



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Numéro de publication: **0 627 042 B1**

12

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

49 Date de publication du fascicule du brevet: **15.11.95** 51 Int. Cl.⁶: **F01C 1/24**

21 Numéro de dépôt: **93905403.7**

22 Date de dépôt: **18.02.93**

86 Numéro de dépôt internationale :
PCT/FR93/00162

87 Numéro de publication internationale :
WO 93/17224 (02.09.93 93/21)

54 **MACHINE VOLUMETRIQUE A PISTONS LOUVOYANTS, EN PARTICULIER MOTEUR A QUATRE TEMPS.**

30 Priorité: **21.02.92 FR 9202023**

43 Date de publication de la demande:
07.12.94 Bulletin 94/49

45 Mention de la délivrance du brevet:
15.11.95 Bulletin 95/46

84 Etats contractants désignés:
AT BE DE ES FR GB IT NL SE

56 Documents cités:
FR-A- 2 651 019

73 Titulaire: **ANTONOV, Roumen**
25, rue d'Artois
F-75008 Paris (FR)

72 Inventeur: **ANTONOV, Roumen**
25, rue d'Artois
F-75008 Paris (FR)

74 Mandataire: **Pontet, Bernard**
Pontet & Allano s.a.r.l.
25, rue Jean Rostand
Parc-Club Orsay-Université
F-91893 Orsay Cédex (FR)

EP 0 627 042 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 concerne une machine volumétrique dans laquelle des pistons louvoyants définissent entre-eux une chambre à volume variable.

On connaît d'après le FR-A-2 651 019 une machine volumétrique comprenant quatre éléments reliés en parallélogramme déformable. Chaque élément comprend une surface cylindrique convexe et une surface cylindrique concave, centrées chacune sur l'un des axes d'articulation de l'élément, et coopérant de manière étanche avec la surface cylindrique concave de l'un des éléments voisins et respectivement avec la surface cylindrique convexe de l'autre élément voisin. L'un des axes d'articulation du parallélogramme est fixe, et l'axe opposé est animé d'un mouvement circulaire. Ceci provoque simultanément une variation des angles au sommet du parallélogramme et une oscillation du parallélogramme autour de son axe fixe. La variation des angles du parallélogramme fait varier le volume d'une chambre définie entre les quatre surfaces cylindriques convexes. L'oscillation autour de l'axe fixe permet à cette chambre de communiquer sélectivement avec un orifice d'admission et un orifice d'échappement. On réalise ainsi un moteur thermique effectuant les quatre temps (admission, compression, détente, échappement) en un seul tour de manivelle.

Cette machine a l'inconvénient d'être relativement encombrante pour une capacité volumique donnée, et de ne pas permettre des taux de compression très élevés.

La construction de chaque élément nécessite une assez grande précision pour que l'étanchéité soit de bonne qualité sans que les frottements mécaniques deviennent prohibitifs.

Le but de l'invention est de proposer une machine volumétrique qui remédie à ces inconvénients.

L'invention vise ainsi une machine volumétrique comprenant, entre deux faces en vis à vis, planes et parallèles, deux premiers éléments opposés articulés à deux seconds éléments opposés selon quatre axes d'articulation perpendiculaires aux dites faces et disposés aux quatre sommets d'un parallélogramme dont chaque côté constitue l'axe longitudinal de l'un respectif des premiers et seconds éléments, les éléments portant quatre parois cylindriques convexes qui définissent entre elles une chambre à volume variable, l'axe longitudinal de chaque premier élément étant coupé par les axes de deux parois cylindriques convexes respectives, deux lignes orientées comme les axes des seconds éléments étant coupées chacune par les axes de deux parois cylindriques convexes respectives, la machine comprenant en outre des

moyens de coordination reliés à deux des éléments selon deux axes de coordination, les moyens de coordination comprenant un système du type manivelle relié à un arbre de commande et à l'un de ces deux éléments pour faire conjointement osciller le parallélogramme entre les faces planes tout en faisant varier ses angles au sommet et corrélativement le volume de la chambre, des orifices de distribution étant ménagés sur l'une au moins des faces planes en vis à vis pour faire sélectivement communiquer la chambre avec une admission et un échappement en fonction de la position angulaire de la manivelle.

Suivant l'invention, la machine est caractérisée en ce que chaque premier élément porte rigidement les deux parois cylindriques convexes dont les axes coupent l'axe longitudinal de ce premier élément, en ce que chaque paroi cylindrique convexe forme avec la paroi cylindrique convexe coupant la même ligne une paire de parois cylindriques appartenant à des premiers éléments différents, en ce que chaque premier élément comporte des moyens de fermeture assurant entre ses deux parois cylindriques convexe, la continuité de fermeture de la chambre à volume variable, et en ce que la machine comprend des moyens d'étanchéité dynamiques entre les parois cylindriques convexes d'une même paire.

Les seconds éléments ont pour principale fonction de maintenir une distance constante entre les centres des parois cylindriques convexes de même paire.

En d'autres termes, tout ce passe comme si un parallélogramme déformable reliait les quatre axes des quatre parois cylindriques convexes. Ainsi, la distance entre les parois cylindriques convexes de même paire est toujours la même, quelle que soit la configuration du parallélogramme déformable. C'est ce qui permet de prévoir les moyens d'étanchéité dynamique, entre les parois cylindriques convexes de même paire, bien que celles-ci soient mobiles l'une par rapport à l'autre. Les parois cylindriques convexes de paires différentes et qui sont adjacentes l'une à l'autre le long du pourtour du parallélogramme sont fixes l'une par rapport à l'autre car elles sont portées par le même premier élément, et il est donc aisé de réaliser une liaison étanche entre-elles grâce aux moyens de fermeture étanche, qui peuvent être de type statique.

On définit donc entre les quatre parois cylindriques convexes une chambre dont le pourtour est fermé de manière sensiblement étanche et dont le volume varie en fonction de la configuration du parallélogramme.

De préférence, la machine volumétrique selon l'invention est conçue pour fonctionner en moteur thermique à quatre temps, et elle comprend en particulier des moyens initiateurs de combustion

positionnés pour correspondre avec la chambre au moins lorsque celle-ci est dans une première position de volume minimal.

La machine selon l'invention réalise, comme celle de l'art antérieur, les quatre temps en un seul tour de manivelle. Mais son encombrement est réduit, et il n'y a que deux étanchéités dynamiques autour de la chambre, entre les parois cylindriques convexes de même paire. En outre, ces étanchéités peuvent se ramener à un simple contact tangent entre parois cylindriques convexes, ce qui est une solution particulièrement simple, et très fiable même à des vitesses très élevées. En particulier, ce genre de relation de proximité est peu susceptible de grippage. En outre, la vitesse relative entre les parois cylindriques convexes de même paire est particulièrement réduite, pour une vitesse de rotation donnée de la manivelle.

On peut également choisir d'interposer entre les parois cylindriques convexes de même paire un élément d'étanchéité tel qu'une barrette flottante de forme générale biconcave, ou encore un corps d'étanchéité fixé à un deuxième élément articulé aux premiers éléments selon deux axes d'articulation correspondant avec les axes des parois cylindriques de la paire considérée.

D'autres particularités et avantages de l'invention ressortiront encore de la description ci-après, relative à des exemples non limitatifs.

Aux dessins annexés :

- la figure 1 est une vue d'une machine élémentaire selon l'invention, selon le plan I-I de la figure 3 ;
- la figure 2 est une vue partielle en coupe selon II-II de la figure 1 ;
- la figure 3 est une vue de la machine en coupe selon la ligne III-III de la figure 1 ;
- les figures 4, 5 et 7 sont des vues analogues à la figure 1, mais représentant la machine à trois stades successifs de son fonctionnement ;
- la figure 6 est une vue schématique illustrant l'une des positions de volume maximal de la chambre ;
- les figures 8 et 9 sont des vues correspondant aux figures 5 et 1 respectivement, mais avec un réglage différent du taux de compression ;
- la figure 10 est une vue analogue à la figure 4 mais correspondant à une variante de réalisation ;
- les figures 11 à 13 sont des vues analogues au bas des figures 1, 10 et 5 respectivement, mais relatives à une deuxième variante de réalisation ;
- la figure 14 est une vue schématique de la face intérieure d'une culasse 4, selon une troisième variante de réalisation ;

- la figure 15 est une vue partielle en coupe de la machine selon la ligne XV-XV de la figure 14 ;
- la figure 16 est une vue analogue à la figure 4 mais concernant une quatrième variante de réalisation ;
- les figures 17 et 18 sont deux vues schématiques d'une cinquième variante de l'invention dans une position de volume maximal et respectivement dans une position de volume minimal ;
- la figure 19 est une vue en perspective d'un corps d'étanchéité de la machine des figures 17 et 18 ;
- la figure 20 est une vue schématique des quatre éléments d'une sixième version de l'invention ;
- la figure 21 est une vue analogue à la figure 5, mais relative à un autre mode de réalisation ;
- la figure 22 est un détail de la figure 21, à échelle agrandie ;
- la figure 23 est une vue en perspective éclatée d'un premier élément de la figure 21, et de certaines pièces qu'il porte, avec coupes et arrachements ;
- la figure 24 est une vue en coupe selon XXIV-XXIV de la figure 21 ;
- la figure 25 est une vue partielle d'un autre mode de réalisation du premier élément ; et
- la figure 26 est une vue du premier élément en coupe selon les lignes XXVIa-XXVIa en haut de la figure et XXVIb-XXVIb en bas de la figure.

On va maintenant décrire en référence aux figures 1 et 2, ainsi qu'à la partie supérieure de la figure 3, un premier exemple de machine élémentaire selon l'invention.

Une machine réelle peut comporter une seule machine élémentaire, ou plusieurs machines élémentaires, par exemple deux machines élémentaires 1 comme cela est représenté à la figure 3, où la machine élémentaire du bas correspond à une variante de réalisation qui sera décrite en détail plus loin.

Comme le montre la partie supérieure de la figure 3, la machine comprend un carter 2 qui définit pour chaque machine élémentaire deux faces planes et parallèles 3a et 3b situées en vis à vis. Les faces planes 3a sont au moins en partie définies par deux culasses opposées 4 du carter 2, tandis que les deux faces 3b sont constituées par deux faces opposées d'une cloison intermédiaire 6 placée à égale distance entre les deux faces 3a. La distance entre chaque culasse 4 et la cloison intermédiaire 6 est définie par une paroi périphérique 7 respective.

Une partie 3c de la face plane 3a de la machine élémentaire du haut de la figure 3 est définie par une tourelle 8, en forme de plaque, qui est montée rotativement dans une creusure appropriée de la culasse 4 correspondante, pour des raisons qui apparaîtront plus loin.

Les culasses 4, la cloison intermédiaire 6 et les parois périphériques 7 forment ensemble un bâti de la machine. La tourelle 8 est mobile par rapport à ce bâti, mais, en tant qu'élément définissant les volumes à l'intérieur de la machine, est considérée comme appartenant au carter 2.

Comme le montre la figure 1, chaque machine élémentaire 1 comprend, entre les faces planes 3a et 3b, deux premiers éléments opposés 9a et 9b, et deux seconds éléments opposés 11a et 11b.

Chaque premier élément 9a ou 9b est articulé aux deux seconds éléments 11a et 11b selon deux axes d'articulation distincts. Il y a donc quatre axes d'articulation distincts, A1, A2, A3, A4, qui sont tous parallèles entre eux et perpendiculaires aux faces planes 3a et 3b.

Ces quatre axes A1, A2, A3, A4 sont disposés aux quatre sommets d'un parallélogramme. On appelle axe longitudinal de chaque élément 9a, 9b, 11a, 11b le côté du parallélogramme, Da, Db, Ea, Eb, respectivement, qui joint les deux axes d'articulation de l'élément considéré, par exemple les axes d'articulation A1 et A2 pour le premier élément 9a ayant l'axe longitudinal Da.

On a représenté à la figure 2, la structure de l'articulation d'axe A4 entre les éléments 9b et 11b. L'extrémité du premier élément 9b est réalisée avec deux oreilles parallèles 12, formant chape, entre lesquelles est engagée une oreille unique 13 du deuxième élément 11b. Un axe tubulaire 14 est emmanché A travers les deux oreilles 12 et l'oreille 13 pour réaliser la liaison articulée.

Chaque premier élément 9a ou 9b porte sur son côté tourné vers l'autre premier élément, deux parois cylindriques convexes S1, S2, et respectivement, S3, S4 définies par des garnitures rapportées 16.

L'axe C1, C2, C3 ou C4 de chaque paroi cylindrique S1, S2, S3 ou S4 coupe l'axe longitudinal Da ou Db du premier élément 9a ou 9b dont la paroi cylindrique est solidaire.

En outre, chaque paroi cylindrique S1, ...S4, forme avec une paroi cylindrique de l'autre premier élément, une paire de parois cylindriques dont les axes coupent une même ligne L14 ou L23 parallèle aux axes longitudinaux Ea et Eb des seconds éléments 11a et 11b. Ainsi, les parois cylindriques S1 et S4 forment ensemble une paire dont les axes C1 et C4 coupent une même ligne L14 parallèle aux axes Ea et Eb, et de même, les parois S2 et S3 forment une paire dont les axes C2 et C3 coupent une même ligne L23 parallèle aux axes

longitudinaux Ea et Eb.

On voit donc que les axes C1, C2, C3, C4 sont aux quatre sommets d'un deuxième parallélogramme dont les côtés C1 C2 et C3 C4 sont toujours confondus avec les axes longitudinaux Da et Db des premiers éléments 9a et 9b et dont les côtés C1 C4 et C2 C3 (lignes L14 et L23) sont toujours parallèles aux axes Ea et Eb.

Dans l'exemple, les axes C1 et C2 sont situés entre les axes A1 et A2 du premier élément 9a correspondant, et les axes C3 et C4 sont situés entre les axes A3 et A4 du premier élément 9b correspondant. Ceci est une disposition pratique avantageuse, avec toutes les parois cylindriques S1...S4 situées entre les seconds éléments 11a et 11b.

Dans l'exemple représenté, chaque deuxième élément 11a, 11b a une forme courbe qui est concave vers l'intérieur du parallélogramme pour, notamment dans la position extrême représentée à la figure 1, épouser le contour de la paroi cylindrique S1 ou respectivement S3 qui se trouve alors la plus proche. On minimise ainsi les encombrements. Ceci est vrai aussi pour les parois S2 et S4 dans une autre position extrême représentée à la figure 5.

Les quatre éléments 9a, 9b, 11a, 11b sont mobiles les uns par rapport aux autres, à partir de la position extrême représentée à la figure 1 et peuvent ainsi prendre différentes attitudes, dont certaines sont représentées aux figures 4, 5, 6 (schématique) et 7.

Dans la situation représentée à la figure 4, une chambre 17 s'est formée entre les deux premiers éléments 9a et 9b. La chambre 17 est délimitée par la partie de chaque paroi cylindrique S1...S4 qui est située en dedans du parallélogramme C1, C2, C3, C4, ainsi que par des moyens de fermeture constitués par deux surfaces cylindriques concaves 18 portées rigidement chacune par l'un des premiers éléments 9a et 9b et reliant les deux parois cylindriques convexes S1 et S2 ou respectivement S3 et S4 du premier élément considéré. Chaque surface cylindrique concave 18 est complémentaire de chacune des parois cylindriques convexes de l'autre premier élément. Ainsi, dans l'attitude représentée à la figure 1, la paroi cylindrique S2 du premier élément 9a s'emboîte dans la surface concave 18 du premier élément 9b, et la paroi cylindrique S4 du premier élément 9b s'emboîte dans la surface concave 18 du premier élément 9a, ce qui ramène la chambre à un volume sensiblement nul. La situation représentée à la figure 1 correspond à la fin de l'échappement ou au début de l'admission. L'annulation du volume de la chambre à ce stade du cycle Permet d'évacuer complètement les gaz d'échappement et de parfaitement séparer ceux-ci des gaz qui vont être admis

pour le cycle moteur suivant.

Revenant à la figure 4, la chambre 17 est en outre fermée par des moyens d'étanchéité dynamique. Dans l'exemple, ces moyens d'étanchéité dynamique résident dans un choix de dimension : les rayons R1, R2, R3, R4 des parois cylindriques convexes S1...4 sont choisis de manière que la somme des rayons des parois cylindriques d'une même paire est égale à la distance entre les axes des surfaces cylindriques d'une même paire,

Dans l'exemple, les rayons R1...R4 sont égaux entre eux et égaux à la moitié de la distance entre les axes C1 et C4 ou entre les axes C2 et C3. Ainsi, les parois cylindriques d'une même paire, S1 et S4 ou S2 et S3, sont en permanence dans une relation de proximité tengeante, qui assure une fermeture sensiblement étanche de la chambre 17.

Par ailleurs, la chambre 17 est fermée par les faces planes et parallèles 3a et 3b (figure 3), sauf dans certaines attitudes (figures 4 et 6) où la chambre 17 communique avec un orifice d'admission 19 (figure 4) ou avec un orifice d'échappement 21 (figure 6). Les orifices d'admission 19 et d'échappement 21 sont ménagés à travers la tourelle rotative 8. Ils font sélectivement communiquer la chambre 17 avec une admission 22, par exemple un carburateur, et respectivement un échappement 23.

La tourelle 8 comprend un trou central 24 dans lequel font saillie les électrodes d'une bougie d'allumage 25 vissée dans la culasse 4. Le trou central 24 fait en outre communiquer la chambre 17 avec un espace de contrepression 26 qui est ménagé entre une face arrière de la tourelle 8 et la culasse 4. Un joint 27 délimite périphériquement l'espace de contre-pression 26 et le sépare des orifices d'admission 19 et d'échappement 21 situés radialement à l'extérieur. Le pourtour de la tourelle rotative 8 entoure complètement la chambre 17 dans toutes les attitudes des quatre éléments 9a et 9b. Ainsi, l'interstice entourant la tourelle 8 ne peut jamais constituer une ligne de fuite pour la chambre 17. La pression régnant dans la chambre 17, notamment lorsque celle-ci est forte, créée dans l'espace de contre-pression 26 une contre-pression qui appuie la tourelle 8 contre les premiers éléments 9a, 9b et les presse contre la face plane 3b. On assure ainsi un contact d'étanchéité suffisant entre les éléments 9a, 9b et chacune des faces planes 3a et 3b tout autour de la chambre 17 quelle que soit sa configuration. Pour que la contre-pression dans l'espace 26 engendre une force pressante supérieure à la pression dans la chambre 17, il suffit que l'aire délimitée par le joint 27 autour du trou 24 soit supérieure à la plus grande aire que peut avoir la chambre 17 lorsque celle-ci est sous pression, c'est-à-dire essentiellement pendant les temps de compression et de

détente.

Comme déjà indiqué, la situation représentée à la figure 1 est une situation de volume minimal correspondant à la fin de l'échappement et au début de l'admission.

Dans la situation représentée à la figure 4, la chambre 17 s'est agrandie au-dessus de l'orifice d'admission 19. Par conséquent la chambre a aspiré du gaz frais.

Dans la situation représentée à la figure 5 correspondant à la fin de la compression et au début de la combustion, on est de nouveau dans une situation de volume minimal dans laquelle la chambre 17 est isolée des orifices d'admission 19 et d'échappement 21 et elle communique avec le trou central 24 dans lequel se trouvent les électrodes de la bougie d'allumage. On voit que dans cette situation de volume minimal les angles Q1 et Q3 du parallélogramme adjacents aux axes A1 et A3, qui étaient aigus dans la situation de fin d'échappement (figure 1) sont devenus obtus dans la situation de début de combustion (figure 5), et inversement en ce qui concerne les angles Q2 et Q4 adjacents aux axes A2 et A4.

Ensuite, la chambre 17 s'agrandit de nouveau (figure 6) pour réaliser un temps moteur ou temps de détente des gaz, puis vient communiquer avec l'orifice d'échappement 21 jusqu'à ce que son volume redevienne nul comme représenté à la figure 1.

