



(11) Numéro de publication : **0 600 807 A1**

(12) **DEMANDE DE BREVET EUROPEEN**

(21) Numéro de dépôt : **93420471.0**

(51) Int. Cl.⁵ : **F04C 15/00, F04C 2/16**

(22) Date de dépôt : **25.11.93**

(30) Priorité : **26.11.92 FR 9214676**

(43) Date de publication de la demande :
08.06.94 Bulletin 94/23

(84) Etats contractants désignés :
DE ES FR GB IT SE

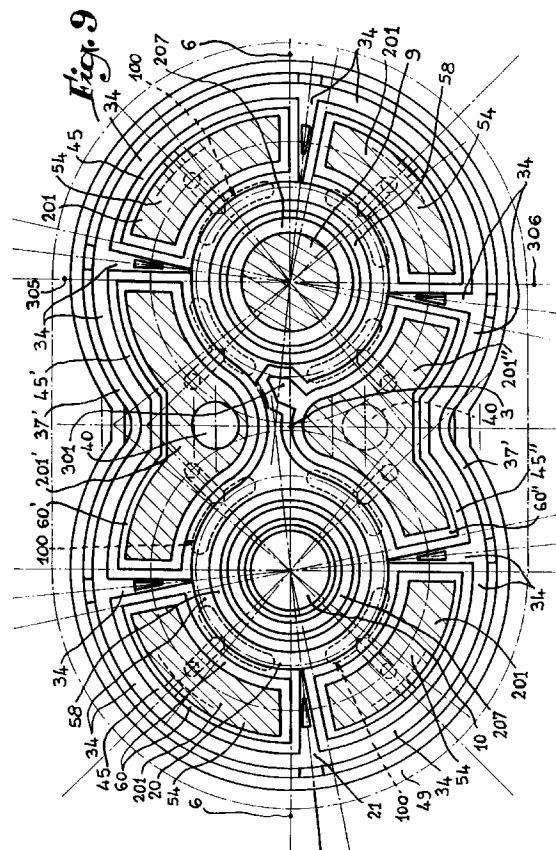
(71) Demandeur : **Malfit, Jean**
"Le Napoléon"
2 Avenue de Chapotte
F-07300 Tournon (FR)

(72) Inventeur : **Malfit, Jean**
"Le Napoléon"
2 Avenue de Chapotte
F-07300 Tournon (FR)

(74) Mandataire : **Karmin, Roger et al**
Cabinet MONNIER,
150, Cours Lafayette
F-69003 Lyon (FR)

(54) **Générateur-récepteur hydraulique pour la transmission de puissance.**

(57) L'équilibrage de la force axiale, du pignon menant (9) est effectué en faisant varier la valeur de la surface de la zone (34) toujours en haute pression de manière que cette variation provoque une application de la haute pression sur une surface d'un des flasques (21, 22) soit plus grande soit plus faible tandis que cette variation de la valeur de la zone (34) toujours en haute pression n'exerce aucune influence sur l'autre flasque (22 ou 21). On incorpore en outre la zone (34) intersecteur aux secteurs (38') de l'enveloppe (36) pour équilibrer la force tangentielle du pignon menant (9).



La présente invention se réfère à des perfectionnements apportés à un générateur-récepteur hydraulique pour la transmission de puissance du genre décrit dans les brevets européens 165 884, 262 189 et 483 029.

On a décrit dans le premier de ces trois documents un appareil comprenant deux pignons à denture hélicoïdale accouplés à l'intérieur d'un stator, au moins l'un d'eux étant dépourvu de palier mécanique. Le stator est établi sous la forme d'une enveloppe souple qui comporte par ailleurs au moins une ouverture d'arrivée pour un liquide à basse pression et une ouverture de refoulement pour un liquide à haute pression. Le stator comporte encore deux flasques souples identiques et retournés l'un par rapport à l'autre coopérant avec l'enveloppe et renfermant les deux pignons avec lesquels ils assurent une étanchéité latérale par leur face intérieure identique.

L'enveloppe souple est soumise extérieurement à une pression centripète qui lui permet d'assurer l'étanchéité sur les sommets des dents des pignons à denture hélicoïdale située dans l'enveloppe. Les forces de compensation hydrostatique sur les flasques et sur l'enveloppe proviennent d'une part de la pression d'une zone de pression totale permanente et d'autre part de la pression régnant dans des secteurs de compensation hydrostatique d'équilibrage, respectivement de l'enveloppe et des flasques. Les secteurs sont alimentés par des canaux. Des couvercles rigides recouvrent les flasques, tandis qu'un corps également rigide entoure l'enveloppe.

L'équilibrage hydraulique interne est assuré par un bobinage hydraulique comprenant des conduits rotoriques dans les pignons et statoriques dans les flasques et l'enveloppe. Les commutations successives entre les conduits rotoriques et statoriques sont assurées par leurs extrémités défilant les unes devant les autres sur un cercle de commutation. L'équilibrage entre les creux de dents est assuré par la liaison permanente entre les creux de dents opposés pour un nombre de dents pair et les creux de dents opposés avec un décalage de $\frac{1}{2}$ pas pour un nombre de dents impair par l'intermédiaire des conduits des flasques et des canaux ménagés dans les pignons. Bien entendu, cette liaison n'existe pas dans la zone d'engrènement et dans les zones diamétralement opposées à cette zone d'engrènement par rapport aux pignons et dans lesquelles sont créés des paliers hydrauliques diamétralement opposés. Ainsi, au cours de la rotation des pignons, le bobinage met en relation les couples de dents opposées de façon à obtenir une même pression hydraulique dans les creux de dents pour des positions angulaires diamétralement opposées et à créer deux forces inverses sur les pignons en vue de provoquer leur engrènement sans jeu dans la zone d'engrènement.

