambre par rapport au sens de rotation, prenant appui sur la couronne et sur la manivelle, de façon à ce que la droite d'action du ressort passe par l'axe de l'arbre et soit perpendiculaire à la droite reliant le centre du piston et le centre du tourillon. De préférence, le ressort est logé entre un plot de centrage fixé à la couronne et un logement cylindrique avec lamage ménagé dans la manivelle, le fond du logement étant parallèle à la droite reliant les centres du piston et de la manivelle.

En variante, les moyens élastiques de calage sont constitués par au moins une cale à pente conique sollicitée par un ressort travaillant en compression selon une droite d'action transversale par rapport à l'axe de l'arbre. Selon un mode de réalisation préféré, l'une des faces longitudinales de la manivelle présente deux méplats longitudinaux concaves inclinés par rapport à l'axe de l'arbre et formant avec l'alésage de la couronne un logement, deux cales étant logées aux extrémités dudit logement, chacune présentant une face intérieure en pente d'angle correspondant à celui du méplat incliné, un ressort étant disposé entre les cales. La partie de la couronne sur laquelle prennent appui les cales présente un méplat, tandis que la face extérieure de chaque cale prenant appui présente un profil arrondi.

Selon une autre disposition, un logement est disposé entre l'alésage de la couronne et la manivelle présentant une pente du côté de la manivelle qui est inclinée transversalement par rapport à la droite reliant le centre du piston et le centre du tourillon, l'action de la cale logée dans ce logement et sollicitée par un ressort s'exerçant selon une droite transversale par rapport à l'arbre. La cale possède dans ce cas une face longitudinale en pente correspondante à la pente de son logement du côté de la manivelle. D'autres particularités de la machine selon l'invention apparaîtront à la lumière de la description de différents modes de réalisation présentés à titre d'exemples et illustrés par les dessins dont

la figure 1 montre une vue en coupe longitudinale selon B-B de la figure 2 du compresseur,

la figure 2 une vue en coupe transversale selon A-A de la figure 1,

la figure 3 une vue en coupe transversale d'une variante de réalisation,

la figure 4 un graphique montrant la variation de la force de réaction R_e au point glissant de contact E en fonction de l'angle de la manivelle w

que forme la droite O_1E et l'axe central O_1G ($J=2,5$ mm et $\alpha_1=36^\circ$)

la figure 5 un graphique montrant la variation de l'angle en fonction du jeu J

la figure 6 un graphique montrant la variation du rendement de compression en fonction de l'angle de calage

la figure 7 un graphique montrant la variation de la force de réaction R_e maximale au point de contact glissant E en fonction du jeu J (repère 46 de la courbe figure 4),

la figure 8 un graphique montrant la variation de la force de réaction R_e minimale en fonction du jeu J (repère 47 de la courbe figure 4),

la figure 9 le diagramme de forces pour un angle de manivelle $0 < w < w_1$, lorsque la force de réaction R_e est positive,

la figure 10 le diagramme de forces pour un angle de manivelle w_1 , lorsque R_e est nul (repère 45 de la figure 4),

la figure 11 le diagramme de forces pour un angle de manivelle w_2 , lorsque R_e est négatif et à son minimum (repère 47 de la figure 4), avec positionnement du ressort destiné à compenser R_e ,

la figure 12 une vue en coupe du ressort et de son logement selon C-C de la figure 11,

la figure 13 une vue en coupe transversale schématique montrant l'utilisation de cales de compensation à pente transversale d'une autre variante de compresseur,

la figure 14 une vue fragmentaire selon D-D de la figure 13 d'un détail de montage de cales

la figure 15 une vue en coupe transversale montrant une autre disposition de cale à pente axiale, et

la figure 16 une vue fragmentaire en coupe axiale selon E-E de la figure 15.

Le compresseur d'une machine frigorifique selon l'invention représenté aux figures 1 et 2 comprend un corps central de compresseur 2 muni de deux flasques extérieurs avant 11 et arrière 12, traversés par un arbre moteur 4 d'axe O_1 . Le corps 2 renferme une chambre cylindrique coaxiale de l'arbre 4, dont la paroi interne 10 constitue le chemin de roulement du piston.

A l'intérieur de la chambre cylindrique, l'arbre 4 est rendu solidaire d'un excentrique ou manivelle 3. En outre, un piston rotatif 5 d'axe O_2 de diamètre inférieur à celui de la chambre est placé à l'intérieur de celle-ci, de façon à pouvoir rouler au contact de la paroi de la chambre, tandis qu'une couronne mobile d'entraînement 6 est montée à l'intérieur du piston 5, de façon à pouvoir glisser par rapport au piston selon la surface de glissement 7.

La couronne 6 est munie d'une chape 8, 9 et l'extrémité de la manivelle 3 d'un alésage 24, de façon à pouvoir accoupler la couronne 6 et la manivelle 3 au moyen d'un tourillon d'axe O_3 pouvant librement tourner dans l'alésage 24.

La biele virtuelle d'entraînement du piston 5 est représentée par la droite reliant le centre de la couronne et du piston O_2 au centre du tourillon O_3 .

Le corps du compresseur 2 renferme sous la culasse 34 munie de joint de culasse 37 des organes

habituels, tels que conduits d'aspiration et de refoulement, ce dernier muni de deux soupapes 17, des sorties HP 41, 42, ainsi qu'un volet de séparation 15 basculant autour de son axe 16 et muni de segments d'étanchéité 54. Le volet 16 sépare l'intérieur du cylindre en chambre de HP 13 et chambre BP 14, le point de contact de l'extrémité du volet et du piston 5 s'effectuant au moyen de la surface d'appui 29 du volet taillée en biseau, dans l'axe central du cylindre au point G.

L'équipement habituel d'un compresseur comprend un réservoir de lubrifiant 38 avec son bouchon de contrôle de niveau 39. L'arbre moteur 4 repose dans des paliers 43, 44, il est muni de joints tournants d'étanchéité 31 et d'une cuillère de barbotage 32 et d'une masselote d'équilibrage 33. Des pieds de centrage 35 équipent les flasques arrière et avant du stator. Des pattes d'araignée 40 servent à lubrifier le palier lisse de la couronne mobile et du piston. L'étanchéité latérale du piston 5 est assurée par des segments circulaires 36.

Les moyens de calage servant au rattrapage du jeu initial de montage et du jeu d'usure consistent, selon les figures 2 et 3, en un ressort 30 de compensation travaillant en compression, dont l'axe d'action 23 (figure 11) est perpendiculaire à la droite reliant le centre de la couronne O_2 et le centre du tourillon O_3 . Une des extrémités du ressort 30 prend appui sur un sabot 52 de centrage, solidaire de la couronne 6 et l'autre dans un lamage de centrage 53 présent sur l'arbre moteur 4.

Le compresseur de la figure 3 représente une variante de réalisation dans laquelle le piston 5 est monté sur un roulement à aiguilles 22 et le dispositif de compensation comprend une paire de cales à pentes coniques 55 sollicitées par un ressort de blocage 57 d'axe 61, la surface extérieure 60 de la cale 55 de forme arrondie prenant appui sur un sabot de contact 59 solidaire de la couronne (voir figure 14).

Lorsque le calage du piston 5 sur la paroi 10 de la chambre est assuré au point de contact E par des moyens élastiques de compensation, tels que cales et ressorts (voir figure 9), on peut tracer une droite O_1E reliant le centre O_1 de l'arbre au point E. C'est par rapport à cette droite que l'on définit l'angle de calage α_1 , compris entre la droite O_1E et la droite O_1O_3 reliant le centre O_1 de l'arbre au centre du tourillon. L'angle α_1 est donc l'angle dont est décalé, par rapport à la droite O_1E dans le sens de la rotation de l'arbre, l'axe du tourillon O_3 .