On voit que les situations de la figure 4 (admission) et de la figure 6 (échappement) correspondent à des attitudes sensiblement identiques des quatre éléments 9a, 9b, 11a, 11b l'un par rapport à l'autre. Le fait que la chambre 17 communique avec l'orifice d'admission 19 dans la situation de la figure 4 et avec l'orifice d'échappement 21 dans la situation de la figure 6 tient au fait que l'ensemble des quatre éléments 9a, 9b, 11a, 11b n'est pas à la même place dans l'espace défini par la face périphérique intérieure de la paroi périphérique 7. Les mouvements des éléments 9a, 9b, 11a, 11b les uns par rapport aux autres ainsi que les mouvements de l'ensemble qu'ils forment à l'intérieur de la paroi périphérique 7 sont définis par des moyens de coordination qui font varier la position d'un premier axe de coordination K1, solidaire du premier élément 9a, par rapport à un second axe de coordination K2 solidaire du deuxième élément 11b. Le second axe de coordination K2 est l'axe d'une liaison pivotante 28 qui relie l'élément 11b au bâti de la machine. L'axe de coordination K2 est situé à égale distance des axes d'articulation A1 et A4 du second élément 11b, et en dehors du parallélogramme A1, A2, A3, A4.

L'axe de coordination K1 est l'axe d'articulation entre l'élément 9a et un tourillon excentré 29 d'une manivelle 31 montée pivotante selon un axe J

relativement au bâti de la machine. L'axe de coordination K1 est voisin de l'axe d'articulation A2 par lequel le premier élément 9a est articulé avec le second élément 11a autre que celui auquel est lié l'axe de coordination K2. Les axes de coordination K1 et K2 sont perpendiculaires aux faces 3a et 3b et par conséquent parallèles aux autres axes A1...A4, C1...C4.

Considérant la ligne M (figure 1) passant par l'axe J de rotation de la manivelle 31 et l'axe de coordination K2, les deux positions de volume minimal de la chambre 17, qui correspondent aux valeurs extrêmes pour les angles du parallélogramme, sont obtenues lorsque le premier axe de coordination K1 est situé sur la ligne M, entre les axes K2 et J à la figure 1, ou au-delà de l'axe J à la figure 5. En effet, c'est dans cette position que la distance entre les axes K1 et K2 est la plus faible et respectivement la plus forte, et par conséquent l'angle Q1 le plus petit et respectivement le plus grand.

Le rayon de giration de l'axe de coordination K1, c'est-à-dire la distance entre les axes J et K1, est plus petit que la distance entre l'axe de coordination K2 et l'axe d'articulation A1 entre les deux éléments 9a et 11b reliés aux axes de coordination K1 et K2. Ainsi, les rotations de la manivelle 31 produisent des aller et retour angulaires du second élément 11b autour de la liaison pivotante 28.

La manivelle est conçue de façon que la position de l'axe de coordination K1, dans la première position de volume minimal (figure 5), correspondant au début de la combustion, soit telle que le volume de la chambre 17 dans cette position soit non nul et corresponde au contraire au taux de compression que l'on veut donner à la machine, et pour que la position de l'axe de coordination K1 dans la seconde position de volume minimal ou position de fin d'échappement, représentée à la figure 1 soit telle que le volume de la chambre 17 soit nul dans cette position. Si l'on suppose définie la position de l'axe de coordination K2, l'orientation de la ligne M passant par l'axe de coordination K2 et la position de l'axe K1 sur le premier élément 9a, les deux conditions précitées donnent les deux positions de l'axe K1 sur la ligne M pour réaliser les deux positions de volume minimal de la chambre 17, et donnent par conséquent la position de l'axe J situé sur la ligne M à mi-distance entre les deux positions de K1.

Dans aucune des deux positions de volume minimal (figures 1 et 5), l'axe d'articulation A1 entre les deux éléments 9a et 11b reliés aux moyens de coordination 28, 31, n'est situé sur la ligne M. Ainsi, en ces positions le sens de pivotement du deuxième élément 11b autour de l'axe de coordination K2 change nécessairement. Si les axes A1 et K1 passaient ensemble sur la ligne M il y aurait

indétermination sur le sens de rotation du deuxième élément 11b à partir de cette position.

Cependant, dans la première position de volume minimal (figure 5) correspondant au début de la combustion, l'axe A1 est peu éloigné de la ligne M. L'angle B qui sépare les axes K1 et K2 vus de l'axe A1 est donc proche de 180°. En outre, les sens F et G de rotation de la manivelle 31 et respectivement de l'élément 11b à partir de cette position de volume minimal sont les mêmes. Compte tenu de ces conditions, un déplacement angulaire relativement faible de la manivelle 31 produit sur le second élément 11b un déplacement angulaire relativement important, plus que proportionnel au rapport des rayons de giration des axes K1 et A1. De plus, comme les axes K1 et K2 sont tous les deux situés en dehors du parallélogramme, l'angle B est beaucoup plus grand que l'angle Q1 correspondant, voisin de 120° dans l'exemple. Ainsi, la course angulaire à effectuer par l'élément 11b pour que le parallélogramme passe de la première position de volume minimal (figure 5) à la position suivante de volume maximal (figure 6) dans laquelle le parallélogramme est un rectangle est d'environ 30°, donc relativement faible. Il suffit donc, pour deux raisons cumulatives, d'une course angulaire relativement courte de la manivelle 31 pour que l'élément 11b effectue autour de l'axe K2 la rotation d'environ 30° qui est nécessaire pour que le parallélogramme A1, A2, A3, A4 devienne un rectangle et que par conséquent la chambre 17 atteigne son volume maximal.

Dans l'exemple représenté, il suffit à la manivelle 31 d'effectuer une rotation TD (figure 6) d'environ 75° pour que les éléments 9a, 9b, 11a, 11b passent de la première position de volume minimal (figure 5) à la position de volume maximal suivante dans laquelle le parallélogramme A1, A2, A3, A4 est un rectangle.

On voit encore que dans la situation de la figure 7 correspondant à une rotation de 90° de la manivelle 31 à partir de la première position de volume minimal, la configuration rectangulaire du parallélogramme A1, A2, A3, A4 est nettement dépassée, c'est-à-dire que l'angle Q1 est déjà réduit à une valeur d'environ 75°.

Ceci est avantageux car la détente des gaz peut s'effectuer très rapidement, pour une vitesse de rotation donnée de la manivelle, et ceci minimise le temps pendant lequel la chaleur est évacuée par les parois métalliques, et minimise par conséquent les déperditions thermiques.

L'amplitude du mouvement oscillant du deuxième élément 11b n'est que d'environ 90° entre les deux positions de volume minimal de la chambre 17 représentées aux figures 1 et 5. Ceci est obtenu en donnant au rayon de giration de l'axe d'articulation A1 autour du second axe de coordination K2

une longueur suffisamment grande par rapport au rayon de giration de l'axe de coordination K1 autour de l'axe J de la manivelle 31.

La figure 6 représente la situation de volume maximal de la chambre en fin de détente, avec visualisation de l'angle TD qui a été parcouru par l'axe de coordination K1 depuis la première position de volume minimal (début de la combustion), et de l'angle TE, d'environ 105° qui reste à couvrir jusqu'à la deuxième position de volume minimal, ainsi que les deux angles UD et UE couverts par l'axe d'articulation A1 autour de l'axe de coordination K2. Grâce à la géométrie choisie, les deux angles TD et TE, très différents l'un de l'autre, produisent pour l'axe A1 deux angles de déplacement respectifs UD et UE sensiblement égaux.

Dans la première position de volume minimal (figure 5) la pression des gaz s'exerçant sur l'élément 9a a une résultante P qui s'exerce sur le tourillon 29 de la manivelle 31 selon une direction qui est sensiblement tangentielle par rapport à la trajectoire circulaire de l'axe K1 du tourillon 29, et qui est dirigée dans le sens F de rotation de la manivelle 31. Cette résultante est donc très efficace pour transmettre le couple moteur à la manivelle 31 sans produire d'efforts parasites dans le mécanisme. Ceci est dû à la faible valeur de l'angle V entre l'axe longitudinal Da de l'élément 9a, direction à laquelle la résultante P est sensiblement perpendiculaire, et la ligne M qui correspond dans cette position à la direction du bras de levier de la manivelle 31. Une autre cause de l'application favorable de l'effort des gaz sur la manivelle 31 est le sens convenable choisi pour la rotation de la manivelle 31. Si l'on avait choisi pour la manivelle 31 un sens de rotation inverse du sens F, le fonctionnement serait également possible puisqu'à partir de la position de la figure 5 la chambre 17 augmenterait également de volume pour revenir à la situation représentée à la figure 4. Mais la transmission de l'effort à la manivelle se ferait de manière extrêmement indirecte par l'intermédiaire du premier élément 9b, et du deuxième élément 11b fonctionnant en levier inverseur tirant sur l'élément 9a vers la gauche de la figure 5.

Comme le montre la figure 3, la manivelle 31 est reliée à un arbre de sortie 30 auquel peut être relié, de manière classique, un volant d'inertie et un dispositif de transmission à rapport multiple pour former un groupe moto-propulseur de véhicule automobile. De manière également classique, ce volant d'inertie, et/ou la charge inertielle constituée par le véhicule, fournissent à la manivelle 31 l'énergie nécessaire pour entretenir le fonctionnement pendant les phases consommatrices d'énergie (admission, compression, échappement).

La manivelle 31 comprend deux tourillons excentrés 32, un pour chaque machine élémentaire 1,

décalés de 180° l'un par rapport à l'autre autour de l'axe J pour annuler les principales composantes des forces d'inertie de chaque machine élémentaire 1. Une annulation plus parfaite est réalisée si les deux machines élémentaires 1 sont entièrement décalées l'une par rapport à l'autre de 180° autour de l'axe J de manière que tous les mouvements dans chaque machine élémentaire 1 soient symétriques de ceux dans l'autre machine élémentaire 1 par rapport à l'axe J (en négligeant le décalage axial d'une machine par rapport à l'autre le long de l'axe J).

La machine des figures 1 à 6 comprend des moyens de réglage permettant d'optimiser son fonctionnement.

En particulier, la liaison pivotante 28 comprend un tourillon 32 (figure 1) autour duquel pivote le second élément 11b et qui est porté par un excentrique 33 monté rotativement dans le bâti. Lorsque, comme représenté à la figure 1, l'excentrique 33 est orienté de façon que le tourillon 32 soit le plus proche possible de l'axe J de la manivelle 31, l'angle B et par conséquent l'angle Q1 sont aussi petits que possible dans la première position de volume minimal de la chambre 17 (figure 5). Par conséquent, le volume de la chambre 17 dans la première position de volume minimal est aussi grand que possible, ce qui correspond au taux de compression minimal pour la machine, puisque le volume maximal de la chambre 17, défini par la configuration rectangulaire du parallélogramme A1, A2, A3, A4 (figure 6), est indépendant de la position du tourillon 32.

Dans la deuxième position de volume minimal (figure 1), cette position du tourillon 32 correspond là encore à la plus petite valeur possible pour l'angle Q1, et par conséquent au plus petit volume possible pour la chambre 17, c'est-à-dire le volume nul dans l'exemple.

Si, comme représenté aux figures 8 et 9, l'excentrique 33 est tourné de 180° pour que le tourillon 32 soit aussi éloigné que possible de l'axe J de la manivelle 31, l'angle Q1 dans la première (figure 8) et dans la seconde (figure 9) position de volume minimal est augmenté. Ceci correspond à une réduction du volume de la chambre 17 dans la première position de volume minimal, et par conséquent à une augmentation du taux de compression de la machine, et à une augmentation du volume de la chambre 17 dans la deuxième position de volume minimal (figure 8). Cette augmentation, relativement peu importante, peut être considérée comme un inconvénient puisqu'elle fait apparaître un volume mort dont les gaz d'échappement ne peuvent pas être chassés mécaniquement.

Le réglage en rotation de l'excentrique 33 pour régler le taux de compression de la machine peut être effectué manuellement, même en marche, ou

être réalisé automatiquement. Par exemple l'excentrique 33 peut être relié à un appareil de mesure de la dépression dans l'admission 22 pour augmenter le taux de compression lorsque cette dépression est importante (faible pression absolue) et pour réduire le taux de compression lorsque la pression absolue dans l'admission 22 devient plus forte. Un tel réglage automatique serait particulièrement avantageux dans le cas d'un moteur suralimenté.

Comme l'on sait, il est avantageux de modifier le calage de la distribution d'un moteur thermique en fonction de ses paramètres de fonctionnement, en particulier la vitesse de rotation et la charge.

Ceci est permis selon l'invention, par rotation de la tourelle 8 autour de l'axe du trou central 24. Dans l'exemple schématique représenté, cette rotation est assurée par un pignon 34 engrenant avec une denture 36 prévue sur une partie de la périphérie de la tourelle 8 (figure 3).

On voit en observant la figure 7 que si à partir de la position représentée, on avait fait tourner la tourelle 8 dans le sens indiqué par les flèches H, l'orifice d'échappement 21 aurait été découvert plus tôt par l'élément 9a et par conséquent la chambre 17 aurait communiqué plus précocement avec l'échappement. Ceci correspond à une condition recherchée lorsque la vitesse de rotation du moteur est plus élevée. Ce décalage angulaire va également placer l'orifice d'admission 19 dans une position dans lequel il commencera de communiquer avec la chambre 17 un peu plus tôt avant la fin du temps d'échappement, ce qui est également recherché pour les hautes vitesses, notamment si, comme représenté à la figure 9, le volume de la chambre 17 dans la deuxième position de volume minimal n'est pas nul : on obtient ainsi, de manière connue, un effet de balayage des derniers gaz brûlés vers l'échappement par les gaz frais arrivant par l'orifice d'admission.

La commande de la position angulaire de la tourelle 8 peut être manuelle ou au contraire automatique en fonction de la vitesse de rotation de la manivelle 31 et de la pression à l'admission 22. Les réglages précis à effectuer en fonction de ces deux paramètres pourront être déterminés par l'homme de métier d'après ses connaissances usuelles. Il est toutefois à noter que compte tenu des grandes sections de passage des gaz, permises par l'invention, les avances à l'ouverture des orifices, et retards à leur fermeture sont moins grands que dans les moteurs à pistons et cylindres classiques.

On ne décrira pas non plus en détail les moyens de refroidissement du moteur, comprenant par exemple diverses cavités 37 (figure 3) dans la cloison intermédiaire 6 et dans les culasses 4, ni les moyens de lubrification des articulations.

On a représenté à la figure 10 et en bas de la figure 3 une version simplifiée capable de fonctionner sans circuit de graissage grâce à une alimentation en mélange huile + essence + air 38 pénétrant par un raccord d'admission 39 dans une partie 40 de l'espace périphérique situé entre les éléments 9a, 11a, 9b, 11b et la face intérieure de la paroi périphérique 7 du carter 2. L'orifice d'admission 19 est constitué par un évidement non traversant ménagé dans la face 3a et par lequel la chambre 17 communique sélectivement, pendant le temps d'admission, avec une autre partie 41 de l'espace périphérique précité.

En outre, la face intérieure de la paroi périphérique 7 est profilée pour être en quasi contact avec les éléments 9a...11b d'une part au voisinage de l'axe d'articulation A1 dont la trajectoire est circulaire autour de l'axe de coordination K2, et d'autre part au voisinage de l'axe diamétralement opposé A3 sur une partie de la trajectoire de ce dernier. Pendant que le volume de la chambre 17 augmente au cours du temps d'admission, ces deux quasi contacts, formant barrière d'étanchéité, séparent l'une de l'autre les régions 40 et 41 de l'espace périphérique, et le volume de la région 41 diminue, ce qui comprime le gaz d'admission et le chasse vers la chambre 17 par l'orifice 19. Ceci réalise une sorte d'admission forcée, voire même de suralimentation de la chambre 17. On peut prendre conscience de la variation de volume de la région 41 en comparant les figures 1 (début de l'admission) et 10 (admission en cours).

On voit d'après les figures 5 et 7 que, pendant la compression et la détente, la région 41 augmente à nouveau de volume et l'axe A3 s'écarte nettement de la face périphérique intérieure de la paroi périphérique 7, ce qui permet à la région 41 de réaspirer du gaz en provenance de la région 40.

Selon la variante de la figure 10 et du bas de la figure 3, le mélange air-essence-huile baigne tout le mécanisme situé dans le carter 2, ce qui assure la lubrification sans circuit de graissage séparé.

Dans l'exemple des figures 11 à 13, qui ne sera décrit qu'en ce qui concerne ses différences par rapport à celui de la figure 10, le premier élément 9b opposé à celui relié aux moyens de coordination (manivelle 31) porte rigidement deux palettes 56, 57 voisines chacune de l'un des axes d'articulation A3, A4 de ce premier élément. La face périphérique de la paroi périphérique intérieure 7 présente deux encoches 58 et 59 dont le profil correspond à l'enveloppe des positions de l'extrémité des palettes 56 et 57 pendant le temps d'admission (figure 11 : début de l'admission, figure 12 : fin de l'admission).

De plus, pendant le temps d'admission, le volume de la région 41 de l'espace périphérique du

carter, située entre les deux palettes 56 et 57 diminue très fortement. Sa réduction de volume peut être égale par exemple à 650 cm³ pour un moteur dont la chambre 17 a un volume maximal de 400 cm³. Ainsi, l'élément 9b forme avec la paroi périphérique 7 du carter un compresseur mécanique de suralimentation du moteur.

Ensuite, pendant le temps de détente des gaz, les palettes 56 et 57 sont décalées des parois des encoches 58 et 59, ce qui permet à la région 41 de réaspirer du gaz 38 entré par le raccord 39 (comme représenté à la figure 10).

Si l'on inversait le sens de rotation de la manivelle 31, il faudrait placer les palettes sur l'élément 9a, pour réaliser une région dont le volume diminue pendant le temps d'admission. Mais ceci serait moins avantageux car il faudrait rendre étanches les paliers de la manivelle 31.

Dans l'exemple représenté aux figures 14 et 15, la face 3a est entièrement formée sur la culasse 4 correspondante et les orifices d'admission 19 et d'échappement 21 ne sont donc plus réglables autour de l'axe du trou central 24. Il est prévu dans la face 3a une gorge circulaire 42, par exemple centrée autour de l'axe du trou 24. Cette gorge est partiellement occupée par une bague plate 43, ayant une fente radiale 44. La bague 43 a un diamètre extérieur sensiblement égal au diamètre extérieur de la gorge 42. Son épaisseur axiale et sa largeur radiale sont inférieures respectivement à la profondeur axiale et à la largeur radiale de la gorge 42.

En outre, la position de la gorge 42, le diamètre de son bord radialement extérieur 42b et la largeur radiale de la bague 43 sont choisis pour que les lignes de proximité 46 entre les premiers éléments 9a et 9b soient situées radialement entre le bord radialement extérieur 42b de la gorge 42 et le bord radialement intérieur 43a de la bague 43, au moins pour les positions de la manivelle 31 pour lesquelles la chambre 17 doit être isolée de l'espace périphérique entourant les éléments à l'intérieur de la paroi périphérique 7. En outre, les éléments 9a et 9b sont conçus pour, au moins dans de telles positions de la manivelle 31, couvrir complètement le bord radialement intérieur 43a de la bague 43 à l'exception des parties de ce bord qui sont en regard de la chambre 17. Autrement dit, le bord 43a ne doit pas être visible par un observateur placé dans l'espace périphérique du carter. De préférence, la fente 44 ne doit pas non plus apparaître dans cet espace.

Ainsi, les fortes pressions de la chambre 17 pénètrent dans la gorge 42 et provoquent, sur la face radialement intérieure 43a de la bague 43 une poussée dirigée radialement vers l'extérieur qui appuie de manière sensiblement étanche la bague 43 contre le bord radialement extérieur 42b de la

gorge 42, ainsi que, sur une face arrière 43b de la bague 43 une poussée dirigée axialement vers les éléments 9a et 9b qui réalise une étanchéité entre la bague 43 et ces éléments.

La fente 44 de la bague 43 permet à la bague 43 d'augmenter de diamètre et de s'appuyer contre le bord radialement extérieur 42b sous la pression des gaz s'exerçant sur sa face radialement intérieure 43a.

Comme les lignes de proximité 46 entre les éléments 9a et 9b sont toujours en regard de la bague 43, la bague 43 empêche les gaz de la chambre 17 de passer derrière les lignes de proximité 46, donc dans l'espace périphérique, en s'échappant le long de la face 3a.