Pour les grosses cylindrées, la solution décrite dans EP 483 029 consiste à multiplier le nombre de

pignons satellites menés par un pignon principal, ce dernier ayant un nombre de secteurs fonction du nombre de satellites, chaque satellite ayant toujours quatre secteurs, deux secteurs HP et deux secteurs BP.

Les modes de réalisation suivant EP 0165884, EP 0262189 et EP 0483029 n'assurent pas un équilibrage axial satisfaisant du pignon menant. En effet, si l'action des paliers hydrauliques radiaux assure l'équilibre radial, l'équilibrage axial du pignon menant par les compensations hydrostatiques sur les flasques au point d'engrènement n'assure qu'un équilibre local de la composante axiale en ce point entraînant une usure locale plus importante du flasque soumis à la composante axiale du pignon menant et donc une tenue en endurance précaire. L'équilibrage général axial du pignon menant n'est pas assuré du fait des composantes axiales, à chaque extrémité de l'ensemble constitué par chacun des secteurs d'équilibrage haute pression et par les deux éléments adjacents de la zone toujours à haute pression, résultant des compensations hydrostatiques sur les flasques.

D'autre part, l'équilibre des composantes tangentielles sur le pignon menant est assuré par les réactions des paliers mécaniques. Ces réactions, par l'usure qu'elles provoquent, sont préjudiciables à long terme à l'équilibre interne du générateur-récepteur à un seul pignon satellite mené, générateur-récepteur à denture hélicoïdale ou à chevron, et il est possible de les remplacer par un équilibrage hydrostatique partiel dans les deux sens de rotation et total pour un seul sens de rotation (cas le plus fréquent pour les faibles cylindrées qui ne nécessite qu'un seul pignon satellite). Ce dispositif peut donc s'appliquer également aux générateurs-récepteurs à pignons à dentures hélicoïdales à chevrons, cette denture étant analogue à une denture hélicoïdale simple lorsque l'appareil est à deux pignons.

On a illustré en fig. 1 à 5 les différentes forces hydrauliques et mécaniques agissant sur la face entraînante du pignon menant référencé 9 et correspondant à la partie active de la face entraînée en haute pression, le générateur-récepteur fonctionnant en générateur, le pignon menant comportant une hélice à gauche et tournant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (SIH).

Le pignon mené 10 est quant à lui totalement équilibré puisque les faces de chaque creux de dents sont soumises aux mêmes forces mécaniques et hydrauliques tangentielles, radiales et axiales.

Sur le pignon 9 sont appliquées :

- la force radiale FR (fig. 1)
- la force axiale FA (fig. 2)
- la force tangentielle FT (fig. 2)

La force tangentielle FT est définie à partir de la puissance transmise et de la vitesse de rotation, les forces FR et FA s'en déduisant par l'intermédiaire de FN et FX et de l'angle γ de pression réel et de l'angle

β qui est le complément de l'angle d'hélice α défini dans EP 0 262 189.

En fig. 2 on a illustré la force tangentielle FT qui détermine la force axiale FA.

On a illustré en fig. 3 et 4 l'orientation de la force axiale FA à laquelle est soumis le pignon menant 9, tandis que le couple MFA résultant de la force FA a été illustré en fig. 5.

Sur cette figure est illustré le bilan des forces et couples à équilibrer sur le pignon menant 9 d'un générateur-récepteur à un seul pignon satellite 10, les pignons 9 et 10 étant renfermés dans le corps 49, selon le sens de rotation SIH ou SH. Les illustrations de la partie droite de fig. 5 se rapportent bien entendu au pignon menant 9. La force axiale FA s'appliquant sur celui-ci se trouve perpendiculaire à la face latérale de ce pignon, tandis que la force FT agit dans ce même plan perpendiculairement à l'axe 6 passant par les centres des deux pignons.

Cette force agit du point 305 vers le point 306 diamétralement opposé ou inversement suivant le sens de rotation. Le couple MFA est équilibré par les réactions des paliers du pignon menant.

Les perfectionnements qui font l'objet de la présente invention visent à remédier à ces inconvénients et à permettre un équilibrage hydrostatique axial et tangentiel du pignon menant.

A cet effet, pour réaliser l'équilibrage axial, l'on fait varier la valeur de la surface de la zone toujours en haute pression, de manière qu'on produise une application de la haute pression sur une surface d'un des flasques, soit plus grande, soit plus faible, l'autre flasque n'étant pas influencé par cette variation de surface, tandis que pour exécuter l'équilibrage tangentiel, on fait varier la surface des secteurs de l'enveloppe adjacents au point d'engrènement au détriment de la zone de pression permanente.

Le dessin annexé, donné à titre d'exemple, permettra de mieux comprendre l'invention, les caractéristiques qu'elle présente et les avantages qu'elle est susceptible de procurer :

Fig. 1 illustre la décomposition de la force normale FN en FR et FX perpendiculaire à FR au point d'engrènement des pignons 9 et 10.