La valeur de cet angle doit être judicieusement choisie. En effet, l'angle α_1 est lié mathématiquement à la valeur du jeu J entre le piston et la paroi de la chambre. Ce jeu J est calculé et mesuré lorsque, les effets produits par des moyens élastiques de compensation étant annulés, l'axe du piston O_2 se situe dans l'alignement des axes O_1 et O_3 de l'arbre et du tourillon, sur la droite d'alignement de ces axes. Ce jeu peut être observé, lorsqu'on fait pivoter la manivelle autour de l'axe O_3 pour amener le centre du piston O_2 sur la droite O_1O_3 .

Le graphique de la figure 5 représente une courbe 48 donnant la variation du jeu J en

10^{-1} mm en fonction de l'angle α , en radians. On voit, que la variation est presque linéaire pour des valeurs de J supérieures à 1 mm. Les valeurs de J et de α , sont liées mathématiquement et peuvent être calculées pour des dimensions données de la chambre, du bras de manivelle et autres paramètres de la construction.

La figure 4 représente, pour un jeu de 2,5 mm correspondant à un angle α_1 d'environ 36° , une variation de la force de réaction Re exprimée en décanewton au point de contact glissant E du piston sur la paroi de la chambre en fonction de l'angle de manivelle w en radians, c'est à dire la position angulaire instantanée de la droite O_1E .

Cette courbe montre un point d'équilibre 45 pour une valeur d'angle de manivelle w_1 auquel correspond le diagramme de forces de la figure 10, où la force de réaction Re au point de contact E est nulle. La courbe présente un maximum en 46 correspondant à une valeur de l'angle de manivelle w situé entre 0° et w_1 pour lequel la force de réaction Re au point de contact E est maximale.

En dépassant l'angle w_1 , la direction d'application de la force Re s'inverse et le piston a tendance au décollement du chemin de roulement. Cette force de réaction Re négative présente en 47 un minimum dont l'effet doit être combattu par l'utilisation des moyens élastiques de compensation, tels que ressorts ou combinaison de cales et de ressorts (voir le diagramme de forces, figure 11).

La figure 6 présente une courbe 49 de variations du rendement de compression en pourcents en fonction de l'angle de calage α_1 en radians. Il en résulte, que la partie ascendante de la courbe correspond aux faibles valeurs de α_1 sur lesquelles devrait théoriquement se porter le choix. Toutefois, la force de réaction Re, dont les variations en fonction de l'angle de manivelle w sont représentées à la figure 4, peut atteindre des valeurs prohibitives incompatibles avec les efforts tolérables que l'on peut imposer aux matériaux en raison de leur résistance à la rupture et à l'usure rapide. Pour des valeurs de α_1 , égales ou inférieures à 20° , la réaction sur l'arbre moteur est trop forte et à la suite de l'augmentation des efforts mécaniques le rendement diminue. Plus α_1 est petit, plus importantes sont les forces s'exerçant sur le piston et le tourillon et qui engendrent des pertes d'énergie par transformation en chaleur de friction.

On a représenté aux figures 7 et 8 les courbes 50 et 51 montrant les variations des forces Re exprimées en décanewton en fonction de la valeur du jeu J en 10^{-1} mm, correspondant respectivement à la force de réaction maximale au point de contact E (point 46 de la courbe selon la figure 4) et à la force de réaction négative maximale (point 47 de la même courbe). On voit, que la force de réaction Re positive diminue, quand le jeu J augmente. Cette force tend vers l'infini pour un jeu nul, ce qui orienterait le constructeur vers un jeu le plus grand possible. La force Re pour un angle w_2 (figure 4) devenant de plus en plus négative selon la figure 8, on aurait tendance à choisir, au contraire, une valeur de J la plus faible possible.

On s'aperçoit que l'écart entre Re positif et Re négatif diminue avec le jeu et atteint un palier pour un jeu d'environ 10 mm. Le choix de J détermine la valeur de l'angle α_1 , puisque l'angle α_1 varie presque linéairement en fonction du jeu J pour des valeurs de J supérieures à 1 mm (voir figure 5).

En pratique, pour déterminer le jeu J ou l'angle α_1 , on choisit sur la figure 5 une plage des angles α_1 correspondant au rendement souhaité. Pour des raisons de résistance des matériaux mentionnées précédemment, on choisira α_1 supérieur à 20° , ou mieux, supérieur à 30° . Pour connaître les forces réactives positives et négatives auxquelles seront soumis les matériaux, on tracera des diagrammes des efforts, selon la figure 4 pour chacune des valeurs choisies de l'angle α_1 . On tiendra compte, d'une part, de la valeur maximum de la force réactive Re positive à laquelle pourront être exposés les matériaux et, d'autre part, de la valeur maximum de la force Re négative, car plus elle est importante, plus importants devront être les moyens élastiques de compensation à utiliser avec un seuil limite qui représente les possibilités extrêmes de compensation par emploi de ressorts en raison de leur résistance mécanique. Ainsi, on choisira la courbe où la valeur Re positive et la valeur Re négative sont acceptables pour des raisons mentionnées.

Aux figures 9, 10 et 11 sont représentés les diagrammes de forces pour différents angles de manivelle w s'exerçant dans un compresseur, où l'angle de calage α_1 est de $32^\circ 64'$ et le jeu de 5 mm.

Ces diagrammes correspondent, respectivement, en ce qui concerne la figure 9, à un angle de manivelle w quelconque situé entre 0° et w_1 (figure 4), c'est à dire où la force Re est positive, en ce qui concerne la figure 10, à un angle d'équilibre w_1 (point 45, figure 4) juste avant le décollement du piston de son chemin de roulement et, en ce qui concerne la figure 11, à un angle situé entre w_1 et w_2 (point 47, figure 4) dans la zone de décollement où la force Re négative est maximum.

Selon ces figures,

R_c représente le cercle décrit par le rayon du cylindre R_c ayant pour centre O_1 ,

R_p le cercle décrit par le rayon du piston R_p ayant pour centre O_2 ,

R_f le cercle décrit par le centre du tourillon O_3 ,

R_{cp} le cercle décrit par le centre du piston O_2 , et

R la portion du cercle décrit par le centre du piston O_2 pivotant autour du centre du tourillon O_3 .

Dans le cas de la figure 9, le piston est en équilibre pour un angle de manivelle w compris entre 0° et w_1 (figure 4). Il est soumis à un couple résultant de la force F_{pc} positive qui représente la force de pression régnant dans la chambre HP et passant par le centre du piston O_2 . La lettre a désigne le bras du levier qui permet de calculer le couple agissant sur l'axe O_3 du tourillon et qui maintient le piston appliqué sur son chemin de roulement pour une rotation du vilebrequin correspondant à un angle de 0° à w_1 en radians.

La figure 10 représente le piston en équilibre pour un angle w égal à w_1 c'est à dire juste avant le décollement du piston.

La figure 11 représente un diagramme de forces pour un angle w compris entre w_1 et w_2 , c'est à dire dans la zone de décollement. Après avoir franchi l'angle w_1 , la force Re devient négative et atteint son maximum pour un angle w_2 . Cette force s'exerce par l'intermédiaire du bras de levier b et forme un couple tendant à décoller le piston de son point de contact E avec le cylindre. Pour éviter le décollement du piston, l'effet de la force négative Re est compensé par l'action d'un ou de plusieurs ressorts 30 (figures 11 et 12), dont le couple $FR \times O_1O_3 \cos \alpha_3$ est égal au couple $Re \times b$.

La face d'appui 62 du ressort 30 sur la couronne est parallèle à la droite 25 reliant les centres du piston O_2 et du tourillon O_3 et sa droite d'action 23 passant par le centre O_1 de l'arbre est perpendiculaire à la droite 25.

Le calcul de la force du ressort doit tenir compte de plusieurs facteurs, tels que la pression de travail dans la chambre HP et des dimensions de la chambre et du piston.

Le ressort 30 est disposé en amont du point de contact E par rapport au sens du roulement du piston (figure 2), son axe 67 passe par l'axe O_1 de l'arbre et est perpendiculaire à la droite 25. Il est logé entre un plot de centrage 65 fixé à la couronne et un logement cylindrique avec lamage 64 ménagé dans la manivelle et dont le fond 66 est parallèle à la droite 25 (figure 12).