En outre, la poussée axiale sur la bague 43 est transmise par la bague 43 aux éléments 9a et 9b et applique ceux-ci contre la face 3b ce qui réalise une étanchéité par contact entre la face 3b et les éléments 9a et 9b. Ceci empêche les gaz de fuir de la chambre 17 vers l'espace périphérique le long de la face 3b.

Un élément élastique, tel qu'une rondelle ondulée ou analogue, peut être placé entre la face arrière 43b de la bague 43 et le fond de la gorge 42 pour réaliser l'appui initial entre la bague 43 et les éléments 9a et 9b, et éviter par conséquent que le gaz ne plaque la bague 43 contre le fond de la gorge 42 au lieu de la plaquer contre les éléments 9a et 9b. L'aire totale de la face arrière 43b de la bague 43 est choisie suffisante pour que la force axiale engendrée par les gaz sur la bague 43 soit suffisante.

L'exemple représenté à la figure 16 ne sera décrit qu'en ce qui concerne ses différences par rapport à celui des figures 1 à 9.

Les premiers éléments 9a et 9b sont rallongés et ils présentent l'un vers l'autre trois surfaces cylindriques convexes S1, S2, S5 et respectivement S3, S4 et S6. Les axes C5 et C6 des surfaces S5 et S6 coupent une même ligne L56 située à égale distance entre les lignes L14 et L23, parallèle à ces dernières. Les surfaces S5 et S6 forment donc une paire de parois cylindriques convexes qui est située entre la paire S1, S4 et la paire S2, S3 déjà décrites.

Le rayon R5 et R6 des surfaces S5 et S6 est légèrement plus faible que les rayons R1...R4, tous égaux, des surfaces S1...S4. Il y a ainsi un léger jeu 47 entre les surfaces S5 et S6. Ce jeu est sans inconvénient car les deux chambres 17 définies entre les éléments 9a et 9b de part et d'autre du jeu 47 sont toujours à la même pression et au même stade du cycle de fonctionnement dans toutes les positions angulaires de la manivelle 31. Les surfaces S5 et S6 peuvent donc être réalisées sans finition particulière et en particulier n'ont pas besoin d'être réalisées sur des pièces rapportées 16

telles que celles portant les surfaces S1...S4.

On réalise ainsi de manière très simple et sous un encombrement réduit une machine dont la capacité volumique est double de celle des figures 1 à 9.

Comme l'amplitude des mouvements de la chambre 17 qui est la plus proche de l'axe de coordination K2 est plus faible que celle de l'autre chambre 17 située à droite de la figure 16, les orifices d'admission et d'échappement peuvent avoir une forme et une disposition relatives légèrement différentes pour les deux chambres (ceci n'est pas représenté).

Dans l'exemple qui est représenté schématiquement aux figures 17 à 19, l'ensemble formé par les quatre éléments 9a, 9b, 11a et 11b est le même qu'aux figures 1 à 9, avec deux parois cylindriques convexes S1, S2 et respectivement S3, S4 sur chacun des premiers éléments 9a et 9b. Toutefois, les moyens d'étanchéité dynamique entre les parois cylindriques convexes de même paire S1 et S4, et respectivement S2 et S3, au lieu d'être constitués par une simple relation de proximité, comprennent, pour chaque paire, une barrette flottante 48 ayant un profil en Z dont chaque base est terminée par une ailette légèrement rentrante 49. Une telle barrette flottante, constitue une approximation facile à réaliser à la place d'un corps biconcave qui aurait deux faces cylindriques concaves opposées épousant les deux parois cylindriques convexes telles que S2 et S3 à rendre étanches l'une par rapport à l'autre. Chaque barrette 48 est obligée de se centrer sur la ligne L14 ou L23 correspondante car les deux régions de la barrette situées de part et d'autre de cette ligne sont plus larges que la distance subsistant entre les deux parois cylindriques le long de cette ligne.

Ainsi, chaque barrette flottante 48, qui glisse à la fois sur les deux parois cylindriques de même paire, telles que S2 et S3, qu'elle rend étanches l'une par rapport à l'autre, est toujours automatiquement positionnée de façon convenable pour assurer cette étanchéité, quelle que soit l'attitude des quatre éléments 9a, 9b, 11a et 11b les uns par rapport aux autres.

Comme le montre la figure 19, les barrettes flottantes 48 présentent à chaque extrémité longitudinale, dans le prolongement des bases du Z, des languettes 53 coudées vers l'intérieur de la chambre 17 pour s'appuyer de manière étanche contre les faces 3a et 3b du carter.

Le mode de réalisation des figures 17 à 19 diffère en outre de celui des figures 1 à 9 par ses moyens de coordination qui comprennent, outre la manivelle 31 reliée à l'arbre moteur (non représenté) une seconde manivelle 51 qui est reliée à la manivelle 31 par deux pignons 52 montés en cascade de sorte que la seconde manivelle 51 tourne

à la même vitesse et en sens contraire de la manivelle 31.

La manivelle 31 entraîne en rotation le premier axe de coordination K1, qui est dans cet exemple confondu avec l'axe d'articulation A2. La seconde manivelle 51 entraîne en rotation le second axe de coordination K2 qui, dans cet exemple, est confondu avec l'axe d'articulation A4 opposé à l'axe A2.

Les axes de coordination K1 et K2 sont donc symétriques par rapport au centre W du parallélogramme A1, A2, A3, A4 qui coïncide avec l'axe du trou 24 pour la bougie d'allumage. L'ensemble de la machine présente une symétrie par rapport à ce centre, y compris les axes J1 et J2 de rotation des manivelles 31 et 51.

A la figure 17, la machine est représentée dans une position de volume maximal de la chambre 17. Les positions de volume minimal sont obtenues lorsque les axes K1 et K2 sont sur la ligne N coupant les axes J1 et J2.

A la figure 18, la machine est représentée au voisinage d'une telle position de volume minimal.

En choisissant convenablement la distance entre les axes J1 et J2 des deux manivelles 31 et 51 ainsi que le rayon de giration des axes K1 et K2 autour des axes J1 et J2, on définit la distance entre les axes K1 et K2 dans chacune des deux positions de volume minimal de la chambre 17, et il est par conséquent possible, comme dans les modes de réalisation précédents que ces deux volumes soient différents.

En cours de fonctionnement, le centre W du parallélogramme A1 A2 A3 A4 est immobile. Par conséquent, les mouvements des quatre éléments 9a, 9b, 11a, 11b sont équivalents à des mouvements de va-et-vient des éléments 9a et 9b l'un par rapport à l'autre, avec mouvement corrélatif de pivotement des éléments 11a et 11b, et mouvement superposé d'oscillation de l'ensemble autour de l'axe géométrique passant par le centre W.

On peut réaliser un équilibrage de très bonne qualité pour toutes les forces d'inertie engendrées par cette combinaison de mouvements en prévoyant une machine comprenant deux machines élémentaires empilées l'une sur l'autre (sensiblement comme représenté à la figure 3) avec entre elles un décalage de 180° d'angle de manivelle 31.

Dans l'exemple des figures 17 à 19, comme on l'a vu, les barrettes d'étanchéité 48 sont immobiles par rapport aux lignes L14 et L23.

La variante de réalisation de la figure 20 exploite cette constatation. Les seconds éléments sont articulés aux premiers éléments selon les axes des parois cylindriques convexes S1...S4 correspondantes. En d'autres termes, les axes A1 et C1, ... A4 et C4 sont deux à deux confondus. Dans ces conditions, l'axe longitudinal Ea ou Eb de chaque

second élément 11a ou 11b est confondu avec la ligne L23 ou L14 respectivement. Chaque corps d'étanchéité dynamique 54 est donc immobile par rapport à l'un des seconds éléments 11a et 11b. Ceci a permis de réaliser une liaison rigide entre chaque corps d'étanchéité 54 et l'un respectif des seconds éléments 11a et 11b. Chaque corps d'étanchéité a une forme biconcave épousant les deux parois cylindriques convexes entre lesquelles il réalise l'étanchéité dynamique.

Ceci permet de réaliser entre chaque corps d'étanchéité 54 et les deux parois cylindriques avec lesquelles il coopère, une étanchéité de haute qualité, convenant par exemple pour le fonctionnement selon le cycle diesel.

En outre, dans l'exemple de la figure 20, les axes de coordination K1 et K2 sont liés chacun à l'un des seconds éléments 11a et 11b respectivement, en des positions symétriques par rapport au centre W du parallélogramme A1, A2, A3, A4. Les axes K1 et K2 sont entraînés en rotation par deux manivelles telles que 31 et 51 des figures 17 et 18 symétriques par rapport au centre W et reliées l'une à l'autre pour tourner en sens contraire.

La réalisation des machines selon l'invention est particulièrement simple, les surfaces fonctionnelles importantes pouvant toutes être réalisées de manière plane ou cylindrique. Les relations d'étanchéité sont réalisées sous charge nulle ou faible et l'usure de la machine est par conséquent réduite. La vitesse de déplacement relatif aux emplacements des lignes ou surfaces d'étanchéité est remarquablement faible par rapport à la vitesse de rotation de la manivelle. En outre une vitesse de rotation de manivelle donnée permet de réaliser deux fois plus cycles par unité de temps qu'un moteur à pistons et cylindres traditionnel. On peut ainsi envisager des vitesses de rotation doubles de celles des moteurs traditionnels, avec par conséquent quatre fois plus de cycles par unité de temps. A de telles vitesses de cycles, les temps de combustion et détente sont très brefs et les fuites thermiques particulièrement limitées. Pour une puissance donnée, la vitesse double et le dédoublement du nombre de cycles par tour de manivelle permet en théorie d'avoir une capacité volumique ("cylindrée") quatre fois plus faible, ce qui limite les surfaces de fuites thermiques et par conséquent limite encore les pertes thermiques.

On notera en outre que le mouvement des premiers et seconds éléments 9a, 9b, 11a, 11b contre les faces 3a et 3b est un mouvement tournoyant sans point d'arrêt, ce qui est particulièrement favorable pour réaliser sur ces surfaces un rodage parfait, rendant les surfaces en question particulièrement résistantes à l'usure et particulièrement étanches par simple proximité. Le contact de grande surface entre les éléments 9a et 9b et

les faces 3a et 3b favorise le refroidissement des éléments 9a et 9b.

Dans l'exemple représenté aux figures 21 à 24, les parois cylindriques S1 à S4 sont définies par des coquilles 61 qui, dans chaque paire, sont directement appuyées l'une contre l'autre selon une ligne d'étanchéité 60 formant l'une des extrémités de la chambre 17. Chaque coquille a un bord intérieur libre 62 toujours situé dans la chambre 17 et un bord extérieur 63 toujours situé hors de la chambre 17. Le bord extérieur 63 est adjacent à une région de fixation 64 de la coquille 61. La région 64, toujours située hors de la chambre 17, est fixée de manière étanche au premier élément 9a ou 9b auquel elle est associée. Chaque premier élément porte donc deux coquilles 61 dirigées l'une vers l'autre à partir de leur région de fixation 64 respective.

A partir de la région de fixation 64, la coquille 61, réalisée par exemple en acier, flotte par flexion élastique. Son appui contre l'autre coquille 61 de la même paire résulte d'une précontrainte élastique au montage.

Il y a derrière chaque coquille 61 un espace intercalaire 66 qui communique avec la chambre 17 par une fente 67 adjacente au bord intérieur 62 de la coquille. Ainsi, lorsque la chambre 17 est occupée par du gaz sous pression, ce gaz passe dans l'espace intercalaire 66 pour renforcer l'appui mutuel des deux coquilles 61 de chaque paire. Les faces arrière des coquilles 61 sont en permanence exposées sur toute leur longueur à la pression de la chambre 17. Par contre, leurs faces avant, c'est à dire les parois cylindriques S1 à S4, ne sont exposées à la pression de la chambre 17 que sur une longueur réduite et variable. Ainsi, lorsque la chambre 17 a l'un ou l'autre de ses deux volumes minimaux possibles (figure 22), l'une des parois cylindriques (S1) de chaque paire est exposée sur pratiquement toute sa longueur à la pression dans la chambre 17 tandis que l'autre paroi cylindrique (S4) n'est exposée à la pression que sur une courte partie de sa longueur. Ainsi, la force pressante s'exerçant sur cette paroi S4 ne compense que très partiellement la force pressante s'exerçant sur la face arrière de la coquille 61 associée, laquelle s'appuie donc fortement contre l'autre coquille. Cette dernière ne fléchit pas exagérément car l'appui s'effectue près de sa région de fixation 64, donc avec un faible moment de flexion.

Au contraire dans la situation non représentée où le volume de la chambre est sensiblement maximal, la force produite par la pression est à peu près la même sur les deux coquilles et elles sont donc en équilibre l'une contre l'autre avec une très faible déformation par rapport à l'état au repos. La déformation des coquilles est donc réduite dans tous les cas.

Comme le montre la figure 24, chaque coquille 61 comporte le long de chaque face 3a ou 3b un bord latéral formé par une arête 68 définie par la paroi cylindrique correspondante, telle que S3, et une paroi en biseau 69 formant un angle d'environ 45° avec la paroi cylindrique S3. Quand la coquille 61 subit des mouvements de flexion, le bord intérieur 62 et les arêtes 68, ainsi que la paroi cylindrique qu'elles encadrent, se déplacent par rapport au corps du premier élément correspondant. L'arête 68 est en relation de proximité mobile et sensiblement étanche avec la face 3a ou 3b adjacente. Ainsi, le gaz situé dans l'espace intercalaire 66 ne peut pas facilement fuir de la manière représentée par la flèche 70 à la figure 22.

Comme le montre la figure 24, chaque paroi de liaison 18 est solidaire du corps de l'élément (9a) qui la porte. Elle est également terminée par deux arêtes latérales 71 mais ces arêtes 71 ont un certain écartement par rapport aux faces 3a et 3b pour éviter tout frottement.

Du côté opposé à chaque arête 68, l'espace intercalaire 66 est limité par un segment d'étanchéité 72 (figure 24) qui est appuyé de manière mobile et étanche contre la face 3a ou 3b adjacente, au moyen d'un ressort de précontrainte 73. Chaque segment 72 a une face en biseau 74 qui est parallèle à la face en biseau 69 de la coquille 61 tout en présentant un certain écartement par rapport à elle. Cette face en biseau 74, de même qu'une face latérale 76 et une face arrière 77 de chaque segment, subissent la pression régnant dans l'espace intercalaire 66, laquelle contribue ainsi à appliquer le segment 72 contre la face en regard 3a ou 3b et contre une face d'appui 78 du corps de l'élément correspondant, 9b à la figure 24. Ce double appui étanche empêche le gaz sous pression de s'échapper par une zone 79 située entre le corps du premier élément 9a ou 9b et chaque face en regard 3a ou 3b.

Comme le montre aussi la figure 23, chaque segment 72 et le ressort associé 73 s'étendent de manière continue entre les deux régions de fixation 64 des deux coquilles 61 associées à l'élément 9a ou 9b correspondant. Le ressort 73 peut être constitué par une baguette élastique ondulée. Derrière la paroi de liaison 18, l'élément 9a ou 9b présente en regard de chaque face 3a ou 3b une rainure profilée 80 recevant la partie correspondante de la longueur du segment 72 et du ressort 73. Cette rainure 80 communique avec la chambre 17 par les fentes 67 entre lesquelles elle s'étend et aussi par l'écartement existant entre les arêtes 71 (figure 24) et les faces 3a et 3b. Ainsi, également dans cette région, la pression applique les segments 72 contre les faces 3a et 3b et contre la face d'appui 78 des éléments 9a et 9b. Il y a ainsi, entre la chambre 17 et les régions 79, continuité

d'étanchéité sur toute la longueur des premiers éléments 9a et 9b qui est susceptible d'être exposée à la pression.

En pratique, au voisinage de la région de fixation 64 de chaque coquille 61, on choisira de privilégier la fiabilité et la réduction des frottements plutôt qu'une étanchéité parfaite car les trajets de fuite aboutissant à cette région sont très complexes et étroits, analogues à des labyrinthes, et ne permettent de toute façon que de très faibles débits. On peut d'ailleurs augmenter encore cet effet de labyrinthe en prévoyant des aspérités sur les faces définissant les espaces intercalaires 66.

Le mode de réalisation qui vient d'être décrit a l'avantage de réaliser des conditions d'étanchéité maîtrisées entre les parois cylindriques S1 à S4 et ceci d'une manière largement indépendante de l'état d'usure du moteur et de la précision de réalisation de ses pièces constitutives. En outre, les coquilles 61 amortissent les vibrations des premiers éléments l'un par rapport à l'autre, et évitent que ces vibrations produisent des chocs entre les surfaces cylindriques S1 à S4. Ceci améliore grandement la longévité de ces surfaces et contribue au maintien, dans le temps, de la bonne qualité d'étanchéité le long des lignes 60.

Dans le mode de réalisation de la figure 25, des segments 81 ont été ajoutés le long des bords latéraux des coquilles 61, pour réduire encore les possibilités de fuites le long d'un trajet tel qu'illustré par la flèche 70 de la figure 22. Le segment 72 subsiste tout le long de chaque premier élément 9a ou 9b, comme décrit en référence aux figures 21 à 24. Ainsi, comme représenté au bas de la figure 26, le long de chaque face 3a ou 3b, l'espace intercalaire 66 est défini entre les deux segments 72 et 81. La pression des gaz, assistée par un ressort de précontrainte à l'écartement 82, tend à écarter les deux segments l'un de l'autre et à les appliquer de manière étanche contre la face 78 du corps du premier élément 9b et respectivement contre une face d'étanchéité 83 prévue à l'arrière de la coquille 61.

En outre, la pression, assistée par un ressort de précontrainte 84 analogue au ressort 73, applique en permanence le segment 81 contre la face en vis à vis correspondante, 3b à la figure 26. Le long de la paroi de liaison 18 (haut de la figure 26), le segment 72 subsiste seul. Il est poussé par la pression des gaz et précontraint par les ressorts 73 et 82 comme décrit plus haut.

Bien entendu, l'invention n'est nullement limitée aux exemples décrits et représentés.

Dans l'exemple de la figure 1, on pourrait faire coïncider l'axe K1 et/ou l'axe K2 avec un et/ou un autre des axes d'articulation A1...A4.

On pourrait, en référence à la partie supérieure de la figure 3, placer les orifices de distribution 19

et 21 à travers la face 3b, par exemple en position fixe, et remplacer la tourelle pivotante 8 par une plaque non rotative ayant pour seule fonction de s'appuyer contre les éléments 9a et 9b sous l'action de la pression dans l'espace de contre-pression 26.

Dans le mode de réalisation des figures 14 et 15, on peut placer la gorge 42 et la bague 43 dans la face 3b pour réaliser plus commodément les orifices 19 et 21 à travers la face 3a, si l'on désire en particulier que l'orifice d'aspiration soit un évidement tel que représenté à la figure 10, qui serait alors ménagé dans la face 3a uniquement.

Dans la réalisation des figures 17 à 19, il n'y a pas de relation de combinaison entre les barrettes flottantes 48 d'une part et les moyens de coordination réalisés sous la forme de deux vilebrequins 31 et 51 d'autre part : ces deux perfectionnements peuvent être utilisés indépendamment l'un de l'autre.

De même, dans l'exemple de la figure 20, les moyens de coordination pourraient être différents.

L'invention pourrait être utilisée pour réaliser un compresseur ou une pompe ou encore une machine d'expansion fonctionnant à deux cycles par tour, ou encore un moteur à deux temps fonctionnant à deux cycles par tour. Dans ces différents cas, on s'arrangera en général pour que les deux positions de volume minimal correspondent à des volumes identiques, de façon que les deux cycles de chaque tour de manivelle soient identiques.