Fig. 2 est une coupe développée selon le cylindre primitif du pignon menant. On y a fait figurer en I-I le plan de coupe de fig. 1.

Fig. 3 et 4 sont des coupes développées selon les cylindres primitifs des pignons respectivement menant et mené en position engrénée, illustrant le sens de la composante axiale de déséquilibre du pignon menant, selon respectivement les sens de rotation horaire (SH) et anti-horaire (SIH) du pignon menant.

Fig. 5 illustre le bilan selon le sens de rotation des forces et des couples de déséquilibre du pignon menant d'un générateur-récepteur à un seul pignon mené.

Fig. 6 est une coupe longitudinale d'un appareil

suivant l'invention.

Fig. 7 est une coupe transversale d'un appareil suivant l'invention réalisée suivant un plan passant par le point d'engrènement des pignons.

Fig. 8 est une coupe suivant VIII-VIII (fig. 6) avec dispositif d'équilibrage axial. On y a représenté en VI-VI le plan de coupe de fig. 6 et en VII-VII celui de fig. 7.

Fig. 9 est une variante du dispositif d'équilibrage axial de fig. 8.

Fig. 10 est une coupe développée partielle de l'enveloppe et du corps dans le cas d'un équilibrage hydrostatique sur cette enveloppe de la composante tangentielle FT.

Fig. 11 est une coupe partielle correspondant à fig. 8 et 9, mais illustrant les modifications des flasques correspondant à l'équilibrage réel sur l'enveloppe de la composante tangentielle FT.

Fig. 12 est une coupe suivant XII-XII (fig. 10). On y a représenté en X-X le plan de coupe de fig. 10.

Fig. 13 à 16 illustrent le polygone d'équilibre des composantes tangentielles FT, des vecteurs couple MFA et les composantes axiales FA à équilibrer dans le cas respectivement d'un générateur récepteur à denture chevrons et à 2, à 3, à 4 pignons satellites, et selon le sens de rotation.

Fig. 17 est une variante du dispositif d'équilibrage axial illustré en fig. 8 et comparable à la variante de fig. 9.

On ne reviendra pas sur la démonstration effectuée dans le préambule suivant fig. 1 à 5 et suivant laquelle seul le pignon menant doit être équilibré, l'équilibrage du et des pignons menés(10) étant réalisé comme démontré.

Les éléments correspondants à ceux des brevets antérieurs cités au début des présentes ont été référencés par les mêmes chiffres et les mêmes indices, de sorte qu'il n'est pas nécessaire de les décrire à nouveau.

L'équilibrage hydrostatique de la force FR par les paliers hydrauliques dans les zones 6 est obtenu par une valeur théorique de $\frac{1}{2}$ pas angulaire de denture, soit π/z . Cette valeur est suffisante pour équilibrer les forces radiales mécaniques et hydrostatiques dans la zone d'engrènement 3. Cette valeur de $\frac{1}{2}$ pas peut varier en fonction des conditions d'étanchéité en 3 et des valeurs des pressions dans les creux de dents. Elle est valable pour un recouvrement hydraulique RE au point d'engrènement 3 tel que $RE = \frac{\text{Arc de conduite}}{\text{Pas de base}}$ de valeur 1,5, donnant une saillie de dent légèrement supérieure à une fois le module apparent de denture M.

La suppression dans le creux de dent résultant des irrégularités de débit se trouve être une sécurité fonctionnelle naturelle, mais si celle-ci se trouvait trop élevée, elle peut être évacuée par un anti-retour vers la zone 34, (zone en haute pression) ou vers la

haute pression comme prévu dans EP 0 165 884.

L'équilibrage hydrostatique de la force FA doit permettre la réversibilité, c'est-à-dire le changement de sens de rotation en générateur ou en récepteur de l'appareil suivant l'invention. La meilleure solution pour un appareil à un seul pignon mené est d'adopter pour les deux pignons une denture à chevrons grâce à laquelle les forces axiales FA s'équilibrent naturellement entre les deux $\frac{1}{2}$ dentures hélicoïdales d'inclinaison opposées de ladite denture en chevrons.

Par contre, pour un générateur-récepteur comportant deux pignons à denture hélicoïdale normale, l'équilibrage de la force axiale FA doit s'effectuer comme décrit ci-après.

On peut tout d'abord adopter une première solution illustrée en fig. 8, suivant laquelle le diamètre D de la zone de pression totale permanente 34 est augmenté d'une valeur ΔD pour devenir $D + \Delta D$ au niveau des secteurs 60' et 60 opposés diamétralement l'un à l'autre du côté du pignon menant 9, lesdits secteurs étant disposés sur les flasques 21, 22 tandis que les dimensions desdits secteurs du côté pignon mené 10 restent inchangées. L'augmentation de ΔD donne une surface supplémentaire ΔS de la zone 34 de telle sorte que $\Delta S = FA/HP$. Cette disposition entraîne la naissance d'une force supplémentaire sur le flasque où les secteurs 60 et 60' sont en basse pression. Cette force égale à FA, et de sens opposé, équilibre le pignon menant 9 dans le sens axial.

On peut aussi utiliser la solution illustrée en fig. 9 qui consiste à incorporer au secteur 60'' des flasques 21, 22 une extension 301, au détriment de la zone 34 de haute pression permanente, de surface ΔS . L'extension 301 se présente sous la forme générale d'un polygone entouré par une déviation du joint 45''.