Le dispositif utilisant un ou plusieurs ressorts pour maintenir le piston appliqué sur son chemin de roulement et compenser la force Re négative représente une première solution de calage du piston. D'autres moyens de compensation et de calage consistent à utiliser des cales à pentes coniques sollicitées par un ou plusieurs ressorts et permettent un ajustage progressif de calage.

Selon la forme de réalisation représentée aux figures 13 et 14, entre la manivelle 3 et la couronne 6 est ménagé un logement concave formé par deux méplats longitudinaux inclinés 58 pour loger une paire de cales 55 à pentes coniques 58 de sens opposé. A cette fin, le bloc de la manivelle présente à l'endroit du logement deux pentes, l'angle d'orientation de chacune correspondant à la pente de la cale qui s'y trouve logée. Les pentes coniques du logement et des cales sont inclinées à l'angle α_4 par rapport à l'axe O_1 de l'arbre 4. Aux deux extrémités transversales du logement sont logées les cales 55. Les faces de cales opposées aux faces à pente d'angle α_4 et prenant appui sur un méplat 62 ou sabot que présente la couronne 6 à cet endroit sont convexes et arrondies, de façon à ce que les cales prennent appui sur leurs sabots selon une génératrice désignée par K . Le plan de symétrie 63 longitudinal de cales passe par le centre O_1 . Les deux cales 55 sont sollicitées en sens inverse par un ressort 57 travaillant à la compression dont l'axe de centrage 61 est logé aux deux extrémités dans les cales. La poussée des cales 55 exercée contre le sabot 62 de la couronne est per-

pendiculaire à la droite reliant l'axe du piston O_2 et l'axe du tourillon O_3 .

Une autre forme de réalisation de cales est représentée aux figures 15 et 16. Au lieu d'être orientée à angle α_4 par rapport à l'axe O_1 de l'arbre 4, la pente 71 de la cale 70 est inclinée transversalement par rapport à l'axe O_1 et notamment d'un angle α_5 par rapport à la droite reliant le centre O_3 du tourillon et le centre O_2 du piston. A cette fin, le logement ménagé pour la cale est compris entre le méplat longitudinal 71 de la manivelle 3 et le méplat 72 que présente l'alésage de la couronne 6. La cale 70, dont une face longitudinale est en pente d'angle α_5 , est percée sur une face latérale des deux logements borgnes 73 pour loger les extrémités des deux ressorts 74 travaillant à la compression, dont les extrémités opposées sont retenues par des plots de centrage 75 placés sur un méplat de la couronne 6.

L'action de cales s'exerce selon une droite transversale par rapport à l'axe de l'arbre 4 et a pour effet de repousser la couronne 6 de la manivelle en direction perpendiculaire à ladite droite.

L'application présentée de la machine selon l'invention dans le domaine de compresseurs n'exclut nullement d'autres applications selon le principe exposé, telles que dans les domaines de moteurs à explosion, de pompes à vide, de récupérateurs d'énergie ou de freins pneumatiques ou hydrauliques.

Revendications

1. Machine à piston rotatif, notamment compresseur à piston rotatif, comprenant une chambre cylindrique (13, 14), dans laquelle sont disposés une partie excentrique ou manivelle (3) d'un arbre (4) d'axe O_1 coaxial à ladite chambre, un piston annulaire rotatif (5) pouvant rouler au contact de la paroi (10) de la chambre et une couronne d'entraînement (6) du piston (5) en contact avec la paroi intérieure du piston sur toute sa circonférence et montée à l'intérieur de celui-ci, de façon à pouvoir glisser par rapport au piston, le calage du piston sur son chemin de roulement étant assuré par des moyens élastiques de compensation (30, 55 et 57, 70 et 74) prenant appui sur la manivelle ou sur l'arbre et sur l'alésage de la couronne (6), la machine comportant en outre un volet (15) divisant l'espace libre autour du piston en deux compartiments (13, 14) à volume variable, la couronne (6) étant entraînée en rotation au moyen d'un tourillon (1), l'axe O_3 du tourillon s'étendant en direction longitudinale de la machine et étant situé dans une position excentrique par rapport à la couronne, caractérisée en ce que le tourillon est monté dans une chape (8, 9) réalisant l'accouplement de la couronne (6) et de la manivelle (3).

2. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que le tourillon (1) est monté dans un alésage (24) d'axe O_3 de la manivelle (3) et dans une chape (8, 9) solidaire de la couronne (6).

3. Machine selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que, l'angle α_1 étant l'angle de décalage de l'axe O_3 du tourillon par rapport au

point de contact E lors du calage du piston sur la paroi (10) de la chambre, dont la valeur est liée mathématiquement à la valeur du jeu J apparaissant entre le piston et la paroi lorsqu'en absence des effets produits par les moyens élastiques de compensation, l'axe du piston O_2 se situe dans l'alignement des axes O_1 de l'arbre et O_3 du tourillon, pour une pression de travail, une vitesse de rotation et des longueurs des rayons du piston et de la chambre donnés, on choisit un angle α_1 supérieur à 20° , auquel correspond un jeu J d'environ 1 mm, pour éviter de soumettre les matériaux aux efforts mécaniques trop importants.

4. Machine selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les moyens élastiques de calage sont constitués par au moins un ressort (30) monté transversalement en amont du point de contact E par rapport au sens de rotation du piston, prenant appui, d'une part, sur la manivelle (3) et, d'autre part, sur la couronne (6), de façon à ce que la droite d'action du ressort passe par l'axe O_1 de l'arbre et soit perpendiculaire à la droite (25) reliant le centre O_2 du piston et le centre O_3 du tourillon.

5. Machine selon la revendication 4, caractérisée en ce que la face d'appui (62) du ressort sur la couronne est parallèle à la droite (25) reliant le centre O_2 du piston et le centre O_3 du tourillon.

6. Machine selon la revendication 4, caractérisée en ce que le ressort (30) est logé entre un plot de centrage (65) fixé à la couronne et un logement cylindrique avec lamage (64) ménagé dans la manivelle, dont le fond (66) est parallèle à la droite (25) reliant O_2 et O_3 .

7. Machine selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les moyens élastiques de calage sont constitués par au moins une cale à pente conique sollicitée par un ressort travaillant à la compression selon une droite d'action transversale par rapport à l'axe O_1 de l'arbre (4), la cale étant logée dans un logement entre la manivelle et la couronne, dont une paroi présente une pente conique.

8. Machine selon la revendication 7, caractérisée en ce que l'une des faces longitudinales de la manivelle présente deux méplats longitudinaux (58) concaves inclinés à angle α_4 par rapport à l'axe O_1 de l'arbre et formant avec l'alésage de la couronne (6) un logement, deux cales (55) étant logées aux deux extrémités transversales dudit logement, chacune présentant une face intérieure en pente d'angle α_4 correspondant à celui du méplat incliné (58), un ressort (57) travaillant en compression étant disposé entre les cales (55).

9. Machine selon la revendication 7 ou 8, caractérisée en ce que la partie de la couronne sur laquelle prennent appui les cales présente un méplat (62) constituant sabot, tandis que la face extérieure de chaque cale prenant appui sur ledit sabot présente un arrondi.

10. Machine selon la revendication 7, caractérisée en ce que entre l'alésage de la couronne et la manivelle est disposé un logement pour une cale (70) à face longitudinale en pente, la pente (71) du logement du côté de la manivelle étant inclinée

transversalelement d'un angle α_5 par rapport à la droite reliant le centre O_2 du piston et le centre O_3 du tourillon, l'action de la cale (70) sollicitée par au moins un ressort (74) s'exerçant selon une droite transversale par rapport à l'arbre (4).

11. Maschine selon la revendication 10, caractérisée en ce qu'une face latérale de la cale (70) est percée d'au moins un logement borgne (73) dans lequel est logée une extrémité du ressort (74), l'autre extrémité du ressort prenant appui sur un plot de centrage (75) solidaire d'un méplat (72) de la couronne (6).