Revendications

1. Machine volumétrique comprenant, entre deux faces en vis à vis (3a, 3b), planes et parallèles, deux premiers éléments opposés (9a, 9b) articulés à deux seconds éléments opposés (11a, 11b) selon quatre axes d'articulation (A1,... A4) perpendiculaires aux dites faces (3a, 3b) et disposés aux quatre sommets d'un parallélogramme dont chaque côté (Da, Db, Ea, Eb) constitue l'axe longitudinal de l'un respectif des premiers et seconds éléments, les éléments portant quatre parois cylindriques convexes (S1, ...S4) qui définissent entre elles une chambre (17) à volume variable, l'axe longitudinal (Da, Db) de chaque premier élément (9a, 9b) étant coupé par les axes (C1, C2 ; C3, C4) de deux parois cylindriques convexes respectives (S1, S2 ; S3, S4), deux lignes (L14, L23) orientées comme les axes (Ea, Eb) des seconds éléments (11a, 11b) étant coupées chacune par les axes (C1, C4 ; C2, C3) de deux parois cylindriques convexes respectives (S1, S4 ; S2, S3), la machine comprenant en outre des moyens de coordination (28, 31) reliés à deux des éléments (9a, 11b) selon

deux axes de coordination (K1, K2), les moyens de coordination comprenant un système du type manivelle (31) relié à un arbre de commande et à l'un (9a) de ces deux éléments pour faire conjointement osciller le parallélogramme entre les faces planes (3a, 3b) tout en faisant varier ses angles au sommet et corrélativement le volume de la chambre (17), des orifices de distribution (19, 21) étant ménagés sur l'une au moins des faces planes en vis à vis (3a) pour faire sélectivement communiquer la chambre (17) avec une admission (22) et un échappement (23) en fonction de la position angulaire de la manivelle (31), caractérisée en ce que chaque premier élément (9a, 9b) porte rigidement les deux parois cylindriques convexes dont les axes (C1...C4) coupent l'axe longitudinal (Da, Db) de ce premier élément, en ce que chaque paroi cylindrique convexe forme avec la paroi cylindrique convexe dont l'axe coupe la même ligne (L14, L23) une paire (S1, S4 ; S2, S3) de parois cylindriques appartenant à des premiers éléments (9a, 9b) différents, en ce que chaque premier élément comporte des moyens de fermeture (18) assurant entre ses deux parois cylindriques convexes la continuité de fermeture de la chambre à volume variable (17), et en ce que la machine comprend des moyens d'étanchéité dynamiques entre les parois cylindriques (S1, S4 ; S2, S3) convexes d'une même paire.

2. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité dynamique comprennent une relation de proximité entre les parois cylindriques d'une même paire.
3. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité dynamique comprennent un corps flottant (48) monté entre les parois cylindriques (S1, S4 ; S2, S3) d'une même paire.
4. Machine selon la revendication 3, caractérisée en ce que le corps flottant (48) est une barrette à profil en Z.
5. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité dynamique comprennent, pour chaque second élément, un corps intermédiaire (54) ayant deux faces qui sont en contact étanche chacune avec l'une des parois cylindriques (S1, S4 ; S2, S3) d'une même paire.
6. Machine selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que les moyens de ferme-

ture présentent vers la chambre une face (18) ayant un profil concave sensiblement complémentaire de celui des parois cylindriques (S1, S2, S3, S4).

7. Machine selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que les axes (C1...C4) des parois cylindriques convexes (S1...S4) coïncident avec les axes d'articulation (A1...A4) entre éléments.
8. Machine selon la revendication 7, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité dynamique (54) sont portés par les seconds éléments (11a, 11b).
9. Machine selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que les axes (C1...C4) des parois cylindriques convexes (S1...S4) sont, sur chaque axe longitudinal de premier élément (9a, 9b), situés entre les deux axes d'articulation (A1, A2 ; A3, A4) coupant cet axe longitudinal (Da, Db).
10. Machine selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisée en ce qu'une partie au moins des orifices de distribution (19, 21) a une position réglable par rapport à un bâti de la machine.
11. Machine selon la revendication 10, caractérisée en ce que les orifices (19, 21) sont ménagés à travers une tourelle (8) réglable par rotation, dont le pourtour extérieur entoure la chambre (17) dans toutes les positions angulaires de la manivelle (31).
12. Machine selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisée par des moyens pour faire communiquer la chambre avec une face arrière d'une plaque (8) dont la face avant constitue une partie au moins (3c) de l'une (3a) des faces en vis à vis, cette plaque ayant par rapport au bâti une indépendance lui permettant de s'appuyer contre les premiers éléments (9a, 9b).
13. Machine selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisée en ce que l'une des faces en vis à vis, portée par une paroi de carter de la machine, présente une gorge annulaire (42) partiellement remplie par une bague fendue (43), qui est exposée de la part des gaz à des forces pressantes dirigées vers les premiers éléments (9a, 9b) et radialement vers un bord périphérique extérieur (42b) de la gorge (42), et qui est capable de s'appuyer de manière étanche contre les éléments et contre ledit bord périphérique extérieur sous l'action de

ces forces pressantes.

14. Machine selon l'une des revendications 1 à 12, caractérisée en ce que l'une au moins des parois cylindriques (S1-S4) est définie par une coquille (61) qui est sollicitée élastiquement vers l'autre paroi cylindrique de la même paire, et en ce qu'un espace (66) ménagé derrière la coquille (61) communique avec la chambre (17) pour que la coquille soit en outre sollicitée vers l'autre paroi cylindrique de la même paire par la pression des gaz régnant dans la chambre.
15. Machine selon la revendication 14, caractérisée en ce que la coquille (61) est fixée de manière sensiblement étanche à l'un des premiers éléments (9a, 9b) dans une région (64) extérieure qui est toujours située en-dehors de la chambre (17) et en ce qu'un bord intérieur (62) de la coquille (61), qui est toujours situé dans la chambre (17), ainsi que deux bords latéraux (68) de la coquille, ont une liberté de déplacement par flexion de la coquille.
16. Machine selon la revendication 14, caractérisée en ce que chaque premier élément (9a, 9b) comporte en regard de chaque face en vis à vis (3a, 3b) des moyens d'étanchéité (72, 81) qui sont mis en pression par les gaz occupant l'espace (66) derrière la coquille (61).
17. Machine selon la revendication 16, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité comprennent en regard de chaque face en vis à vis un organe d'étanchéité (72) qui s'étend tout le long de la chambre entre deux régions de fixation opposées (64) appartenant à deux coquilles (61) définissant deux parois cylindriques (S1, S2 ; S3, S4) d'un même premier élément (9a, 9b).
18. Machine selon la revendication 16 ou 17, caractérisée en ce que les moyens d'étanchéité comprennent un organe d'étanchéité (81) le long de chaque bord latéral de chaque coquille (61).
19. Machine selon l'une des revendications 14 à 17, caractérisée en ce que des bords latéraux (68) de la coquille (61) sont en relation d'étanchéité au moins approximative avec les faces en vis à vis (3a, 3b).
20. Machine selon l'une des revendications 14 à 19, caractérisée en ce que les deux parois cylindriques (S1, S4 ; S2, S3) de l'une au moins des paires sont constituées par deux

coquilles (61) similaires.

- 21.** Machine selon l'une des revendications 1 à 20, caractérisée en ce que les moyens de fermeture entre les deux parois cylindriques convexes de chaque premier élément (9a, 9b) présentent vers l'autre premier élément une paroi ondulée définissant au moins un bossage (S5, S6) entre les deux parois cylindriques.

5

- 22.** Machine selon la revendication 21, caractérisée en ce que le bossage est une troisième paroi cylindrique convexe (S5, S6) semblable aux deux autres.

10

- 23.** Machine selon l'une des revendications 1 à 22, fonctionnant en moteur thermique à quatre temps, caractérisée en ce qu'elle comprend des moyens initiateurs de combustion (25) positionnés pour correspondre avec la chambre (17) au moins lorsque celle-ci est dans une première position de volume minimal.

15

20

- 24.** Machine selon la revendication 23, caractérisée en ce que les axes de coordination (K1, K2) sont situés en-dehors du parallélogramme (A1, A2, A3, A4).

25

- 25.** Machine selon la revendication 23 ou 24, caractérisée en ce que les moyens de coordination sont reliés aux éléments de façon que l'écart angulaire (TD) entre deux positions de la manivelle correspondant à la première position de volume minimal et respectivement une première position de volume maximal, soit inférieur à 90°.

30

35

- 26.** Machine selon l'une des revendications 23 à 25, caractérisée en ce que les moyens de coordination sont conçus et reliés aux éléments pour que le volume de la chambre (17) soit plus grand dans la première position de volume minimal que dans une deuxième position de volume minimal, réalisée à la fin d'un temps d'échappement au cours duquel la chambre (17) communique avec un orifice d'échappement (21) faisant partie des orifices de distribution (19, 21).

40

45

- 27.** Machine selon la revendication 26, caractérisée en ce que dans la deuxième position de volume minimal, le volume de la chambre (17) est sensiblement nul.

50

- 28.** Machine selon l'une des revendications 22 à 27, caractérisée en ce que les orifices de distribution comprennent un orifice d'admission (19) constitué par un évidement pratiqué dans

55

l'une au moins des faces planes (3a, 3b) pour faire sélectivement communiquer la chambre (17) avec un espace d'alimentation (41) situé le long d'une partie au moins de la périphérie extérieure des éléments (9a, 9b, 11a, 11b), dans un carter (2) entourant les éléments, cet espace étant relié à des moyens d'alimentation en gaz de combustion.

- 29.** Machine selon la revendication 28, caractérisée en ce que l'espace d'alimentation (41) est délimité entre deux barrières (56, 57) espacées l'une de l'autre selon la direction périphérique du carter et qui réalisent, au moins pendant un temps d'admission, une quasi-étanchéité entre le profil intérieur du carter et les éléments, dans une région de la périphérie du carter qui est choisie pour que l'espace d'alimentation (41) réduise de volume lorsqu'il communique avec la chambre (17).

- 30.** Machine selon la revendication 29, caractérisée en ce que le carter a un profil intérieur dont certaines régions (58, 59) correspondent sensiblement à l'enveloppe des positions de deux régions des éléments entre lesquelles est délimité l'espace d'alimentation (41), les deux barrières étant réalisées par une relation de proximité entre les deux régions des éléments et le profil intérieur du carter.

- 31.** Machine selon la revendication 29, caractérisée en ce que les deux régions des éléments sont solidaires d'un même élément (9b), et en ce que les barrières comprennent au moins une palette (56, 57) solidaire de cet élément ou du carter, et une encoche ménagée sur le carter ou respectivement sur cet élément, cette encoche ayant un profil correspondant à l'enveloppe des positions de l'extrémité de la palette par rapport à l'encoche.

- 32.** Machine selon l'une des revendications 28 à 30, caractérisée en ce que les barrières séparent l'espace d'alimentation d'un espace d'entrée (40) avec lequel communiquent les moyens d'alimentation (39).

- 33.** Machine selon l'une des revendications 30 à 32, caractérisée en ce que les moyens d'alimentation sont des moyens d'alimentation en mélange air-essence-huile.

- 34.** Machine selon l'une des revendications 24 à 33, caractérisée en ce que la manivelle (31) est disposée de manière que dans la première position de volume minimal le bras de levier de la manivelle est orienté transversalement à

la direction de la force d'expansion (P) du gaz s'exerçant sur celui (9a) des deux éléments auquel la manivelle (31) est reliée, et se déplace dans le sens (F) de cette force (P).

35. Machine selon l'une des revendications 1 à 34, caractérisée en ce que les moyens de coordination (28) sont réglables pour modifier le volume de la chambre en l'une des positions de volume minimal, et régler ainsi un taux de compression de la machine.
36. Machine selon l'une des revendications 1 à 34, caractérisée en ce que les moyens de coordination comprennent, outre le système du type manivelle (31) relié à l'un (9a) des deux éléments précités selon un premier des axes de coordination, une liaison pivotante (28) entre l'autre (11b) des deux éléments et un bâti de la machine selon un deuxième (K2) des axes de coordination.
37. Machine selon la revendication 36, caractérisée en ce que les deux éléments auxquels les moyens de coordination sont reliés, sont un premier (9a) et l'un des seconds éléments (11b), et en ce que la distance entre le second axe de coordination (K2) et l'axe d'articulation (A1) entre les deux éléments (9a, 11b) est plus grande que le rayon de la manivelle.
38. Machine selon la revendication 37, caractérisée en ce que la distance entre le deuxième axe de coordination (K2) et l'axe (J) de la manivelle (31) est peu inférieure à la somme des distances séparant de l'axe d'articulation des deux éléments (A1), le deuxième axe de coordination (K2) d'une part et l'axe (J) de la manivelle d'autre part.
39. Machine selon la revendication 38, caractérisée en ce que dans la première position de volume minimal, l'axe d'articulation (A1) entre les deux éléments (9a, 11b) est situé entre les deux axes de coordination (K1, K2).
40. Machine selon l'une des revendications 36 à 39, caractérisée en ce qu'elle comprend des moyens pour régler la distance entre le deuxième axe de coordination (K2) et l'axe de pivotement de la manivelle (J) par rapport au bâti.
41. Machine selon l'une des revendications 1 à 35, caractérisée en ce que les moyens de coordination comprennent deux systèmes du type manivelle (31, 51) reliés chacun à l'un des deux éléments précités.

42. Machine selon la revendication 41, caractérisée en ce que les deux éléments précités sont deux éléments opposés (11a, 11b).

43. Machine selon la revendication 41 à 42, caractérisée en ce que les deux systèmes du type manivelle sont sensiblement identiques (31, 51), reliés entre eux pour tourner à la même vitesse en sens contraires, et sont, de même que les axes de coordination (K1, K2), symétriques par rapport au centre (W) du parallélogramme.

Claims

1. A positive-displacement machine comprising, between two flat, parallel faces facing one another (3a, 3b), two first opposing elements (9a, 9b) articulated to two second opposing elements (11a, 11b) around four articulation axes (A1-A4) perpendicular to the said faces (3a, 3b) and arranged at the four apexes of a parallelogram each side (Da, Db, Ea, Eb) of which constitutes the longitudinal axis of one of the respective first and second elements, the elements supporting four convex cylindrical walls (S1-S4) which between them define a variable-volume chamber (17), the longitudinal axis (Da, Db) of each first element (9a, 9b) being intersected by the axes (C1, C2; C3, C4) of two respective convex cylindrical walls (S1, S2; S3, S4), two lines (L14, L23) running in the same direction as the axes (Ea, Eb) of said second elements (11a, 11b) each being intersected by the axes (C1, C4; C2, C3) of two respective ones of said convex cylindrical walls (S1, S4; S2, S3), the machine also comprising means of co-ordination (28, 31) connected to two of the elements (9a, 11b) along two co-ordination axes (K1, K2), the means of co-ordination comprising a crank (31) type system connected to a drive shaft and one (9a) of these two elements to make the parallelogram oscillate between said flat faces (3a, 3b) and at the same time cause its angles at the apex and consequently the volume of said chamber (17) to vary, distribution ports (19, 21) being located on one at least of said opposing flat faces (3a) to cause said chamber (17) to communicate selectively with an inlet (22) and an exhaust (23) depending on the angular position of said crank (31), characterised in that each first element (9a, 9b) rigidly supports the two convex cylindrical walls whose axes (C1-C4) intersect the longitudinal axis (Da, Db) of the said first element, in that each convex cylindrical wall forms with the convex cylindrical wall whose axis intersects the same line (L14,

- L23) a pair (S1, S4; S2, S3) of cylindrical walls belonging to different ones of said first elements (9a,9b), in that each first element has closure means ensuring between its two convex cylindrical walls continuity of closure of variable-volume chamber (17), and in that the machine comprises means of dynamic sealing between the convex cylindrical walls (S1, S4; S2, S3) of a same pair.
2. Machine according to Claim 1, characterised in that the means of dynamic sealing comprise a proximity relation between the cylindrical walls of a same pair.
 3. Machine according to Claim 1, characterised in that the means of dynamic sealing comprise a floating body (48) mounted between the cylindrical walls (S1, S4; S2, S3) of a same pair.
 4. Machine according to Claim 3, characterised in that said floating body (48) is a Z-shaped floating bar.
 5. Machine according to Claim 1, characterised in that the means of dynamic sealing comprise, for each second element, an intermediate body (54) with two faces that are each in sealed contact with one of the cylindrical walls (S1, S4; S2, S3) of the same pair.
 6. Machine according to any one of Claims 1 to 4, characterised in that the closure means present towards the chamber a concave-shaped face (18) which is essentially complementary to that of cylindrical walls (S1, S2, S3, S4).
 7. Machine according to any one of Claims 1 to 6, characterised in that the axes (C1-C4) of said convex cylindrical walls (S1-S4) coincide with the articulation axes (A1-A4) between the elements.
 8. Machine according to Claim 7, characterised in that the means of dynamic sealing (54) are supported by the second elements (11a, 11b).
 9. Machine according to any one of Claims 1 to 6, characterised in that the axes (C1-C4) of said convex cylindrical walls (S1-S4) are, on each axis of first element (9a, 9b), located between the two articulation axes (A1, A2; A3, A4) intersecting the said longitudinal axis (Da, Db).
 10. Machine according to any one of Claims 1 to 9, characterised in that at least part of said distribution ports (19, 21) have an adjustable position in relation to a framework of the machine.
 11. Machine according to Claim 10, characterised in that said ports (19, 21) are made through a turret (8) which is adjustable by rotation and whose outer periphery surrounds said chamber (17) in all the angular positions of said crank (31).
 12. Machine according to any one of Claims 1 to 11, characterised by means to cause the chamber to communicate with a back face of a plate (8) whose front face constitutes at least a part (3c) of one (3a) of the opposing faces, this plate having an independence in relation to the framework which enables said plate to press against said first elements (9a, 9b).
 13. Machine according to any one of Claims 1 to 11, characterised in that one of the opposing faces, supported by a housing wall of the machine, has an annular groove (42) partially filled by a split ring (43), which is exposed to receive from the gases pressing forces directed towards said first elements (9a, 9b) and radially towards an outer peripheral edge (42b) of said groove (42), and which is capable of pressing in a sealed manner against the elements and against the said outer peripheral edge under the action of the said pressing forces.
 14. Machine according to any one of Claims 1 to 12, characterised in that at least one of said cylindrical walls (S1-S4) is defined by a shell (61) which is elastically stressed towards the other cylindrical wall or the same pair, and in that a space (66) behind said shell (61) communicates with said chamber (17) so that the shell is further stressed towards the other cylindrical wall of the same pair by the pressure of the gases in the chamber.
 15. Machine according to Claim 14, characterised in that said shell (61) is fixed in an essentially sealed manner to one of said first elements (9a, 9b) in an outer area (64) which is always located outside said chamber (17) and in that an inner edge (62) of said shell (61), which is always located inside said chamber (17), as well as two side edges (68) of the shell, have freedom of movement by bending of the shell.
 16. Machine according to Claim 14, characterised in that each first element (9a, 9b) has, facing each opposing face (3a, 3b), sealing means

(72, 81) which are placed under pressure by the gases occupying said space (66) behind said shell (61).

17. Machine according to Claim 16, characterised in that the sealing means comprise, facing each opposing face, a sealing organ (72) extending the entire length of the chamber between two opposing fixing areas (64) belonging to two shells (61) defining two cylindrical walls (S1, S2; S3, S4) of a same first element (9a, 9b). 5 10
18. Machine according to Claim 16 or 17, characterised in that the sealing means comprise a sealing organ (81) running along each side edge of each shell (61). 15
19. Machine according to any one of Claims 14 to 17, characterised in that side edges (68) of said shell (61) are at least approximately sealed with said opposing faces (3a, 3b). 20
20. Machine according to any one of Claims 14 to 19, characterised in that the two cylindrical walls (S1, S4; S2, S3) of at least one of the pairs comprise two similar shells (61). 25
21. Machine according to any one of Claims 1 to 20, characterised in that the closure means between the two convex cylindrical walls of each first element (9a, 9b) present towards the other first element a corrugated wall defining at least one projection (S5, S6) between the two cylindrical walls. 30 35
22. Machine according to Claim 21, characterised in that the projection is a third convex cylindrical wall (S5, S6) resembling the other two. 40
23. Machine according to any one of Claims 1 to 22, operating as a four-stroke thermal engine, characterised in that it comprises means to initiate combustion (25) positioned to correspond with said chamber (17) at least when the latter is in a first minimum-volume position. 45
24. Machine according to Claim 23, characterised in that said co-ordination axes (K1, K2) are located outside said parallelogram (A1, A2, A3, A4). 50
25. Machine according to Claim 23 or 24, characterised in that the means of co-ordination are connected to the elements so that the angular distance (TD) between two crank positions corresponding to the first minimum-volume position and a first maximum-volume position re-

spectively, is less than 90°.