Cette structure entraîne la création d'une force perpendiculaire au flasque dans lequel le secteur 60'' se trouve en haute pression, ladite force étant égale à la force axiale FA par suite du choix de la surface ΔS et de sens opposé. La force antagoniste en cause -FA rééquilibre le pignon menant 9.

Le couple résultant de la distance séparant la force antagoniste -FA et la force axiale FA et dont la valeur est

$$M_{FA} = FA \times \frac{D_p}{2} \text{ dans la solution illustrée en fig. 8}$$

(dans laquelle D_p est le diamètre primitif de la denture du pignon 9) est équilibré par les réactions des paliers mécaniques 123 du pignon 9.

Dans le cas d'un appareil à plusieurs pignons satellites n menés, l'équilibrage axial du pignon menant 9 s'effectue suivant l'une des deux solutions ci-dessus et les vecteurs moments des couples résultants s'annulent. La force supplémentaire de rééquilibrage est égale à la force axiale FA par couple de pignons 9, 10 multipliée par le nombre de satellites n.

On a illustré en fig. 7 un appareil suivant l'invention à un seul pignon mené 10, le pignon menant 9 étant à hélice à gauche. Ce pignon se trouve donc à l'arrière du plan de coupe de la figure, tandis que le pignon mené 10 se trouve en avant dudit plan avec hélice à droite.

De ce fait, la force axiale FA est dirigée vers le bas, si bien que la force antagoniste -FA doit être dirigée vers le haut et de toute façon en sens opposé à FA.

En conséquence :

- si l'on augmente la zone 34, cette augmentation s'étend sur le secteur 60' et sur le secteur 60 opposé (fig. 8). Cette augmentation n'entraîne aucune force supplémentaire sur le flasque 21 sur lequel les secteurs 60 et 60' sont en haute pression, tandis qu'elle crée la force antagoniste recherchée -FA sur le flasque opposé 22 dont les secteurs 60 et 60' sont en basse pression.

En effet, sur le flasque 21, l'augmentation de la surface de la zone 34, correspondant à une diminution de la surface des secteurs 60 et 60', n'entraîne aucune variation de la force de compensation hydrostatique axiale.

Au contraire, sur le flasque opposé 22, la surface de ses secteurs 60 et 60' soumis à la basse pression ayant diminué et la surface de la zone 34 toujours en haute pression ayant augmenté, on crée la force antagoniste -FA.

- si l'on diminue la surface de la zone 34 en augmentant la surface du secteur 60'' de la valeur de l'extension 301 (fig. 7), on crée la force antagoniste -FA sur le flasque 22 dans lequel le secteur 60'' est en haute pression du fait que sur le flasque 21 dans lequel le secteur 60'' est en basse pression, l'extension 301 est en basse pression, de sorte qu'il y a équilibrage.

Bien entendu, si les pressions dans les sorties 40 sont inversées par rapport aux indications de fig. 7, le raisonnement est le même du fait de la symétrie par rapport au point d'engrènement des pignons 9, 10.

L'équilibrage hydrostatique de la force tangentielle FT est réalisé par des moyens illustrés en fig. 10, 11 et 12.

Les moyens précités consistent tout d'abord, comme montré en fig. 10, à supprimer la zone 34 entre les secteurs 38' et 38 adjacents au point d'engrènement 3 des pignons au niveau des rayons 305 et 306 du pignon 9 perpendiculaire à l'axe 6-6. Les joints 37' et 37 prévus dans le mode d'exécution de fig. 9 du brevet européen 0483029 sont remplacés par un joint unique 304 pourvu d'une branche médiane 304a. Cette branche médiane est située suivant les rayons 305 et 306 illustrés en fig. 11, comme expliqué plus loin.

La modification ci-dessus nécessite de supprimer la partie de la zone 34 entre les secteurs 60', 60 respectivement 60'', 60 des flasques 21, 22 (fig. 11)

au niveau des rayons 305 et 306, si bien que pour chacun desdits rayons, les parties radiales 45a, 45'a des joints 45 et 45' (fig. 8) et les parties radiales 45a et 45''a des joints 45 et 45'' symétriques des précédents par rapport à l'axe géométrique 6-6 sont éliminées sans influencer aucunement l'équilibrage axial.

Comme illustré en fig. 11, les secteurs 60', 60 et 60'', 60 sont entourés par des joints 302 et 303 d'une seule pièce qui comportent chacun respectivement, suivant les rayons 305 et 306 une branche 302a, respectivement 303a qui sépare les secteurs considérés.

La branche 304a du joint 304 sur l'enveloppe 36 matérialisant l'extrémité de la partie de la zone 34 incorporée aux secteurs 38' pour l'équilibrage de la force FT, se trouve à $\frac{1}{4}$ de pas angulaire de denture de l'axe du "palier hydraulique" soit $\frac{\pi}{2Z}$. De ce fait, la composante FT est équilibrée par ce supplément de secteur 38' qui se trouve en haute pression pour une valeur un peu supérieure à $\frac{\pi}{Z} + \varepsilon$. La valeur $\frac{\pi}{Z} + \varepsilon$ incorporée aux secteurs 38' du côté du pignon menant 9 doit être calculée pour équilibrer FT, en tenant compte du décalage introduit par la largeur du joint. Les valeurs sur les flasques 21, 22 doivent correspondre aux valeurs sur l'enveloppe 36 pour assurer l'étanchéité sur les faces. Ces dispositions permettent l'équilibrage partiel de la force FT (à cause de la largeur des joints) avec réversibilité totale en sens de rotation S.H. et S.I.H., en générateur et en récepteur. L'équilibrage parfait de la force tangentielle FT ne pourra être réalisé qu'avec un sens prioritaire de rotation S.H. ou S.I.H., en générateur et en récepteur du fait de la largeur des joints. Toutefois ce léger déséquilibre peut être considéré comme négligeable.