Patentansprüche

1. Drehkolbenmaschine, insbesondere Drehkolbenkompressor, mit einer zylindrischen Kammer (13, 14), in welcher eine Exzentrerscheibe oder Kurbel (3) mit einer eine koaxial zur Kammer liegende Achse O_1 aufweisenden Welle (4), ein in Kontakt mit der Wand (10) der Kammer laufender ringförmiger Drehkolben (5), und ein auf seinem gesamten Umfang in Kontakt mit der Innenwand des Kolbens und in dessen Innerem angebrachten, relativ zum Kolben gleitfähigen Ring (6) zum Antreiben des Kolbens (5) angeordnet sind, wobei die Stellung des Kolbens auf seinem Laufweg durch sich auf der Kurbel oder auf der Welle und in der Öffnung des Ringes (6) abstützende elastische Kompensationsteile (30, 55 und 57, 70 und 74) gesichert ist, weiterhin mit einer den freien Raum um den Kolben herum in zwei Abteilungen (13, 14) mit variablem Volumen aufteilenden Klappe (15), bei der der Ring mittels eines Zapfens (1), dessen Achse O_3 sich in Längsrichtung der Maschine erstreckt und relativ zum Ring in einer exzentrischen Position angeordnet ist, rotierend antreibbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Zapfen in einer Ring (6) und Kurbel (3) koppelnden Kappe (8, 9) untergebracht ist.

2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Zapfen (1) in einer Bohrung (24) mit Achse O_3 der Kurbel (3) und in einer mit dem Ring (6) kraftschlüssig verbundenen Kappe (8, 9) untergebracht ist.

3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Winkel α_1 der Anstellwinkel der Achse O_3 des Zapfens gegenüber der der Stellung des Kolbens entsprechenden Kontaktstelle E auf der Wand (10) der Kammer ist, dessen Wert mathematisch mit dem Wert des Spieles J verknüpft ist, das bei mit den Achsen O_1 der Welle und O_3 des Zapfens aufgrund Fehlens der von den elastischen Kompensationsteilen erzeugten Wirkungen fluchtender Achse O_2 des Kolbens zwischen dem Kolben und der Wand vorhanden wäre, wobei man für einen Arbeitsdruck, eine Drehzahl und für gegebene Radiuslängen des Kolbens und der Kammer einen Winkel α_1 grösser als 20° wählt, dem ein Spiel J von ungefähr 1 mm entspricht, um zu vermeiden, dass die Materialien zu starken mechanischen Beanspruchungen unterworfen werden.

4. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die elastischen Einstellteile wenigstens eine Feder (30) aufwei-

sen, welche in bezug auf den Drehsinn des Kolbens quer oberhalb des Kontaktpunktes E angebracht ist, wobei sie sich einerseits an der Kurbel (3) und andererseits am Ring (6) so abstützt, dass die Wirkungslinie der Feder die Achse O_1 der Welle schneidet und senkrecht zur Verbindungslinie (25) vom Mittelpunkt O_2 des Kolbens und dem Mittelpunkt O_3 des Zapfens verläuft.

5. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Stützfläche (62) der Feder auf dem Ring parallel zur Verbindungslinie vom Mittelpunkt O_2 des Kolbens zum Mittelpunkt O_3 des Zapfens liegt.

6. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Feder (30) zwischen einer am Ring befestigten Zentrierklemme (65) und einer in der Kurbel ausgesparten zylindrischen Ausnehmung mit Führung (64) angebracht ist, deren Bodenfläche (66) parallel zur Verbindungslinie von O_2 und O_3 liegt.

7. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die elastischen Einstellteile aus wenigstens einem durch eine längs einer Wirkungslinie quer in bezug auf die Achse O_1 der Welle (4) auf Druck arbeitende Feder belasteten Keil mit konischen Keilflächen bestehen, wobei der Keil in einer Ausnehmung zwischen der Kurbel und dem Ring untergebracht ist, dessen eine Wand eine konische Keilfläche darstellt.

8. Maschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass eine der Längsflächen der Kurbel zwei in Längsrichtung sich erstreckende konkave, unter einem Winkel O_4 in bezug auf die Achse O_1 der Welle geneigte Abflachungen (58) aufweist, welche mit der Öffnung des Ringes (6) eine Aufnahme bilden, wobei an beiden Enden der Aufnahme je ein Keil (55) mit einer der geneigten Abflachung (58) entsprechenden inneren Fläche mit Abflachungswinkel α_4 untergebracht und zwischen den Keilen (55) eine druckbelastete Feder (57) angeordnet ist.

9. Maschine nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Teil des Ringes, auf dem sich die Keile abstützen, eine einen Fuss bildende Abflachung (62) aufweist, während die sich auf dem Fuss abstützende Aussenfläche jedes Keils abgerundet ist.

10. Maschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen der Öffnung des Ringes und der Kurbel eine Lagerung für einen Keil (70) mit abgeschrägten Längsflächen vorgesehen ist, bei der die Keilfläche (71) der Lagerung an der Kurbel in Querrichtung um einen Winkel α_5 in bezug auf die Verbindungslinie von Mittelpunkt O_2 des Kolbens und Mittelpunkt O_3 des Zapfens geneigt ist, wobei die Kraft des durch wenigstens eine Feder (74) belasteten Keils (70) längs einer quer zur Welle (4) liegenden Linie angreift.

11. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass in eine Seitenfläche des Keils (70) wenigstens eine Blindausnehmung (73) gebohrt ist, die ein Ende der Feder (74) aufnimmt, während das andere Ende der Feder sich auf einer

Zentrierklemme (75) abstützt, die kraftschlüssig mit einer Abflachung (72) des Ringes (6) verbunden ist.

Claims

1. A rotary piston machine, more especially a rotary piston compressor, comprising a cylindrical chamber (13, 14) in which is disposed an eccentric part or crank (3) of a shaft (4) having axis O_1 coaxial with said chamber, an annular rotary piston (5) able to roll in contact with the wall (10) of the chamber and a crown wheel (6) for driving the piston (5) in contact with the inner wall of the piston on its whole circumference and mounted there inside, so as to be able to slide with respect to the piston, engagement of the piston on its rolling path being provided by resilient compensation means (30, 55 and 57, 70 and 74) bearing on the crank or shaft and on the bore of the crown wheel (6), the machine further comprising a flap (15) dividing the free space about the piston in to two variable volume compartments (13, 14), the crown wheel (6) being rotated by means of a trunnion (1), the axis O_3 of the trunnion being aligned in longitudinal direction of the machine and in excentred position with respect to the crown wheel, characterized in that the trunnion is mounted in a fork joint (8, 9), so as to be able to couple the crown wheel (6) and the crank (3).

2. Machine according to claim 1, characterized in that the trunnion (1) is mounted in a bore (24) with axis O_3 of the crank (3) and in a fork joint (8, 9) integral with the crown wheel (6).

3. Machine according to claim 1 or 2, characterized in that, the angle α_1 being the angle by which the axis O_3 of the trunnion (1) is offset with respect to the point of contact E, when the piston (5) is wedged against the wall (10) of the chamber, the value of α_1 being mathematically related to the value of the play J appearing between the piston and the wall and measured when, in the absence of the effects produced by the resilient compensation means, the axis of the piston O_2 is located in the alignment of the axes O_1 of the shaft and O_3 of the trunnion, α_1 is chosen as a function of the working pressure, of the speed of rotation, of the dimensions of the piston and of the chamber greater than 20° , to which corresponds a play J of about 1 mm, to avoid to subject the materials to a too important mechanical stress.

4. Machine according to one of claims 1 to 3, characterized in that the resilient wedging means are formed by at least one spring (30) mounted transversely upstream of the point of contact E with respect to the direction of rotation of the piston, bearing on the one hand on the crank (3) and on the other on the crown wheel (6), so that the straight line of action of the spring passes through the axis O_1 of the shaft and is perpen-

dicular to the straight line (25) connecting the center O_2 of the piston with the center O_3 of the trunnion.

5. Machine according to claim 4, characterized in that the face (62) of the spring bearing on the crown wheel is parallel to the straight line (25) connecting the center O_2 of the piston with the center O_3 of the trunnion.