26. Machine according to any one of Claims 23 to 25, characterised in that the means of co-ordination are designed and connected to the elements so that the volume of said chamber (17) is greater in the first minimum-volume position than in a second minimum-volume position, created at the end of an exhaust stroke during which said chamber (17) communicates with an exhaust port (21) forming part of said distribution ports (19, 21). 10
27. Machine according to Claim 26, characterised in that in the second minimum-volume position, the volume of said chamber (17) is essentially zero.
28. Machine according to any one of Claims 22 to 27, characterised in that the distribution ports comprise an inlet port (19) consisting in a cutaway section made in at least one of said flat faces (3a, 3b) in order to cause chamber (17) to communicate selectively with a supply space (41) located along at least one part of the outer periphery of elements (9a, 9b, 11a, 11b), in a housing (2) surrounding the elements, this space being connected to means of combustion gas supply.
29. Machine according to Claim 28, characterised in that said supply space (41) is delimited between two barriers (56, 57) which are spaced apart in the peripheral direction of the housing and create, at least during an inlet stroke, a quasi seal between the inner profile of the housing and the elements, in an area of the periphery of the housing which is selected so that supply space (41) reduces in volume when it communicates with chamber (17).
30. Machine according to Claim 29, characterised in that the housing has an inner profile having certain areas (58, 59) which correspond essentially to the envelope of the positions of two areas of the elements between which areas said supply space (41) is delimited, the two barriers being created by proximity between the two areas of the elements and the inner profile of the housing.
31. Machine according to Claim 29, characterised in that the two areas of the elements are integral with a same said element (9b), and in that the barriers have at least one vane (56, 57) integral with this element or the housing, and a notch in the housing or on the said element respectively, the said notch having a

profile corresponding to the envelope of the end positions of the vane in relation to the notch.

32. Machine according to any one of Claims 28 to 30, characterised in that the barriers separate the supply space from an inlet space (40) with which said supply means (39) communicate. 5
33. Machine according to any one of Claims 30 to 32, characterised in that the supply means are means of supplying an air/petrol/oil mixture. 10
34. Machine according to any one of Claims 24 to 33, characterised in that said crank (31) is arranged so that in the first minimum-volume position the lever arm of the crank is positioned transversely to the direction of the force of expansion (P) of the gas acting on that one (9a) of the two elements which is connected to said crank (31), and said lever arm moves in the direction (F) of the said force (P). 15 20
35. Machine according to any one of Claims 1 to 34, characterised in that the means of co-ordination (28) can be adjusted to change the volume of the chamber in one of the minimum-volume positions, and thus adjust a compression ratio of the machine. 25 30
36. Machine according to any one of Claims 1 to 34, characterised in that the means of co-ordination comprise, apart from the system of a crank (31) type connected to one (9a) of the two said elements along a first one of said co-ordination axes, a pivoting connection (28) between the other (11b) of the two elements and a machine framework around a second one of said co-ordination axes (K2). 35 40
37. Machine according to Claim 36, characterised in that the two elements to which the means of co-ordination are connected are a first (9a) and one of the second elements (11b), and in that the distance between the second co-ordination axis (K2) and articulation axis (A1) between the two elements (9a, 11b) is greater than the radius of the crank. 45
38. Machine according to Claim 37, characterised in that the distance between said second co-ordination axis (K2) and axis (J) of said crank (31) is slightly shorter than the sum of the distances separating the articulation axis (A1) of the two elements from the second co-ordination axis (K2) on the one hand and from the axis (J) of the crank on the other hand. 50 55

39. Machine according to Claim 38, characterised in that in the first minimum-volume position, articulation axis (A1) between the two elements (9a, 11b) is located between the two co-ordination axes (K1, K2).
40. Machine according to any one of Claims 36 to 39, characterised by comprising means for adjusting the distance between the second co-ordination axis (K2) and the crank pivoting axis (J) in relation to the framework.
41. Machine according to any one of Claims 1 to 35, characterised in that the means of co-ordination comprise two crank type systems (31, 51), each connected to one of the said two elements.
42. Machine according to Claim 41, characterised in that the said two elements are two opposing elements (11a, 11b).
43. Machine according to Claims 41 and 42, characterised in that the two crank type systems are essentially identical (31, 51), connected together in order to turn at the same speed in opposite directions, and, like said co-ordination axes (K1, K2), are symmetrical in relation to centre (W) of the parallelogram.

Patentansprüche

1. Kolbenmaschine, mit zwei einander gegenüberliegenden ersten Elementen (9a, 9b), die gelenkig mit zwei einander gegenüberliegenden zweiten Elementen (11a, 11b) verbunden sind, wobei die Elemente zwischen zwei einander gegenüberliegenden, ebenen und parallelen Stirnflächen (3a, 3b) angeordnet sind und miteinander über vier Gelenkachsen (A1, ... A4) verbunden sind, die senkrecht auf den genannten Stirnflächen (3a, 3b) stehen und in den vier Ecken eines Parallelogramms angeordnet sind, dessen Seiten (Da, Db, Ea, Eb) jeweils eine Längsachse eines ersten oder zweiten Elementes bilden, wobei die Elemente vier konvexe zylindrische Wandungen tragen (S1, ... S4), die zwischen sich eine Kammer (17) mit veränderlichem Volumen definieren, und die Längsachse (Da, Db) eines jeden ersten Elements (9a, 9b) von den Achsen (C1, C2; C3, C4) zweier entsprechender zylindrischer konvexer Wandungen geschnitten wird und zwei wie die Achsen (Ea, Eb) der zweiten Elemente (11a, 11b) ausgerichtete Geraden (L14, L23) jeweils von den Achsen (C1, C4; C2, C3) zweier entsprechender konvexer zylindrischer Wandungen (S1, S4; S2, S3) ge-

schnitten werden, weiter mit Synchronisationsmitteln (28, 31), die mit zwei der Elemente (9a, 11b) längs zweier Synchronisationsachsen (K1, K2) verbunden sind, wobei die Synchronisationsmittel einen Kurbelmechanismus (31) aufweisen, der mit einer Steuerwelle und mit einem (9a) der beiden Elemente verbunden ist, um das gesamte Parallelogramm zwischen den Stirnflächen (3a, 3b) oszillieren zu lassen, wobei seine Spitzenwinkel und dementsprechend das Volumen der Kammer (17) variiert werden, und mit Anschlußöffnungen (19, 21), die in zumindest einer der einander gegenüberliegenden Stirnflächen (3a) ausgespart sind, um die Kammer (17) selektiv mit einem Einlaß (22) und einem Auslaß (23) in Abhängigkeit von der Winkelstellung der Kurbel (31) zu verbinden, dadurch gekennzeichnet, daß jedes erste Element (9a, 9b) die beiden konvexen zylindrischen Wandungen, deren Achsen (C1, ... C4) die Längsachse (Da, Db) dieses ersten Elementes schneiden, starr trägt, daß jede konvexe zylindrische Wendung mit der konvexen zylindrischen Wandung, deren Achse die gleiche Gerade (L14, L23) schneidet, ein Paar (S1, S4; S2, S3) von zylindrischen Wandungen bildet, die verschiedenen ersten Elementen (9a, 9b) angehören, daß jedes erste Element Verschlußmittel (18) aufweist, die zwischen seinen beiden zylindrischen konvexen Wandungen einen kontinuierlichen Abschluß der Kammer mit variablem Volumen (17) gewährleisten, und daß die Maschine dynamische Dichtmittel zwischen den konvexen zylindrischen Wandungen eines Paares (S1, S4; S2, S3) aufweist.

2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die dynamischen Dichtmittel auch einen geringen Abstand zwischen den zylindrischen Wandungen eines Paares umfassen.
3. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtmittel einen zwischen den zylindrischen Wandungen (S1, S4; S2, S3) eines Paares schwimmend gelagerten Körper (48) umfassen.
4. Maschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der schwimmende Körper (48) ein Steg mit einem Z-förmigen Querschnitt ist.
5. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die dynamischen Dichtmittel für jedes zweite Element einen Zwischenkörper (54) umfassen, der zwei Stirnflächen aufweist, die jeweils in dichtendem Kontakt mit einer der zylindrischen Wandungen (S1, S4; S2, S3) des

gleichen Paares sind.

6. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschlußmittel eine Stirnfläche (18) gegen die Kammer richten, die ein konkaves Profil hat, das im wesentlichen komplementär zu dem der zylindrischen Wandungen (S1, S2, S3, S4) ist.
7. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Achsen (C1...C4) der zylindrischen konvexen Wandungen (S1...S4) mit den Gelenkachsen (A1...A4) zwischen den Elementen zusammenfallen.
8. Maschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die dynamischen Dichtmittel (54) von den zweiten Elementen (11a, 11b) getragen werden.
9. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Achsen (C1...C4) der konvexen zylindrischen Wandungen (S1...S4) auf jeder Längsachse des ersten Elements (9a, 9b) zwischen den beiden Gelenkachsen (A1, A2; A3, A4) angeordnet sind, die diese Längsachse (Da, Db) schneiden.
10. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Teil der Anschlußöffnungen (19, 21) eine vorstellbare Lage in bezug auf einen Rahmen der Maschine hat.
11. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen (19, 21) in einer Drehscheibe (8) ausgespart sind, die durch Drehung eingestellt werden kann und deren Umfang die Kammer (17) bei allen Winkelstellungen der Kurbel (31) umgibt.
12. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, gekennzeichnet durch Mittel, um die Kammer mit einer Rückseite einer Platte (8) zu verbinden, deren Stirnseite einen Teil von zumindest einer der beiden einander gegenüberliegenden Stirnflächen bildet, wobei diese Platte in bezug auf den Rahmen einen Freiheitsgrad aufweist, der es ihr erlaubt, gegen die ersten Elemente (9a, 9b) zu drücken.
13. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die eine der beiden einander gegenüberliegenden Stirnflächen gestützt von einer Wandung des Gehäuses der Maschine eine Ringnut (42) aufweist, die teilweise von einem geschlitzten Ring (43) ausgefüllt wird, der Gaskraften ausgesetzt ist, die ihn

- gegen die ersten Elemente (9a, 9b) und in radialer Richtung gegen einen äußeren Umfangsrand (42b) der Ringnut (42) drücken, und der dazu geeignet ist, sich in dichtender Weise gegen die Elemente und gegen den genannten Außenrand unter dem Eindruck dieser Kräfte zu pressen.
14. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der zylindrischen Wandungen (S1-S4) durch eine Schale (61) gebildet wird, die elastisch gegen die andere zylindrische Wandung des gleichen Paares gedrückt wird, und daß hinter der Schale (61) ein Freiraum (66) ausgespart ist, der mit der Kammer (17) kommuniziert, damit die Schale außerdem durch den Druck der in der Kammer enthaltenen Gase gegen die andere zylindrische Wandung gedrückt wird.
15. Maschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Schale (61) in im wesentlichen dichtender Weise an einem der ersten Elemente (9a, 9b) in einem Außenbereich (64) befestigt ist, der immer außerhalb der Kammer (17) angeordnet ist und daß ein innerer Rand (62) der Schale (61), der immer in der Kammer (17) angeordnet ist, sowie zwei seitliche Ränder (68) der Schale bei Biegung der Schale einen Freiheitsgrad haben.
16. Maschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß jedes erste Element (9a, 9b) in bezug auf jede gegenüberliegende Stirnfläche (3a, 3b) Dichtmittel (72, 81) aufweist, die durch das im Freiraum (66) hinter der Schale (61) befindliche Gas mit Druck beaufschlagt werden.
17. Maschine nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtmittel in bezug auf jede gegenüberliegende Stirnfläche ein Dichtelement (72) aufweisen, das sich über die gesamte Länge der Kammer zwischen zwei einander gegenüberliegenden Befestigungsbereichen (64) erstreckt, die zu zwei Schalen (61) gehören, die zwei zylindrische Wandungen (S1, S2; S3, S4) des gleichen ersten Elementes (9a, 9b) bilden.
18. Maschine nach Anspruch 16 oder 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtmittel ein Dichtelement (81) umfassen, das sich längs jedes seitlichen Randes einer jeden Schale (61) erstreckt.
19. Maschine nach einem der Ansprüche 14 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die seitlichen Ränder (68) der Schale (61) wenigstens in annähernde Dichtwirkung mit den gegenüberliegenden Stirnflächen (3a, 3b) treten.
20. Maschine nach einem der Ansprüche 14 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden zylindrischen Wandungen (S1, S4; S2, S3) wenigstens eines Paares durch Zwei gleichartige Schalen (61) gebildet werden.
21. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschlußmittel zwischen den beiden zylindrischen konvexen Wandungen desselben ersten Elements (9a, 9b) gegenüber dem anderen ersten Element eine gewellte Wandung bilden, die wenigstens eine Auswölbung (S5, S6) zwischen den beiden zylindrischen Wandungen beschreibt.
22. Maschine nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Auswölbung eine dritte zylindrische konvexe Wandung (S5, S6) darstellt, die den beiden anderen ähnelt.
23. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 22, ausgebildet als Viertakt-Verbrennungskraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß sie Zündmittel (25) aufweist, die mit der Kammer (17) zumindest jedesmal dann in Verbindung stehen, wenn sich diese in einer ersten Position minimalen Volumens befindet.
24. Maschine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsachsen (K1, K2) außerhalb des Parallelogramms (A1, A2, A3, A4) angeordnet sind.
25. Maschine nach Anspruch 23 oder 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsmittel mit den einzelnen Elementen so verbunden sind, daß der Winkelbereich (TD) zwischen zwei Stellungen der Kurbel, die der ersten Position minimalen Volumens bzw. einer ersten Position maximalen Volumens entsprechen, kleiner ist als 90°.
26. Maschine nach einem der Ansprüche 23 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsmittel so ausgelegt und mit den Elementen verbunden sind, daß das Volumen der Kammer (17) in der ersten Position minimalen Volumens größer ist als in einer zweiten Position minimalen Volumens, die am Ende eines Auspufftaktes auftritt, im Verlaufe dessen die Kammer (17) mit einer Auslaßöffnung (21)

kommuniziert, die Teil der Anschlußöffnungen (19, 21) ist.

27. Maschine nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß in der zweiten Position minimalen Volumens das Volumen der Kammer (17) im wesentlichen Null ist. 5
28. Maschine nach einem der Ansprüche 22 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschlußöffnungen eine Einlaßöffnung (19) aufweisen, die aus einer entsprechend angeordnete Aussparung in zumindest einer der ebenen Stirnflächen (3a, 3b) besteht, um die Kammer (17) selektiv mit einem Versorgungsraum (41) zu verbinden, der sich längs zumindest eines Teils des äußeren Umfangsbereichs der Elemente (9a, 9b, 11a, 11b) in einem die Elemente umgebenden Gehäuse (2) erstreckt, wobei der Versorgungsraum mit Zuführungsmitteln für Brenngas verbunden ist. 10 15 20
29. Maschine nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, daß der Versorgungsraum (41) von zwei Toren (56, 57) begrenzt wird, die voneinander in Umfangsrichtung des Gehäuses beabstandet sind und die zumindest während eines Ansaugtaktes gleichsam eine Dichtung zwischen dem Innenprofil des Gehäuses und den Elementen bilden, in einem Bereich des Umfangs des Gehäuses, der so gewählt ist, daß der Versorgungsraum (41) jedesmal in seinem Volumen reduziert wird, wenn er mit der Kammer (17) in Verbindung steht. 25 30
30. Maschine nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse ein Innenprofil hat, von dem bestimmte Bereiche (58, 59) im wesentlichen der Hüllkurve der Stellungen der beiden Bereiche der Elemente entsprechen, zwischen denen der Versorgungsraum (41) abgegrenzt ist, und daß die beiden Tore durch einen geringen Abstand zwischen den beiden Bereichen der Elemente und dem Innenprofil des Gehäuses realisiert werden. 35 40 45
31. Maschine nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Bereiche der Elemente einstückig mit demselben Element (9b) ausgebildet sind, und daß die Tore zumindest einen Flügel (56, 57) aufweisen, der einstückig mit diesem Element oder dem Gehäuse ausgebildet ist, und eine in dem Gehäuse oder entsprechend in diesem Element ausgesparte Tasche, die ein Profil aufweist, das der Hüllkurve der äußersten Positionen des Flügels in bezug auf die Tasche entspricht. 50 55

32. Maschine nach einem der Ansprüche 28 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Tore den Versorgungsbereich von einem Einlaßbereich (40) trennen, mit dem die Versorgungsmittel (39) kommunizieren.
33. Maschine nach einem der Ansprüche 30 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß die Versorgungsmittel ein Gemisch von Luft/Kraftstoff-Öl verarbeiten.
34. Maschine nach einem der Ansprüche 24 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbel (31) so angeordnet ist, daß in der ersten Position minimalen Volumens der Hebelarm der Kurbel quer zur Richtung der Expansionskraft (P) des Gases gerichtet ist, die auf dasjenige (9a) der beiden Elemente ausgeübt wird, mit dem die Kurbel (31) verbunden ist, und daß der Hebelarm sich in Richtung (F) dieser Kraft (P) bewegt.
35. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsmittel (28) einstellbar sind, um das Volumen der Kammer in einer der Stellungen minimalen Volumens zu verändern und so das Verdichtungsverhältnis der Maschine einzustellen.
36. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsmittel zusätzlich zu dem Kurbelmechanismus (31), der mit einem (9a) der beiden zuvor genannten Elemente längs einer ersten der Synchronisationsachsen verbunden ist, zwischen dem anderen (11b) der beiden Elemente und einem Rahmen der Maschine eine Drehverbindung (28) längs einer zweiten (K2) der Synchronisationsachsen aufweisen.
37. Maschine nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Elemente, mit denen die Synchronisationsmittel verbunden sind, ein erstes (9a) und ein zweites Element (11b) sind, und daß der Abstand zwischen der zweiten Synchronisationsachse (K2) und der Gelenkachse (A1) zwischen den beiden Elementen (9a, 11b) größer ist als der Radius des Kurbelkreises.
38. Maschine nach Anspruch 37, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen der zweiten Synchronisationsachse (K2) und der Achse (J) der Kurbel (31) ein wenig kleiner ist als die Summe der Abstände zwischen der Gelenkachse zwischen den beiden Elementen (A1) und der zweiten Synchronisationsachse (K2)

einerseits und der Kurbelachse (J) andererseits.