En denture chevrons, la force tangentielle FT est équilibrée dans les mêmes conditions que pour une denture hélicoïdale, la seule différence étant que le joint 304 présente alors, comme les secteurs 38 et 38', une forme en chevrons.

Dans le cas d'un générateur-récepteur à n pignons satellites menés, les forces tangentielles FT s'équilibrent naturellement (polygone des forces FT fermé).

Les dispositions d'équilibrage ci-dessus sont illustrées en ce qui concerne les générateurs-récepteurs à denture à chevrons et à un seul pignon satellite mené en fig. 13. On y a montré le pignon menant 9c et un pignon satellite 10c dans le corps 49c, les forces FT par branche de chevrons à équilibrer (équilibrage hydrostatique ou réactions des paliers 123), et le polygone des vecteurs couple MFA fermé, on observe que les composantes axiales par branche de chevrons s'annulent ($FA - FA = 0$).

Les mêmes dispositions d'équilibrage ci-dessus sont illustrées en ce qui concerne les générateurs-récepteurs à n pignons satellites menés sur les fig. 14,

15 et 16 sur lesquels ils sont schématisés par le corps 49 et les pignons 9 et 10.

En fig. 14, on a affaire à un pignon 9' et à deux pignons satellites 10' dans un corps 49'. Le polygone des forces FT est fermé, le polygone des vecteurs couple M_{FA} est fermé dans les mêmes conditions. La composante axiale supplémentaire sur le pignon 9' est égale à deux fois FA par couple de pignons 9'-10'.

En fig. 15, on a illustré un pignon menant 9'' et trois pignons satellites 10'' dans un corps 49''. Le polygone des forces FT est fermé, de même que le polygone des vecteurs couple M_{FA} dans les mêmes conditions. La composante axiale supplémentaire sur le pignon 9'' est égale dans ce cas à trois fois FA par couple de pignons 9''-10''.

Pour fig. 16 qui montre un pignon menant 9''' et quatre pignons satellites 10''' dans un corps 49''', il en va de même, le polygone des forces FT est fermé, le polygone des vecteurs couple M_{FA} est fermé dans les mêmes conditions et la composante axiale supplémentaire sur le pignon 9''' est égale à quatre fois FA par couple de pignons 9'''-10'''.

En conclusion et compte tenu des possibilités d'équilibrage ci-dessus, on peut adopter :

- pour les grandes vitesses de rotation et en petites cylindrées un générateur-récepteur hydraulique avec un seul pignon satellite et une denture chevrons,
- pour les vitesses de rotation moyennes et faibles avec des moyennes et des grosses cylindrées, un générateur hydraulique avec plusieurs pignons satellites menés n avec l'équilibrage de la force axiale du pignon menant 9.

Un générateur-récepteur avec un seul pignon satellite mené et à denture hélicoïdale ne sera utilisé que si cette solution présente des avantages économiques certains, car elle est moins rationnelle que les deux précédentes sur le plan fonctionnel. L'équilibrage axial sera nécessaire, l'équilibrage de la force tangentielle dépendra des conditions d'utilisation.

Il doit d'ailleurs être entendu que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre d'exemple et qu'elle ne limite nullement le domaine de l'invention dont on ne sortirait pas en remplaçant les détails d'exécution décrits par tous autres équivalents. Par exemple dans la solution illustrée en fig. 17, le diamètre D de la zone de pression totale permanente 34 est diminué d'une valeur ΔD pour devenir $D - \Delta D$ au niveau des secteurs 60'' et 60 opposés l'un à l'autre du côté du pignon menant 9, lesdits secteurs étant disposés sur les flasques 21, 22 tandis que les dimensions desdits secteurs du côté pignon mené 10 restent inchangées. La diminution de ΔD donne une surface de la zone 34 diminuée de ΔS de telle sorte que $\Delta S = \frac{FA}{HP}$. Cette disposition entraîne une augmentation de force $FA = HP \times \Delta S$ sur le flasque où le sec-

teur 60'' est en haute pression qui compense FA car de sens opposé et équilibre le pignon dans le sens axial.