6. Machine according to claim 4, characterized in that the spring (30) is housed between a centering stud (65) fixed to the crown wheel and a cylindrical housing with spot facing (64) formed in the crank, whose bottom (66) is parallel to the straight line (25) connecting O_2 with O_3 .

7. Machine according to one of the claims 1 to 6, characterized in that the resilient wedging means are formed by at least one wedge with conical slope urged by a spring working under compression along a straight line of action transversal with respect to the axis O_1 of the shaft (4), the wedge being housed in the housing between the crank and the crown wheel, one wall of which has a conical slope.

8. Machine according to claim 7, characterized in that one of the longitudinal faces of the crank has two longitudinal concave flat portions (58) sloping at an angle α_4 with respect to the axis O_1 of the shaft and forming a housing with the bore of the crown wheel (6), two wedges (55) being housed at the two transverse ends of said housing, each one having an inner face sloping at an angle α_4 corresponding to that of the sloping flat portion (58), a spring (57) working under compression being disposed between the wedges (55).

9. Machine according to claim 7 or 8, characterized in that the part of the crown wheel on which the wedges bear has a flat portion (62) forming a shoe, whereas the outer face of each wedge bearing on said shoe has a rounded portion.

10. Machine according to claim 7, characterized in that between the bore of the crown and the crank is disposed a housing for a wedge (70) with longitudinal sloping face, the slope (71) of the housing on the crank side being sloped transversely by an angle α_5 with respect to the straight line connecting the center O_2 of the piston with the center O_3 of the trunnion, the action of the wedge (70) urged by at least one spring (74) being exerted along a straight line transversal with respect to the shaft (4).

11. Machine according to claim 10, characterized in that a lateral face of the wedge (70) is pierced with at least one blind housing (73) in which is accommodated one end of the spring (74), the other end of the spring bearing on a centering stud (75) integral with a flat portion (72) of the crown wheel (6).