39. Maschine nach Anspruch 38, dadurch gekennzeichnet, daß in der ersten Stellung minimalen Volumens die Achse (A1) zwischen den beiden Elementen (9a, 11b) zwischen den beiden Synchronisationsachsen (K1, K2) angeordnet ist. 5
40. Maschine nach einem der Ansprüche 36 bis 39, dadurch gekennzeichnet, daß sie Mittel aufweist, um den Abstand zwischen der zweiten Synchronisationsachse (K2) und der Drehachse der Kurbel (J) in bezug auf den Rahmen einzustellen. 10 15
41. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß die Synchronisationsmittel zwei Kurbelmechanismen (31, 51) aufweisen, die je mit einem der beiden vorgenannten Elemente verbunden sind. 20
42. Maschine nach Anspruch 41, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden vorgenannten Elemente zwei einander gegenüberliegende Elemente (11a, 11b) sind. 25
43. Maschine nach einem der Ansprüche 41 bis 42, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Kurbelmechanismen im wesentlichen identisch sind (31, 51) und miteinander verbunden sind, um mit der gleichen Geschwindigkeit in gegenläufigen Richtungen zu drehen, und daß sie ebenso wie die Synchronisationsachsen (K1, K2) in bezug auf den Schwerpunkt (W) des Parallelogramms symmetrisch angeordnet sind. 30 35

40

45

50

55

FIG.1

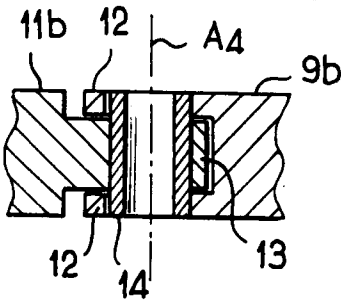
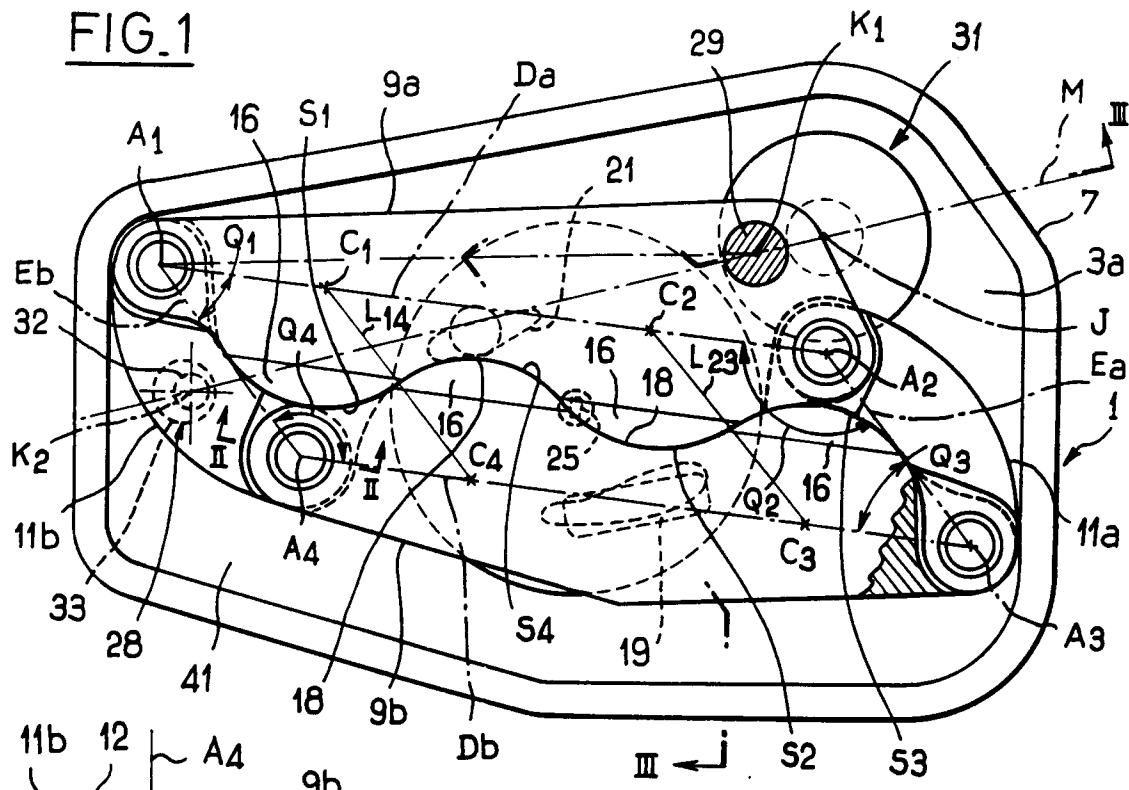


FIG.2

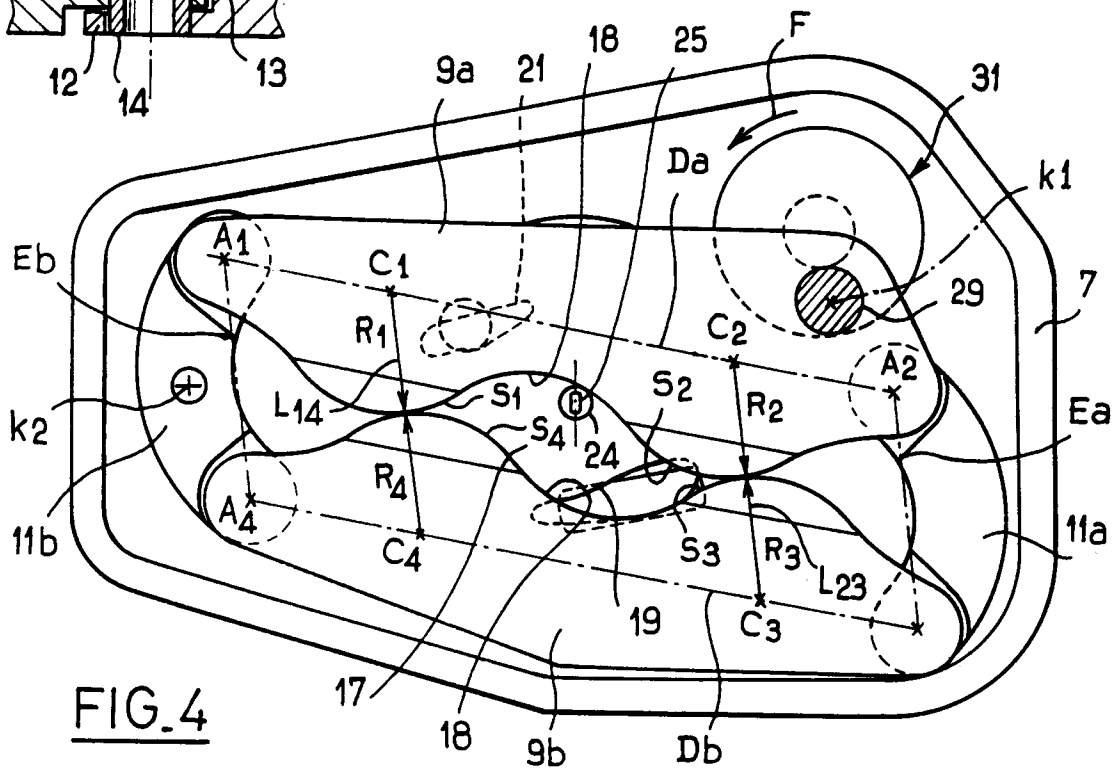


FIG.4

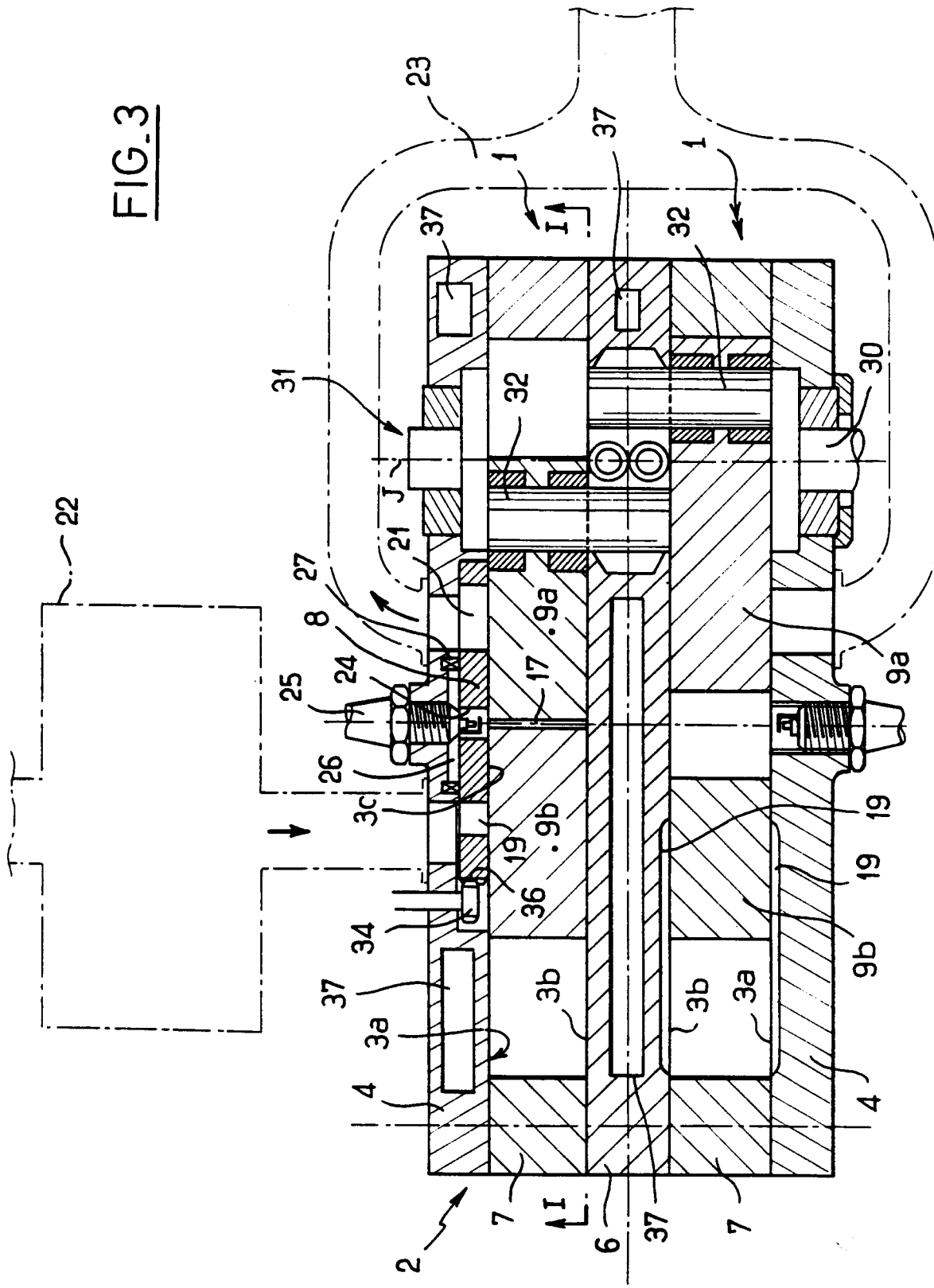


FIG. 5

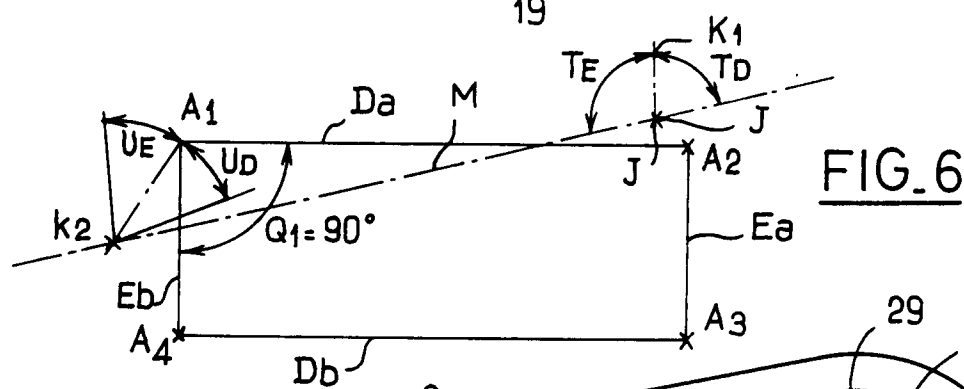
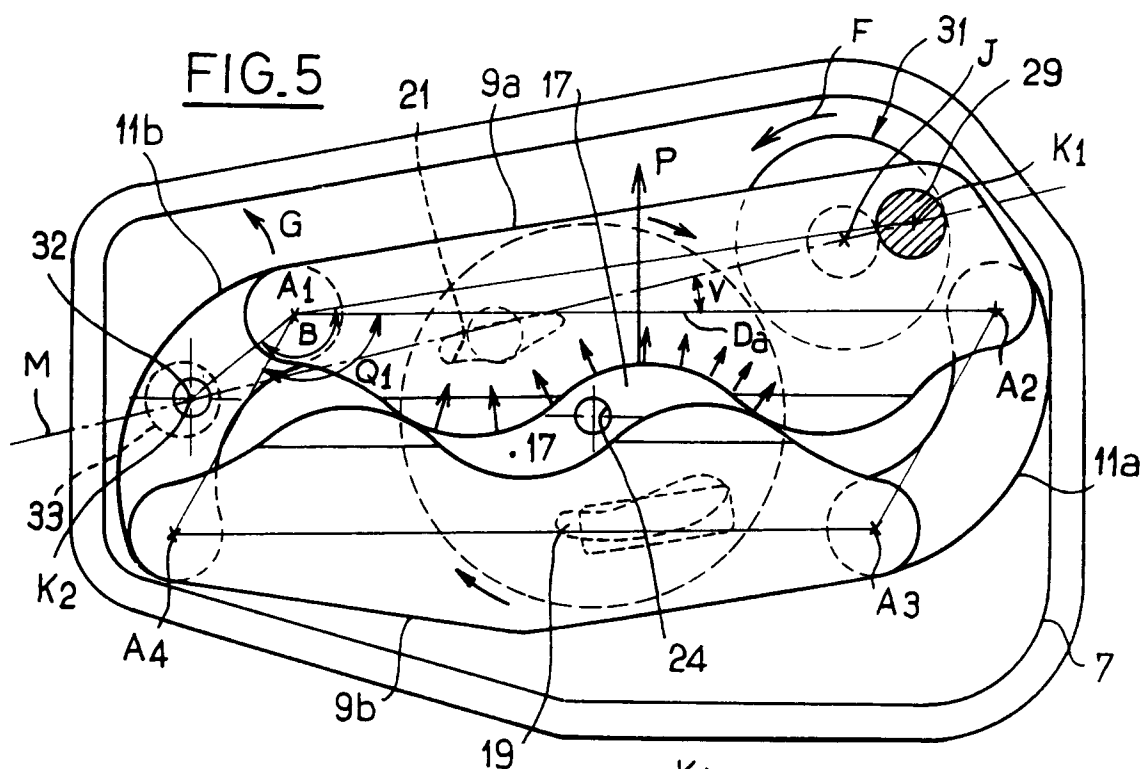