Revendications

1. Générateur-récepteur hydraulique à pignons à denture hélicoïdale composé d'un pignon menant et d'au moins un pignon mené dépourvu de palier mécanique et toujours équilibré, l'équilibrage interne est assuré par un système de bobinage hydraulique permettant la création de paliers hydrauliques et un engrènement sans jeu, l'étanchéité interne étant obtenue par un système souple composé de deux flasques (21, 22) et d'une enveloppe (36) à compensation hydrostatique au moyen de secteurs de compensation hydrostatique (60-38), caractérisé en ce que l'équilibrage des forces axiales (FA) du pignon menant (9) est effectué en faisant varier la valeur de la surface de la zone (34) toujours en haute pression de manière que cette variation provoque une application de la haute pression sur une surface d'un des flasques (21, 22), soit plus grande, soit plus faible, cette variation de la valeur de la zone (34) toujours en haute pression n'exerçant aucune influence sur l'autre flasque (22 ou 21), tandis que pour effectuer l'équilibrage tangentiel (FT) du pignon menant (9), on fait varier la surface des secteurs de l'enveloppe (36) adjacents au point d'engrènement (3) au détriment de la zone (34) toujours en haute pression.
2. Générateur-récepteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'équilibrage hydrostatique axial du pignon menant (9) est obtenu par la création d'une force antagoniste (-FA) à la composante axiale FA ; on prévoit une augmentation de surface de la zone (34) en haute pression permanente sur les flasques (21, 22) de valeur ΔS telle que $\Delta S = \frac{FA}{HP}$ dans la partie de la zone (34) où celle-ci est adjacente aux secteurs de compensation hydrostatique 60' et 60 (qui est opposé diamétralement à 60''), force dont l'effet ne se matérialise que du côté où les secteurs 60' et 60 sont en basse pression, permettant ainsi la réversibilité totale du système.
3. Générateur-récepteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'équilibrage hydrostatique axial du pignon menant (9) est obtenu au moyen d'une force antagoniste (-FA) à la composante axiale FA créée par une diminution de la zone (34) de haute pression permanente sur les flasques (21, 22) en augmentant par une extension (301), de surface ΔS , la surface du secteur de

compensation hydrostatique (60''), surface telle que $\Delta S = \frac{FA}{HP}$ donnant une force dont l'effet ne se matérialise que du côté où le secteur (60'') est en haute pression, permettant ainsi la réversibilité totale du système.

4. Générateur-récepteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'équilibrage hydrostatique de la force tangentielle FT agissant sur le pignon menant (9) est obtenu par la formation d'une force antagoniste à la composante tangentielle FT et égale à celle-ci créée par une augmentation des secteurs (38') de l'enveloppe (36) du côté du pignon menant (9) et de celle des secteurs de compensation hydrostatique (60' et 60'') sur les flasques (21, 22), augmentation obtenue par la modification de la structure des joints (304) de l'enveloppe (36) et de ceux (302, 303) desdits flasques, équilibrage partiel pour les sens de rotation SH et SIH et équilibrage total pour un sens prioritaire de rotation SH ou SIH du fait de la largeur des joints (302), (303), (304) dans leurs parties radiales (302a, 303a et 304a).
5. Générateur-récepteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'équilibrage hydrostatique s'applique aux générateurs-récepteurs comportant plusieurs pignons satellites menés (10) et en ce que la force antagoniste (-FA) équilibrant le pignon menant (9) est égale à la force axiale FA par couple de pignons menant-mené (9-10) multipliée par le nombre de pignons satellites.
6. Générateur-récepteur suivant la revendication 4, caractérisé en ce que les dentures des pignons sont à chevrons hélicoïdaux.
7. Générateur-Récepteur Hydraulique suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'équilibrage hydrostatique axial du pignon menant (9) est obtenu au moyen d'une force antagoniste (-FA) à la composante axiale FA créée par une diminution de la zone (34) de haute pression permanente sur les flasques (21, 22) en augmentant par une diminution ΔD du diamètre D, de surface ΔS , la surface des secteurs de compensation hydrostatique (60'') et (60) correspondant, surface telle que $\Delta S = \frac{FA}{HP}$ donnant une force dont l'effet ne se matérialise que du côté où le secteur (60'') est en haute pression, permettant ainsi la réversibilité totale du système.