FIG 1

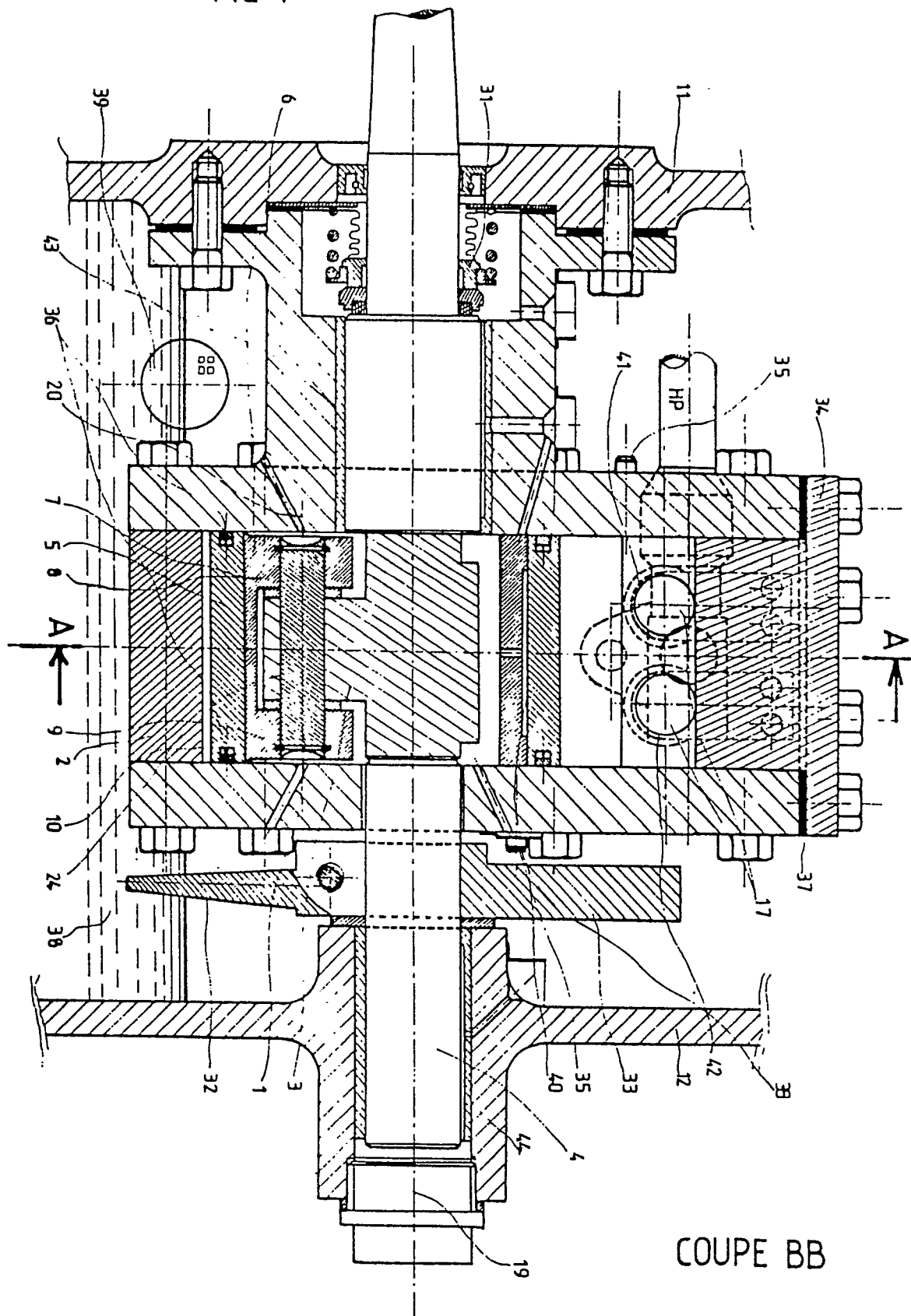


FIG 2

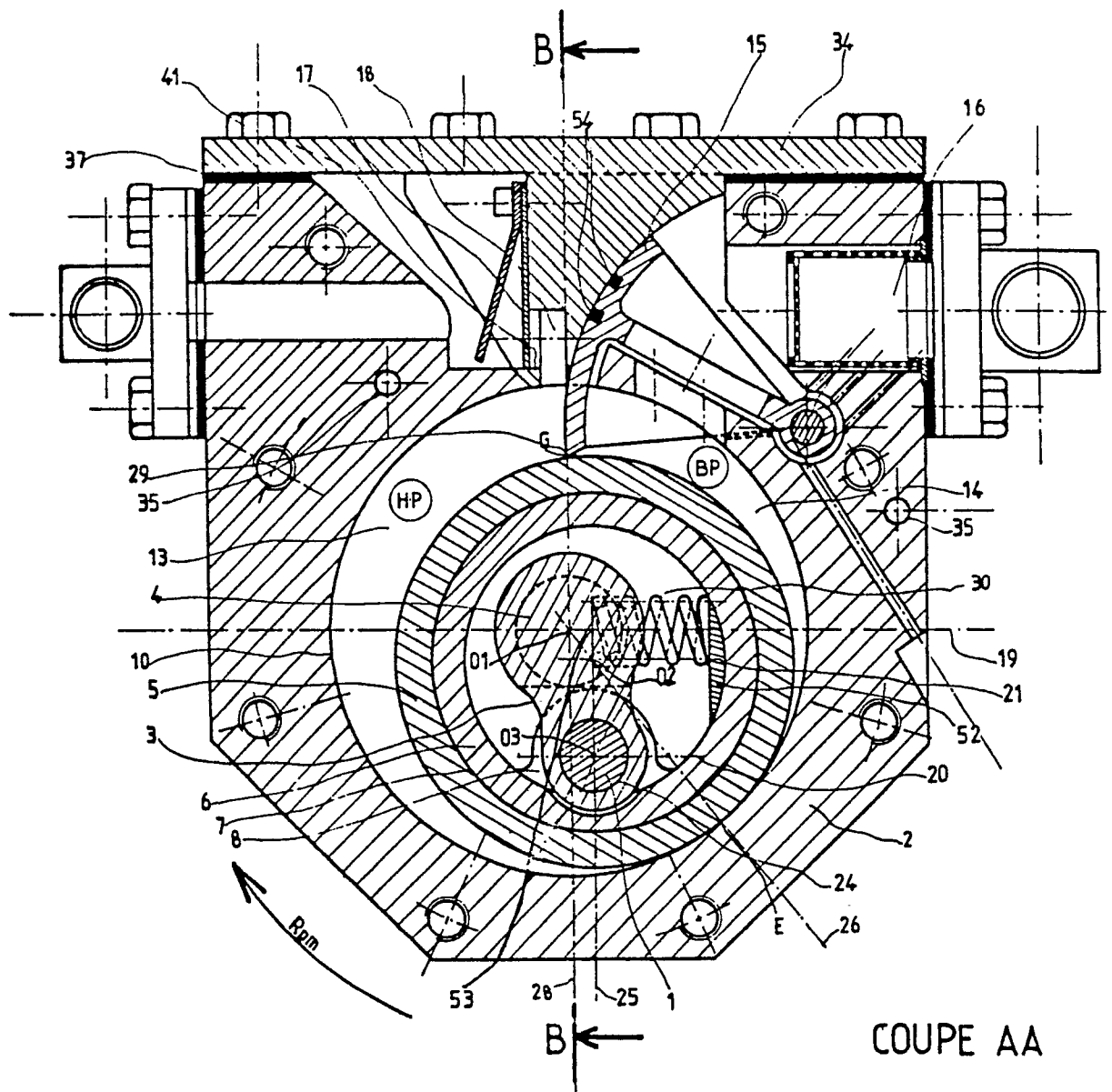