FIG. 6

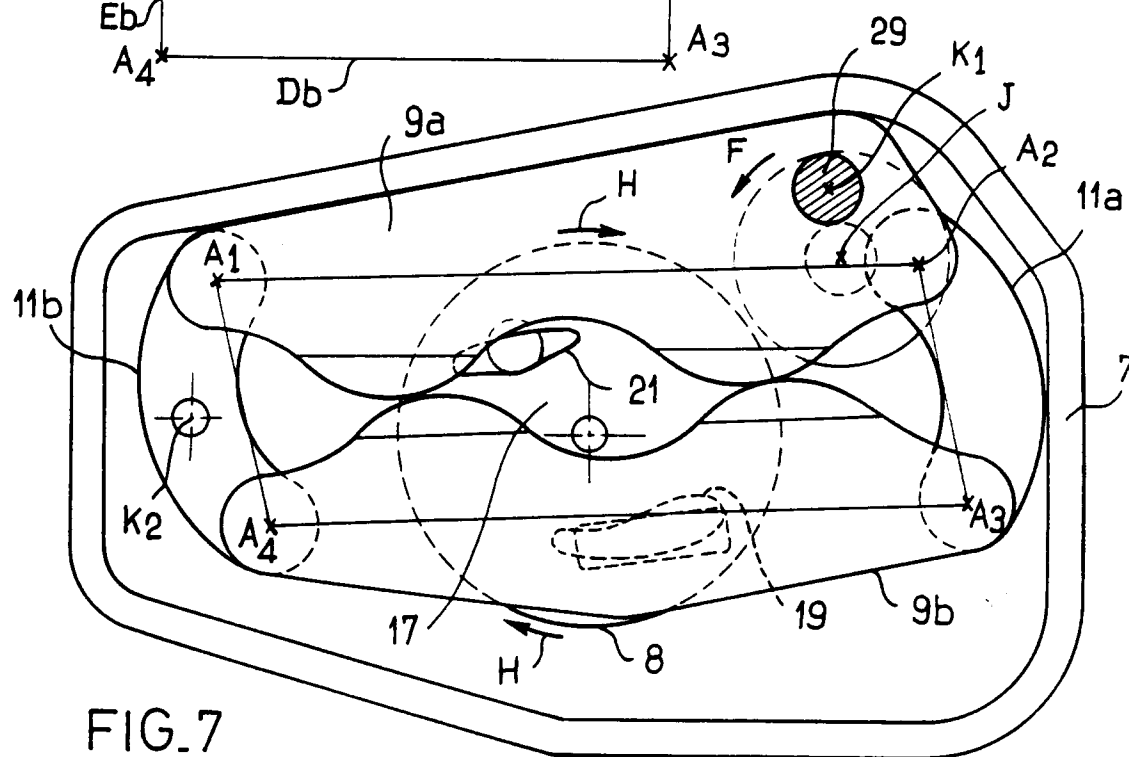


FIG. 7

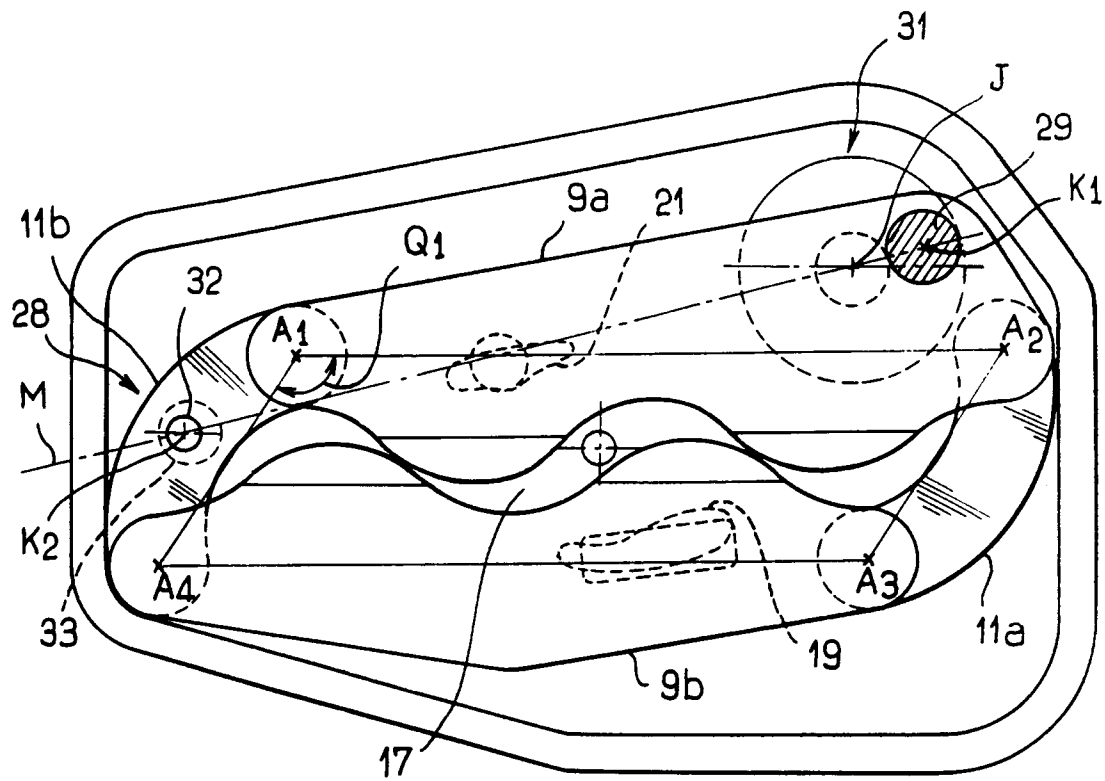


FIG. 8

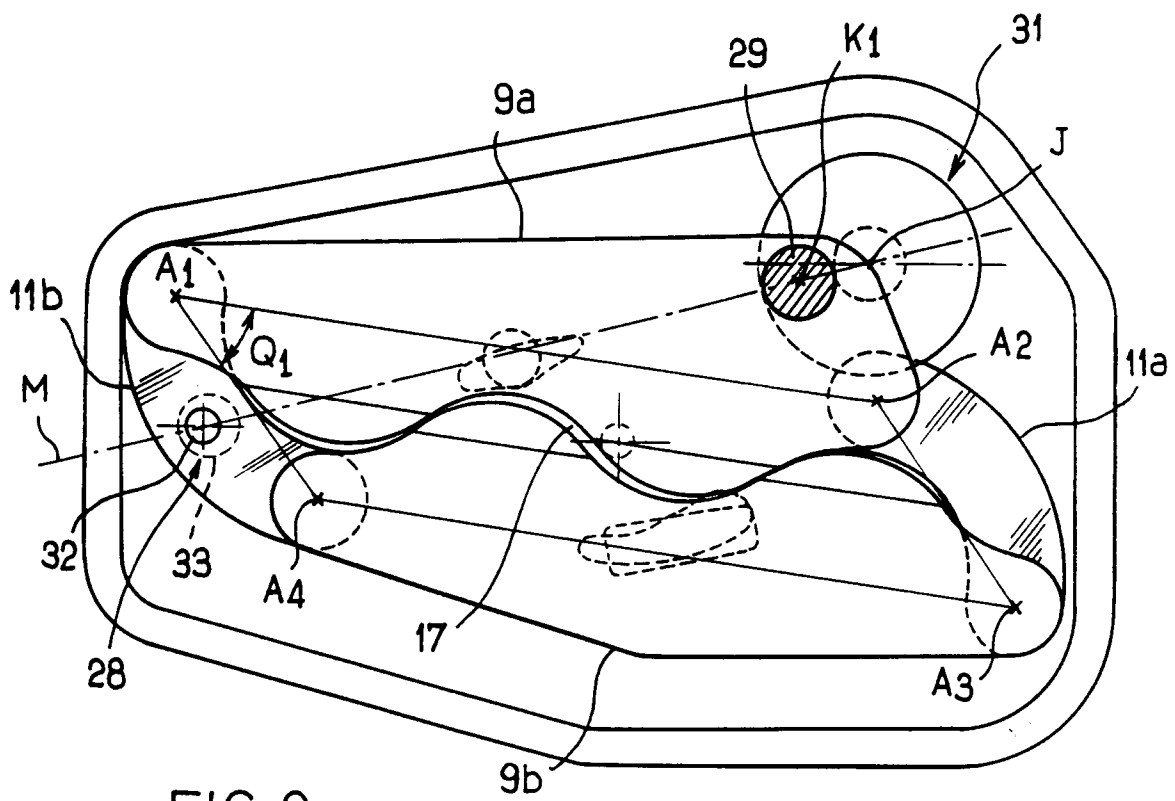


FIG. 9

FIG. 10

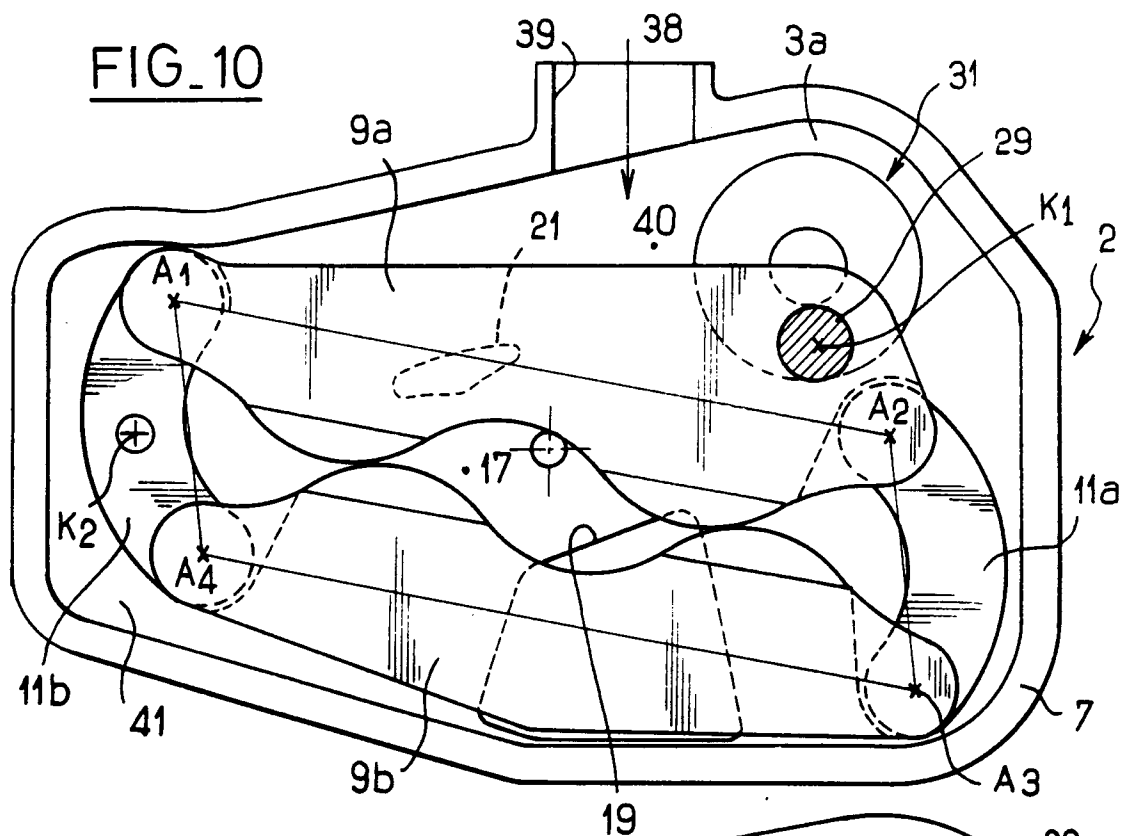


FIG. 14

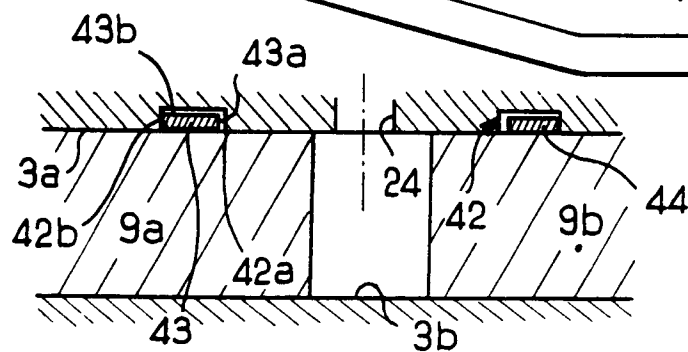
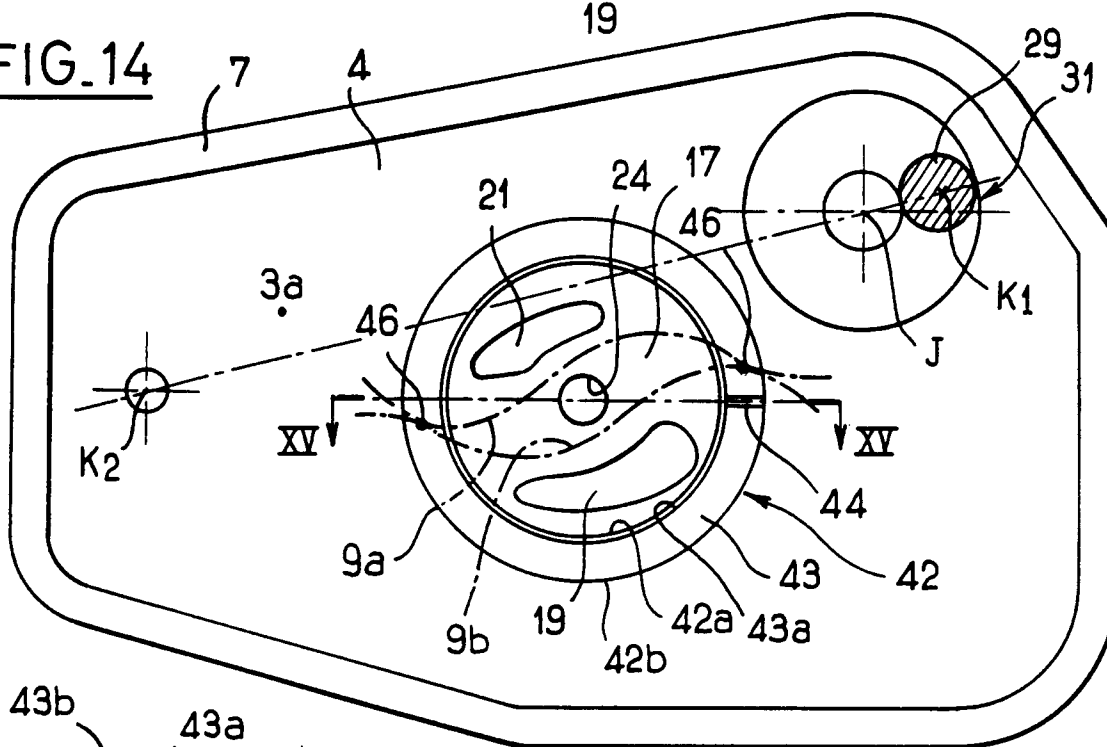


FIG. 15

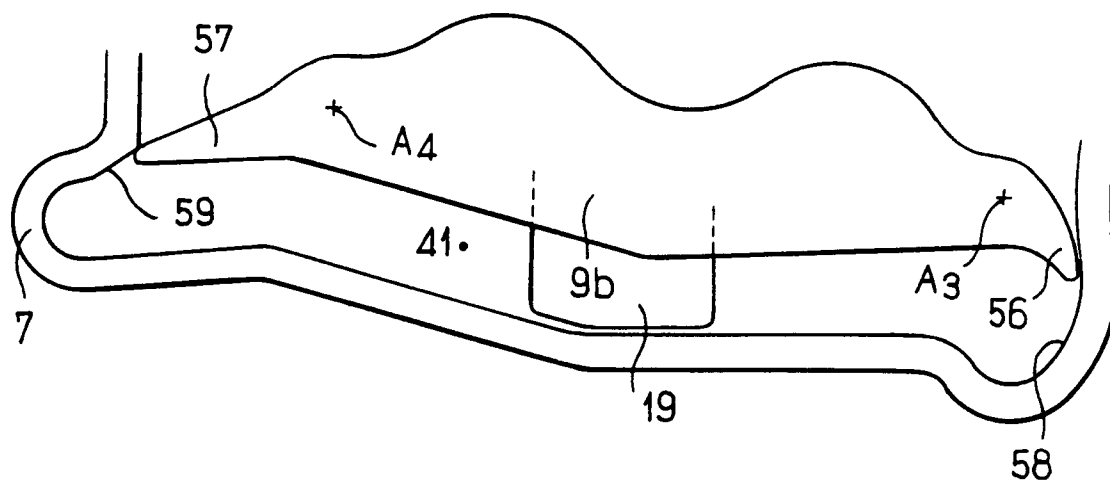


FIG. 11

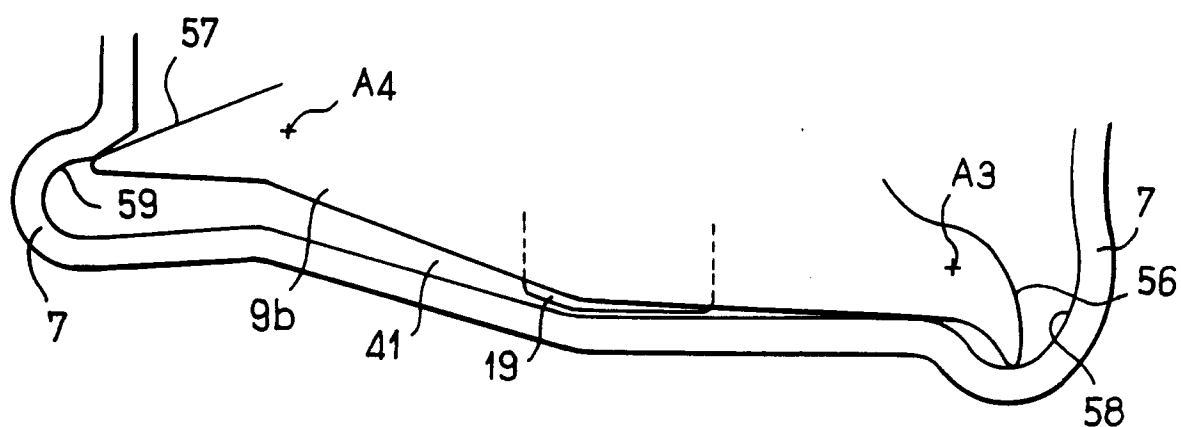


FIG. 12

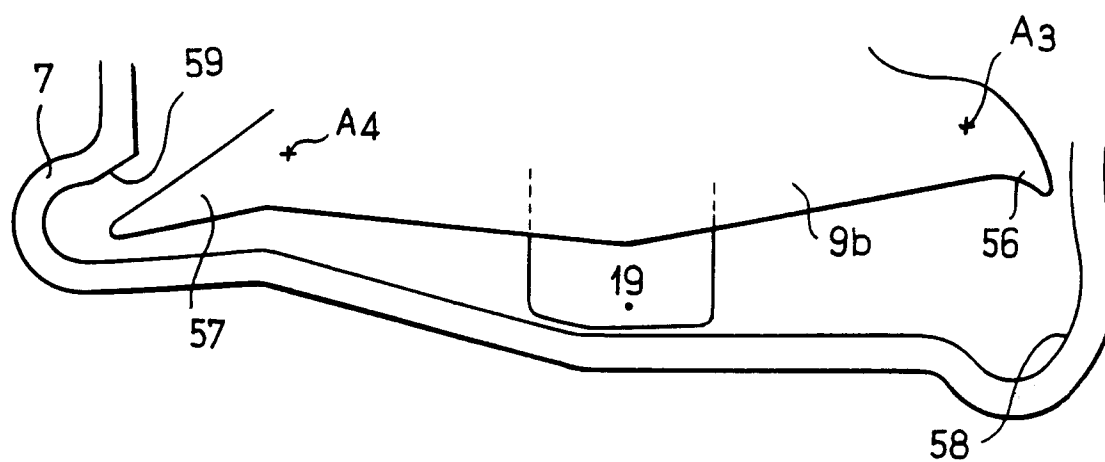
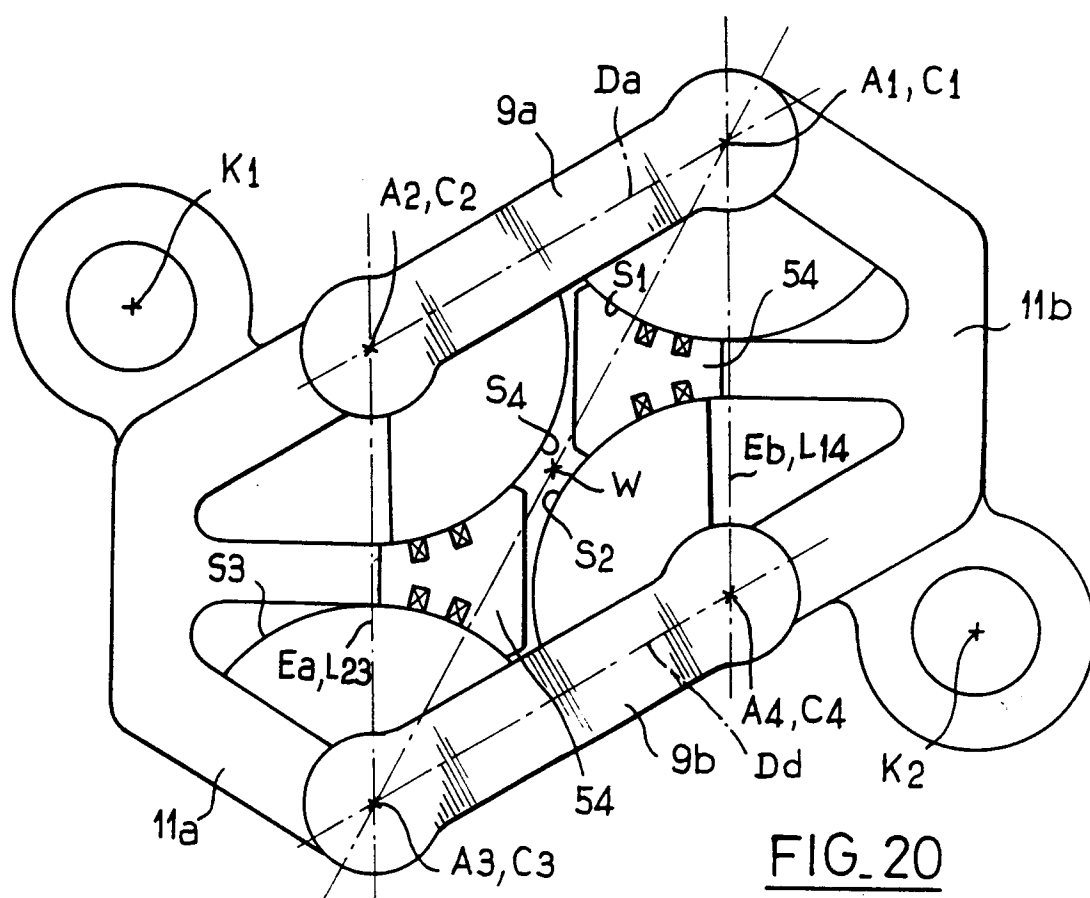
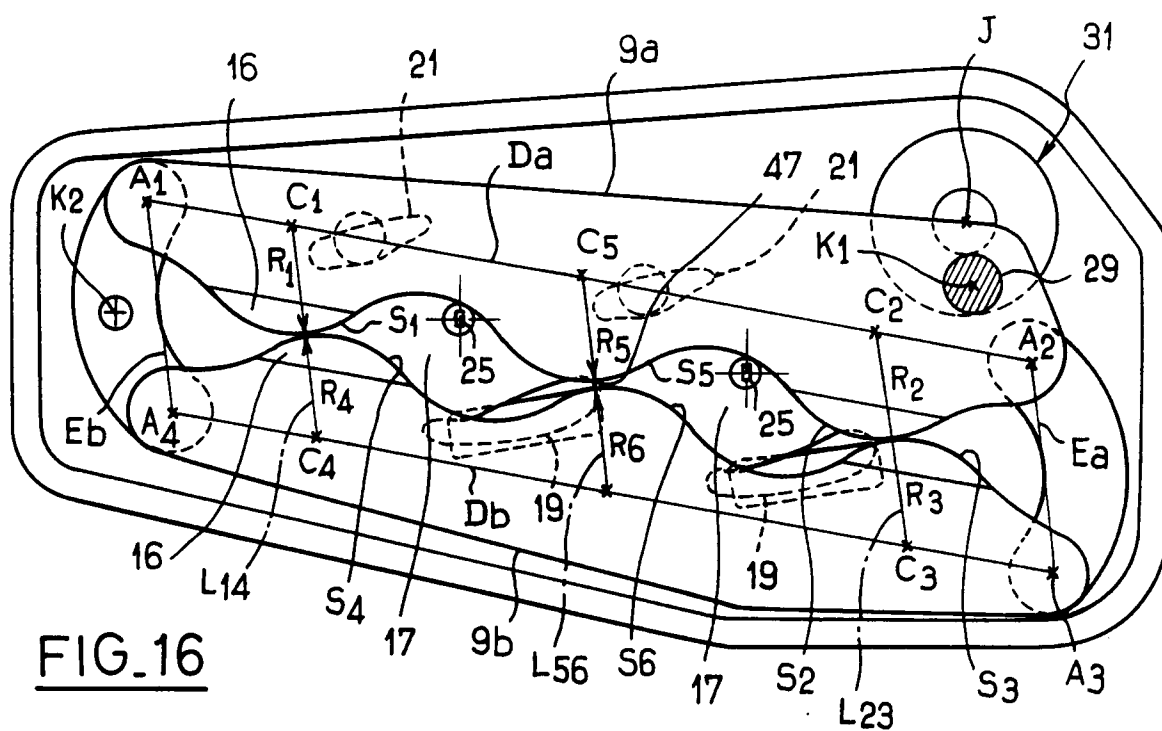