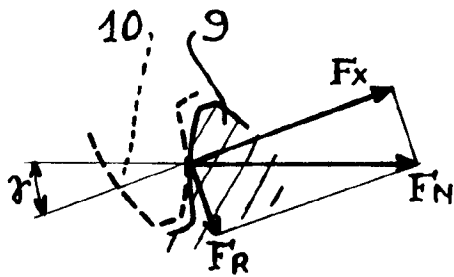


Fig. 1

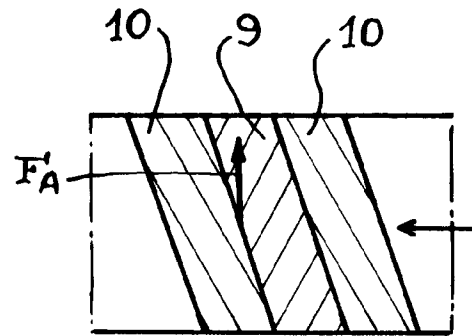


Fig. 3

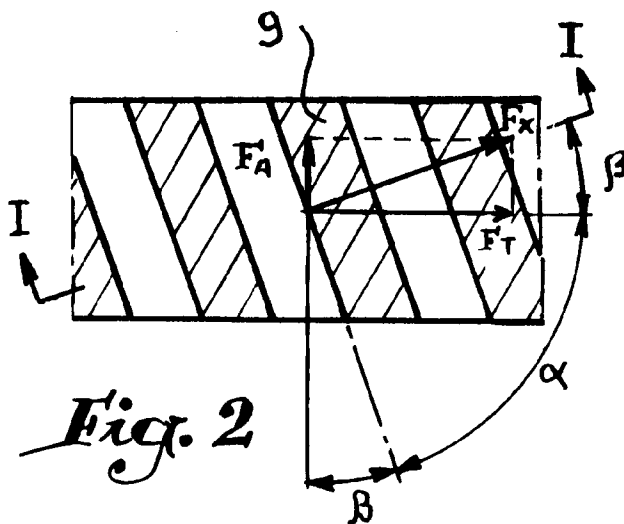


Fig. 2