FIG 3

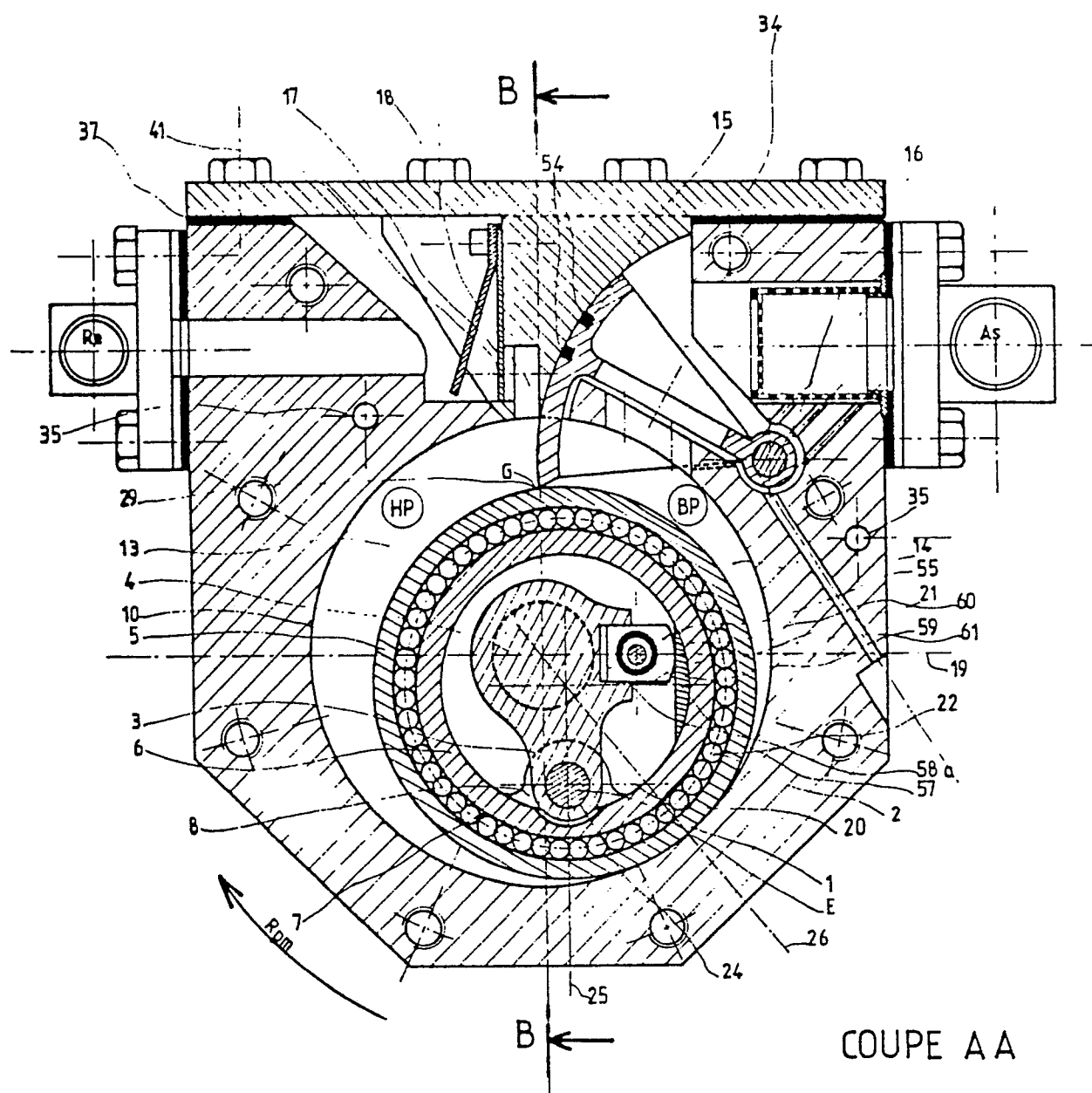
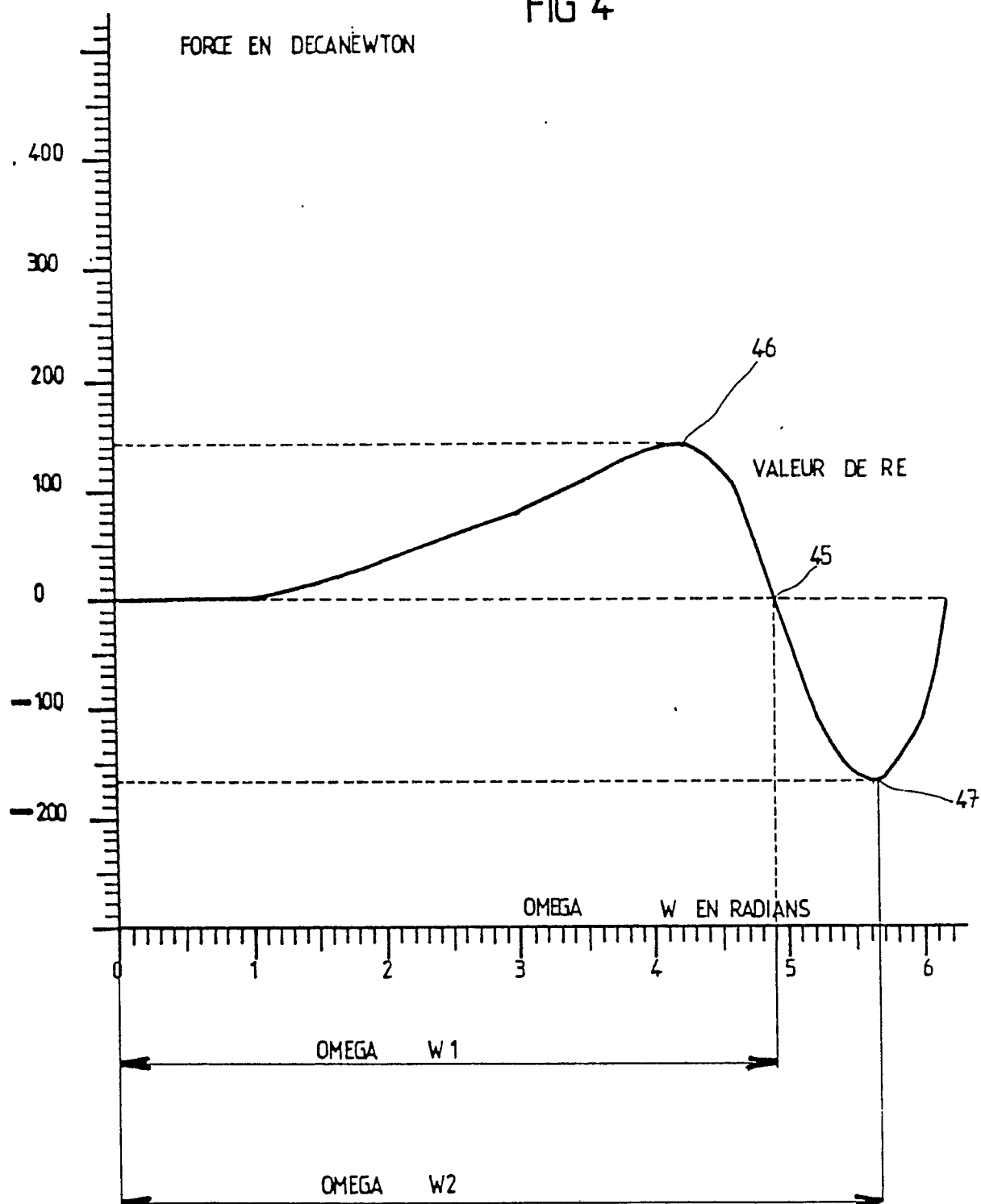