FIG. 13



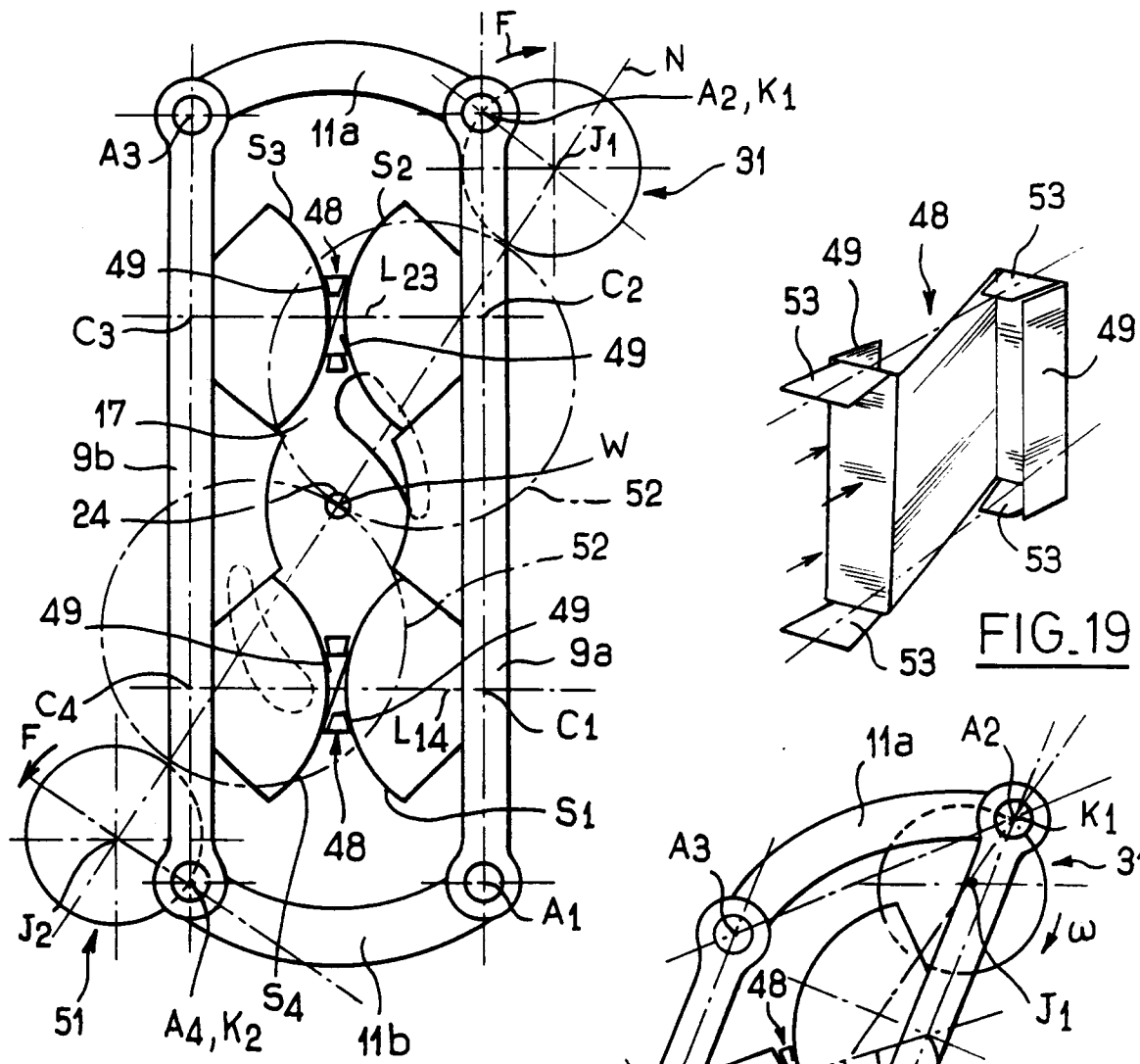


FIG. 17

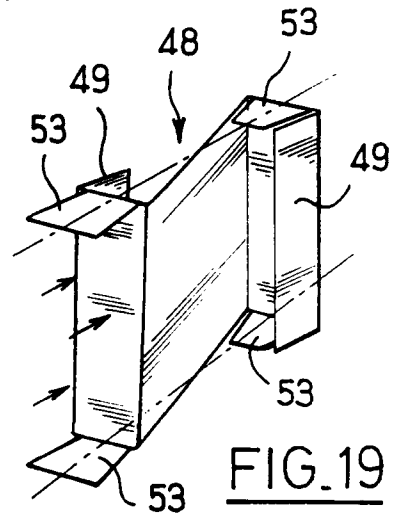


FIG. 19

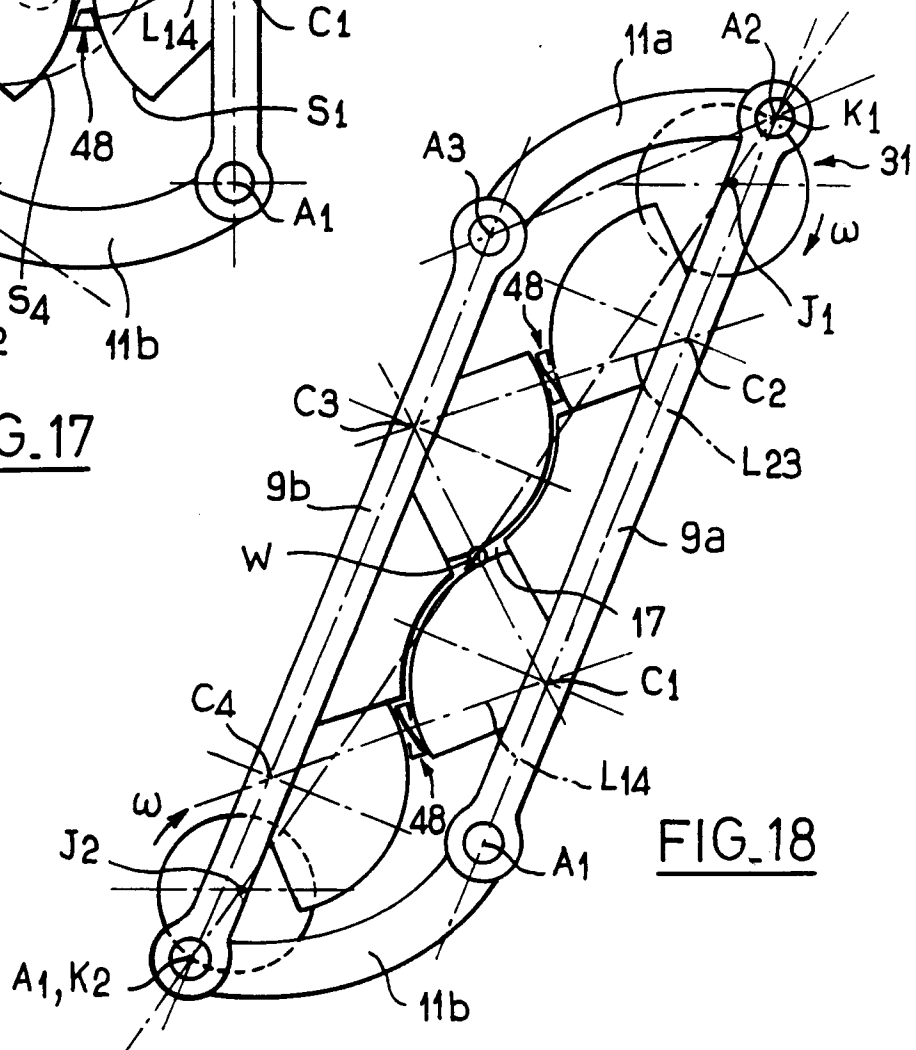


FIG. 18

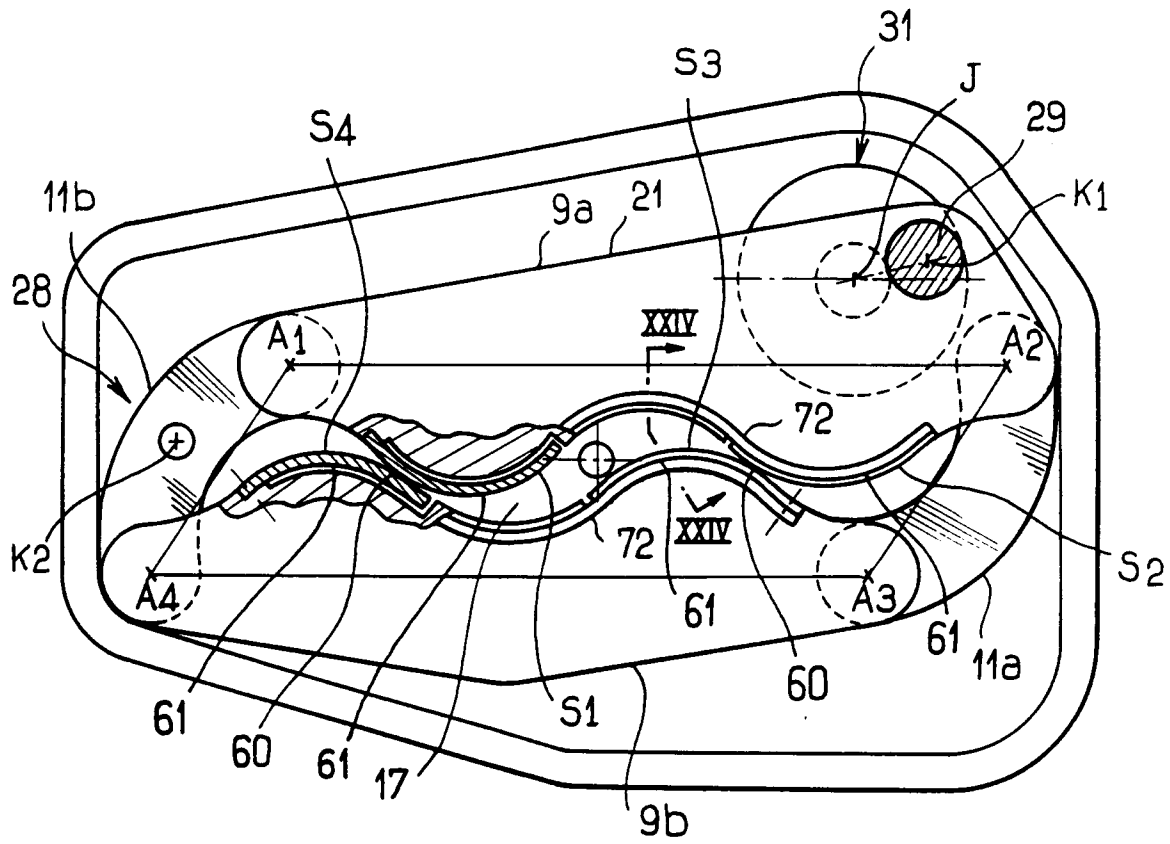


FIG. 21

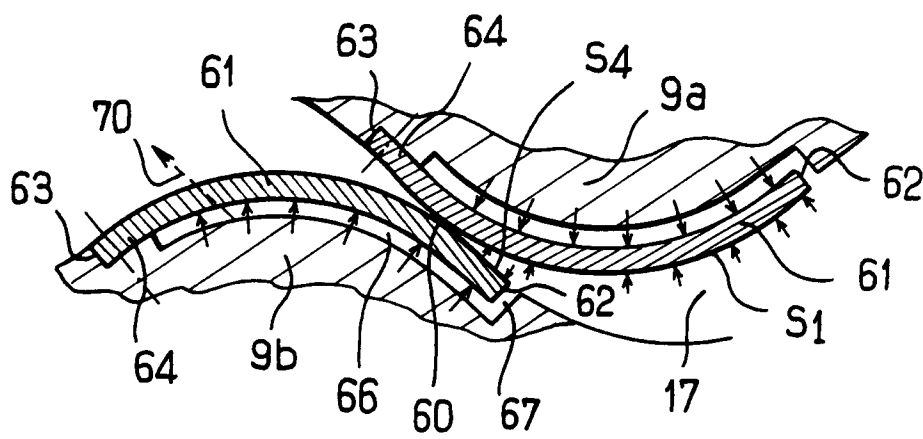
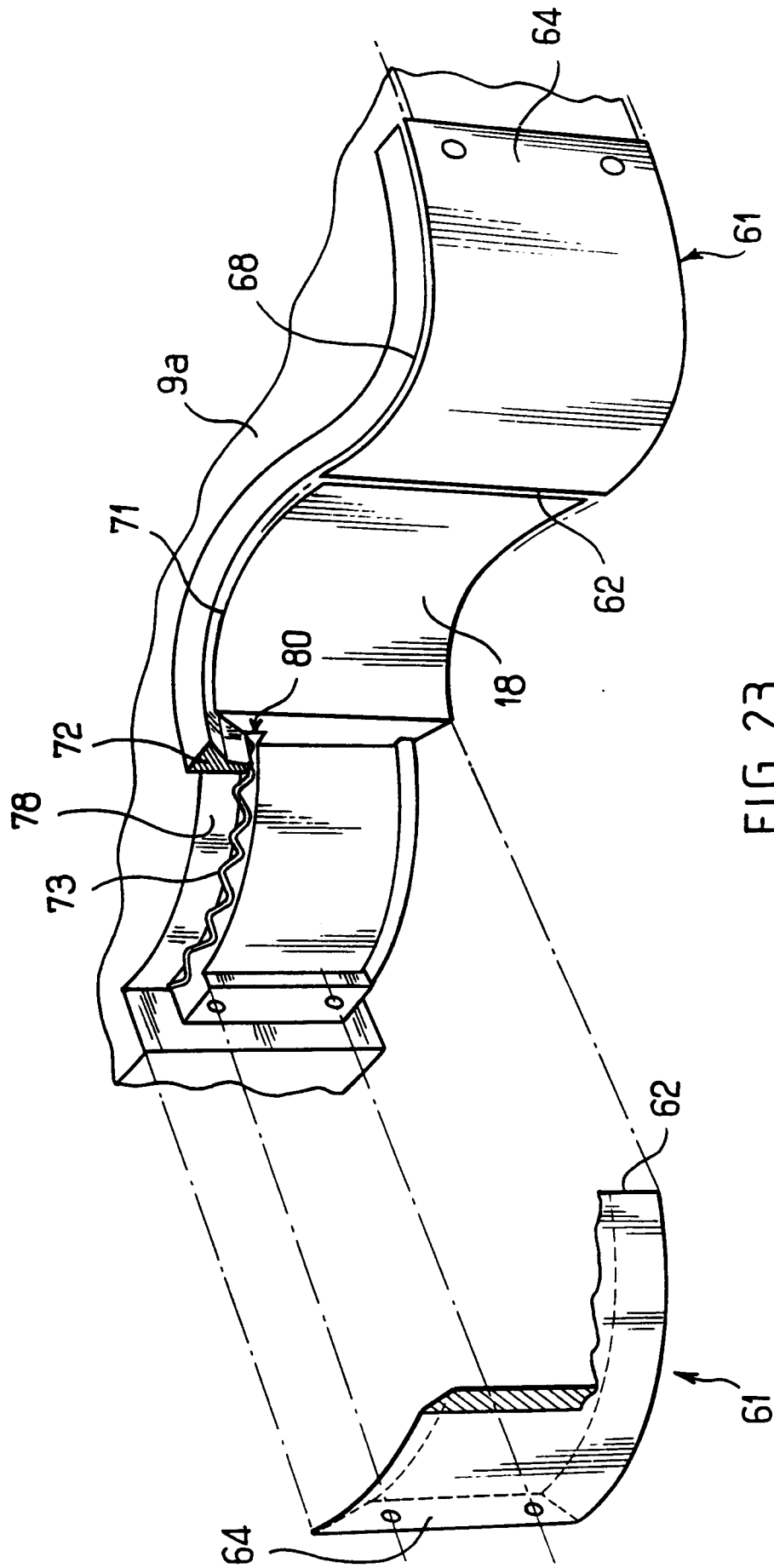


FIG. 22



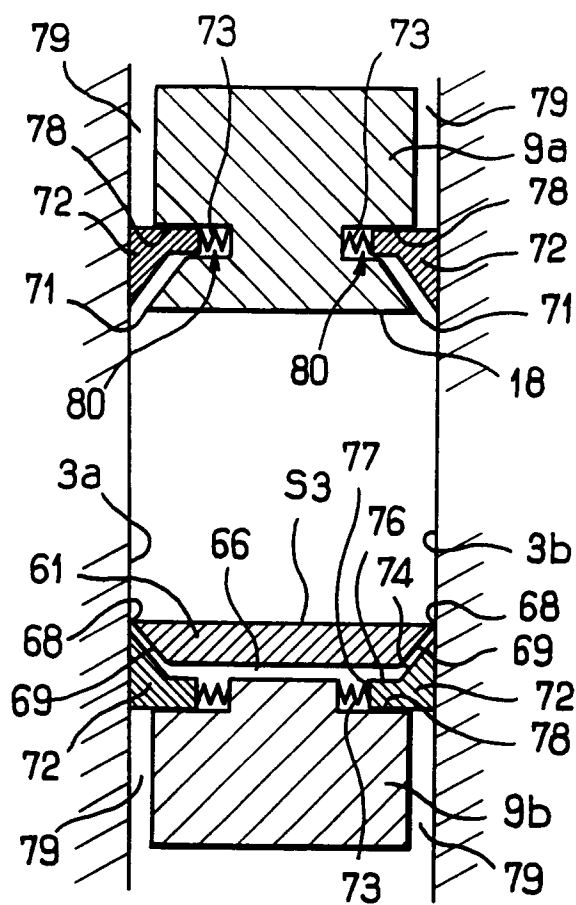


FIG. 24

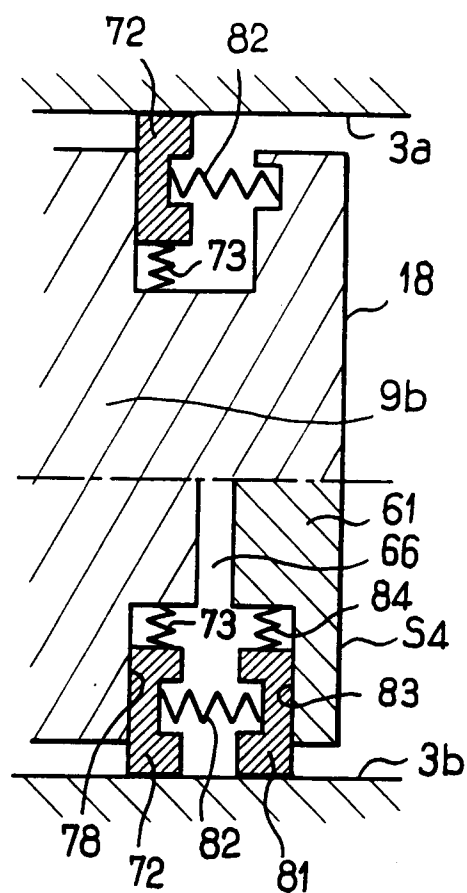


FIG. 26

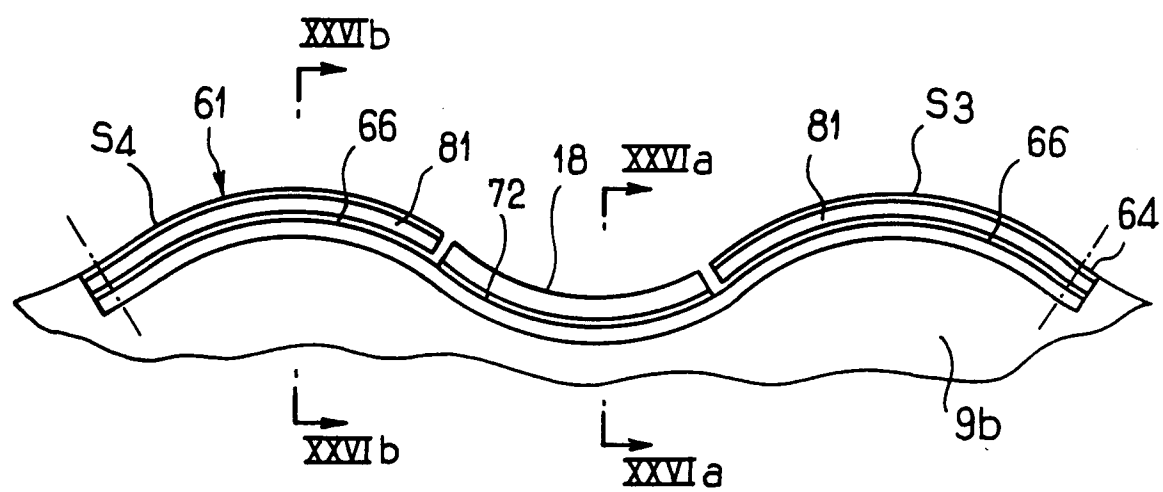


FIG. 25