FIG 4



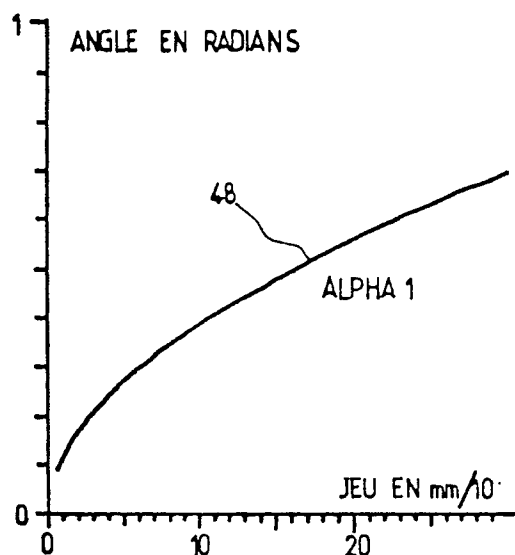


FIG 5

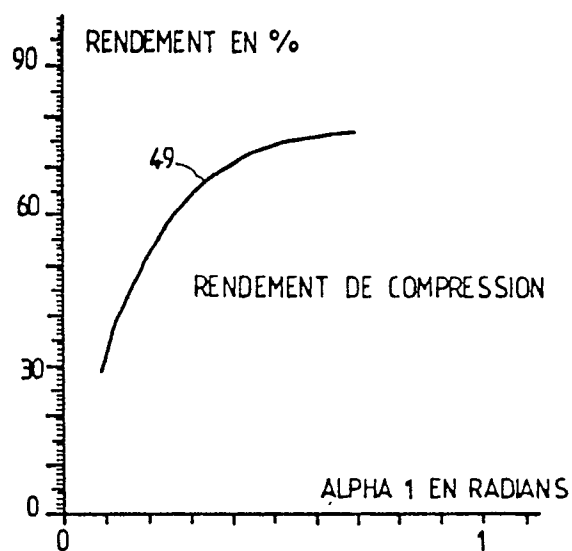


FIG 6

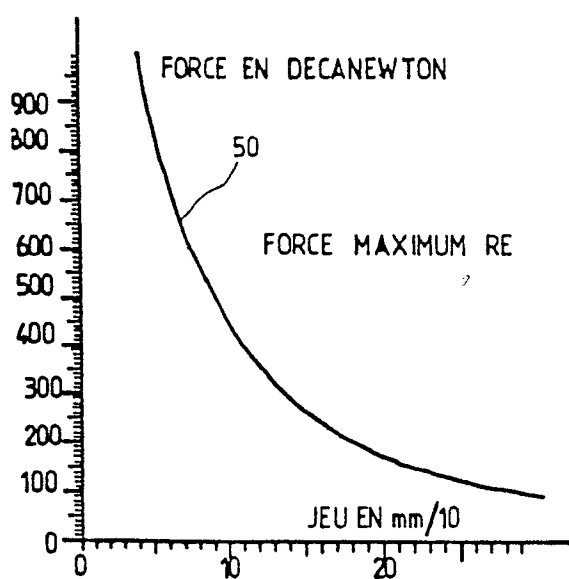


FIG 7

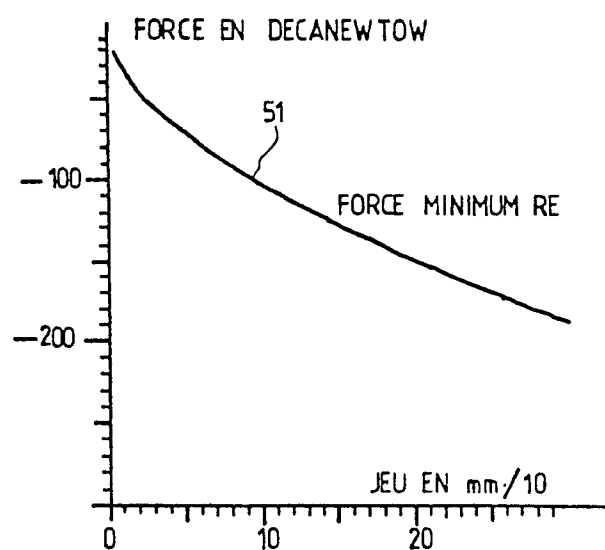


FIG 8

FIG 11

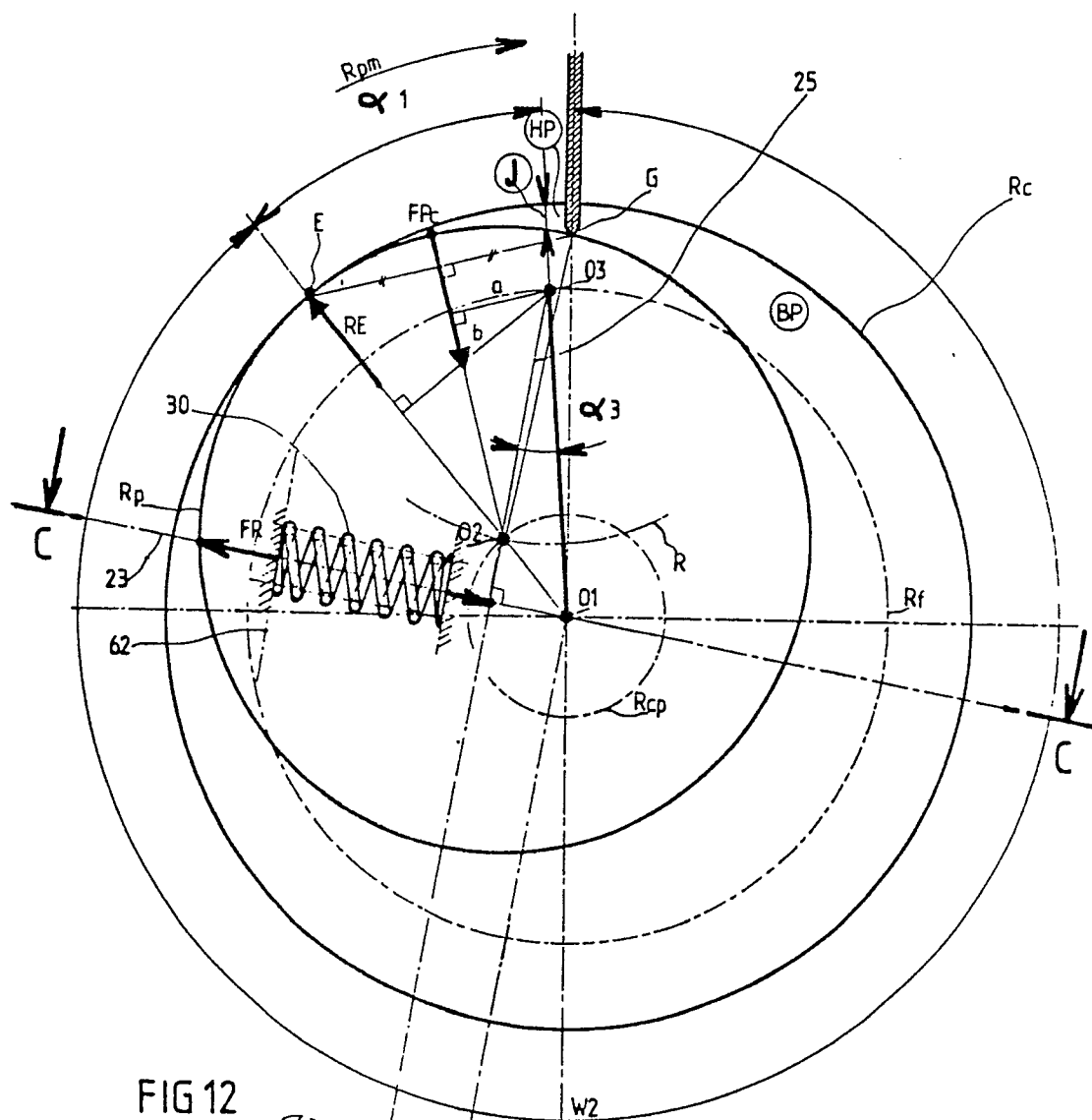
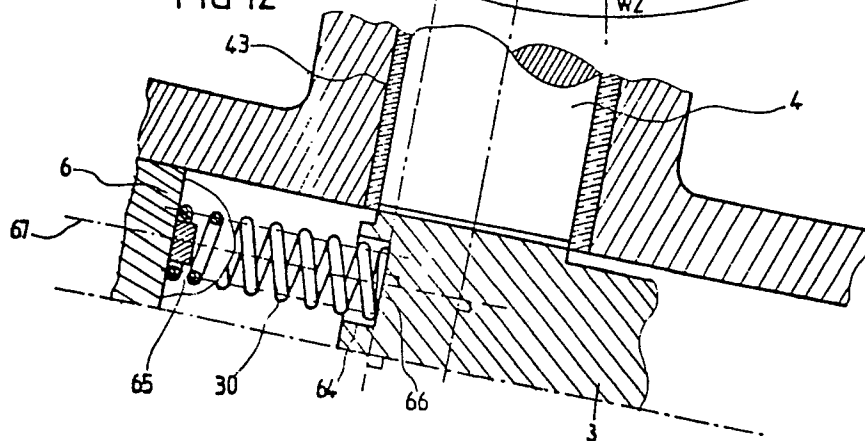


FIG 12



1/2 COUPE CC

FIG 13

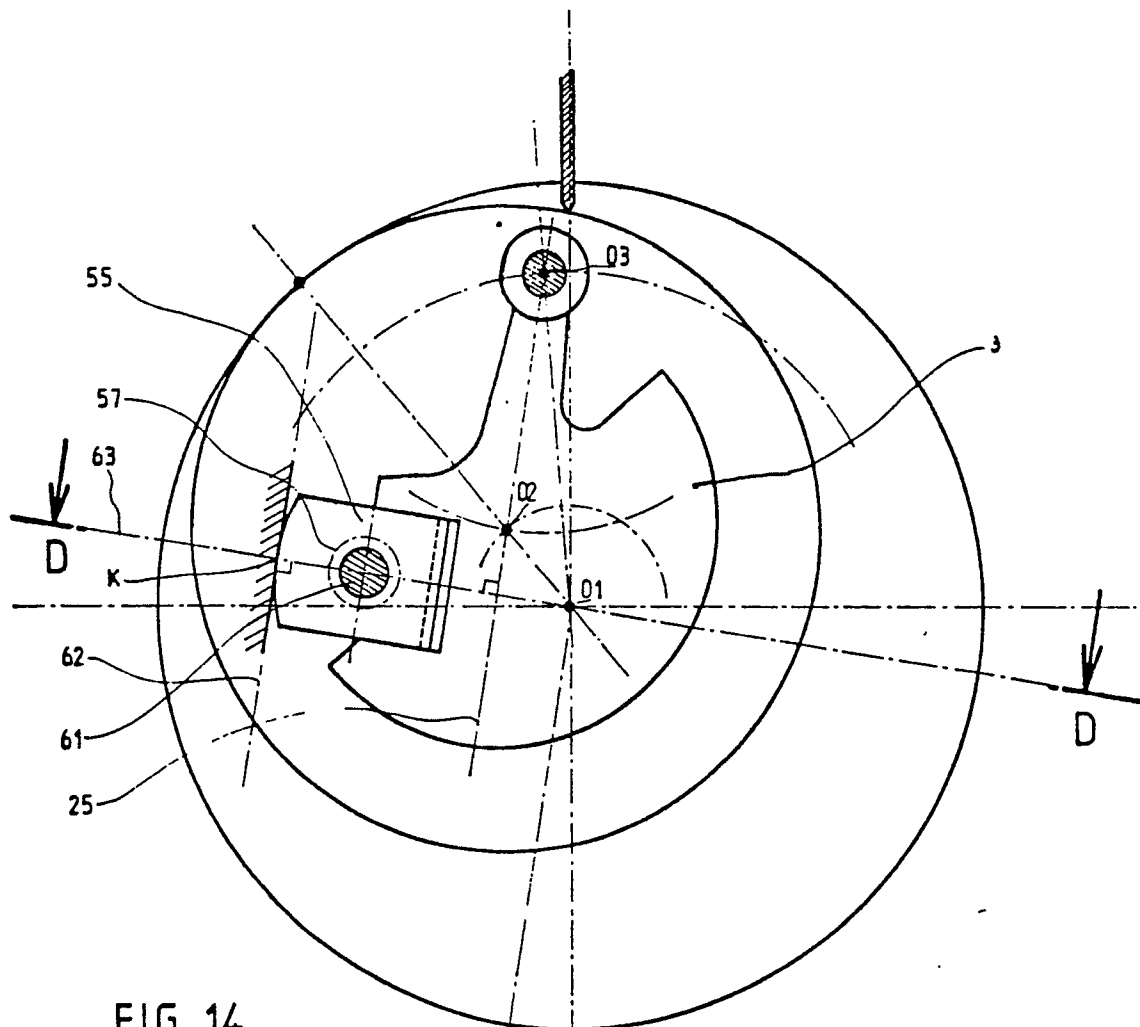
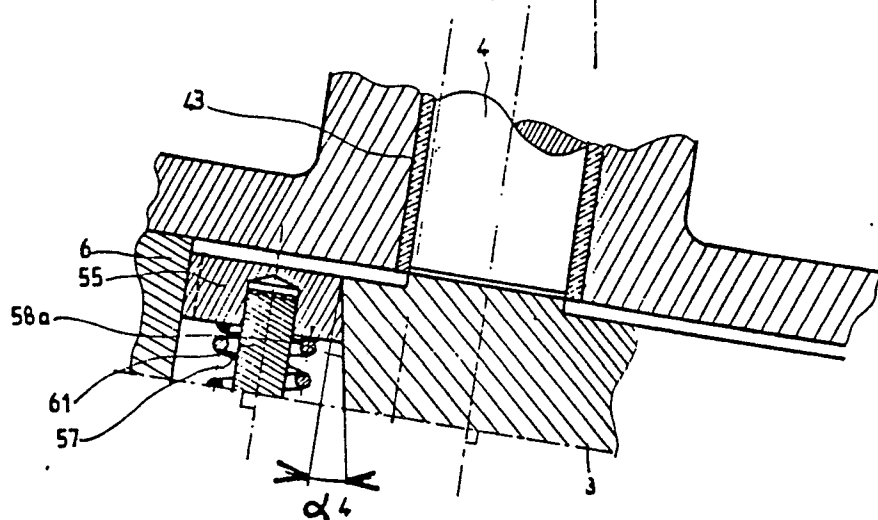


FIG 14



1/2 COUPE DD