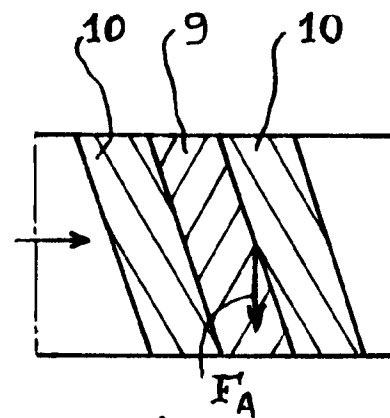


Fig. 4

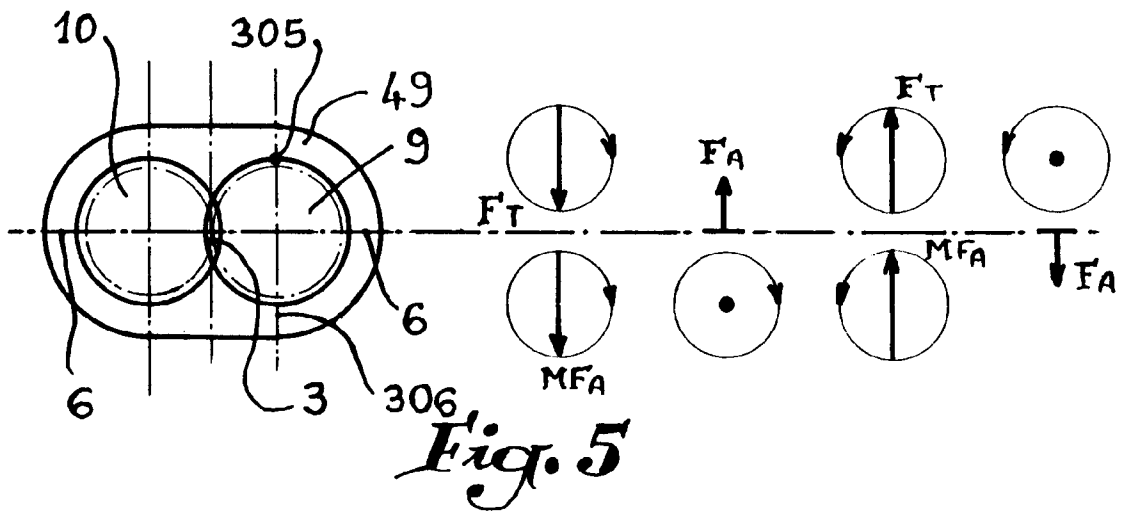


Fig. 5

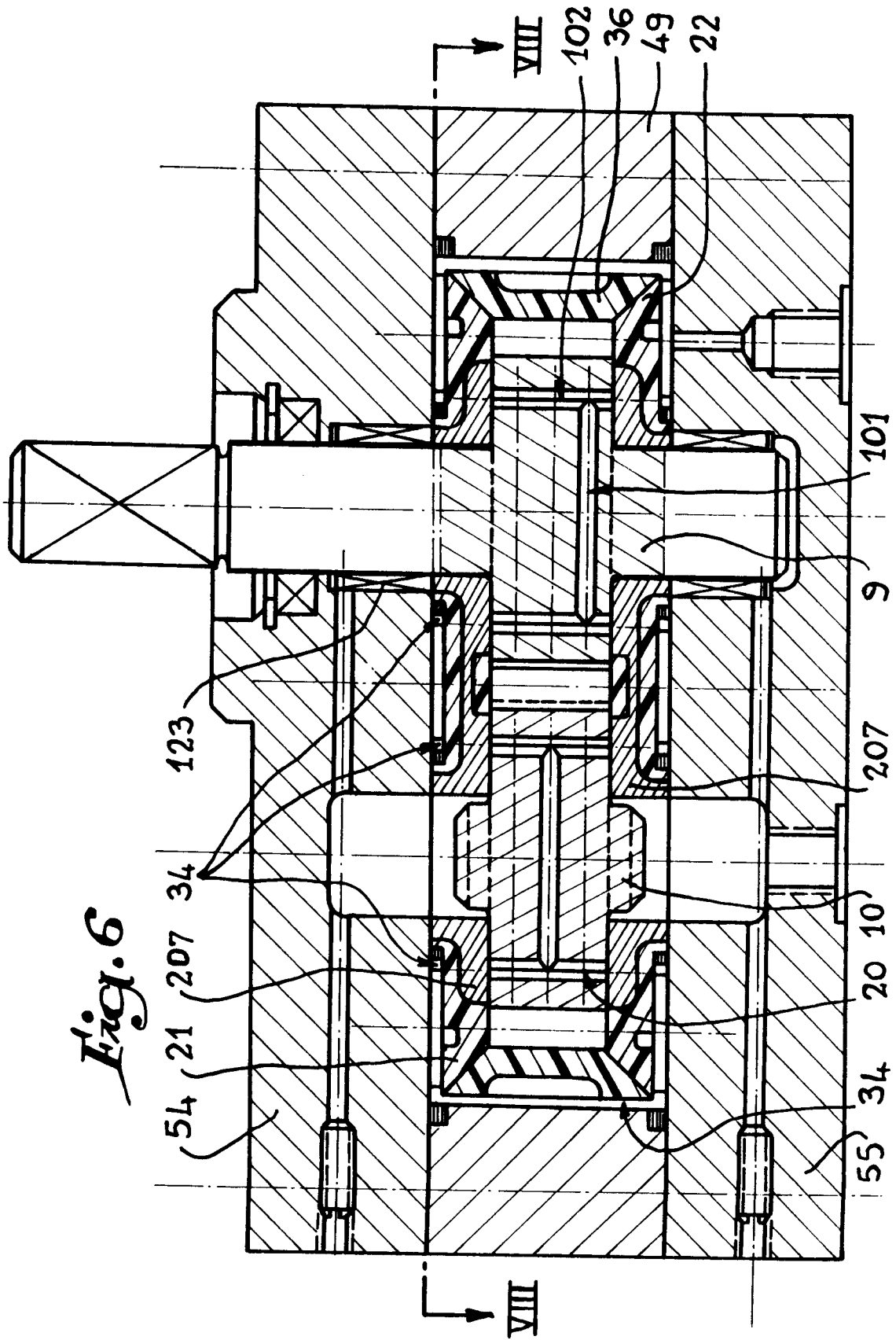
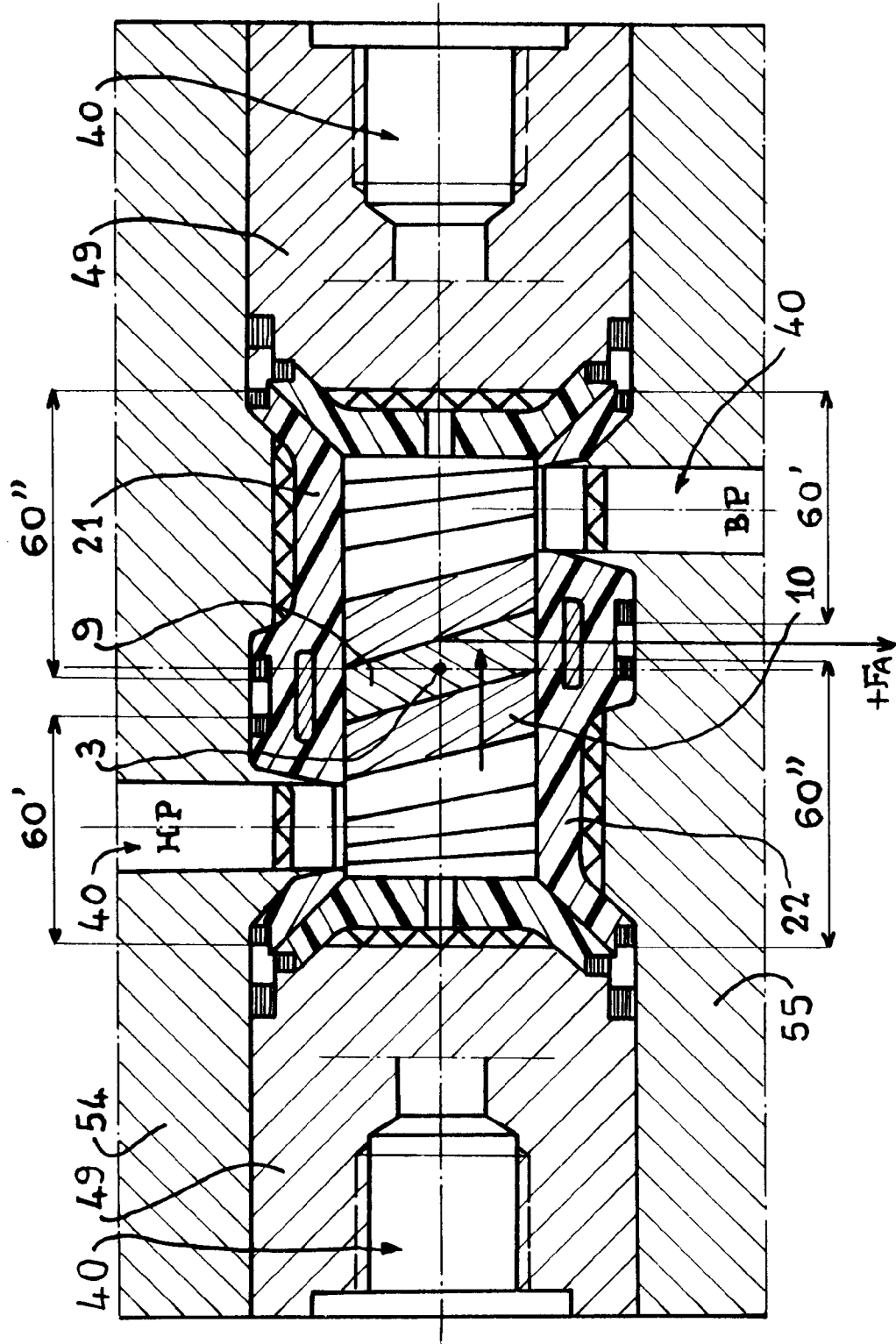
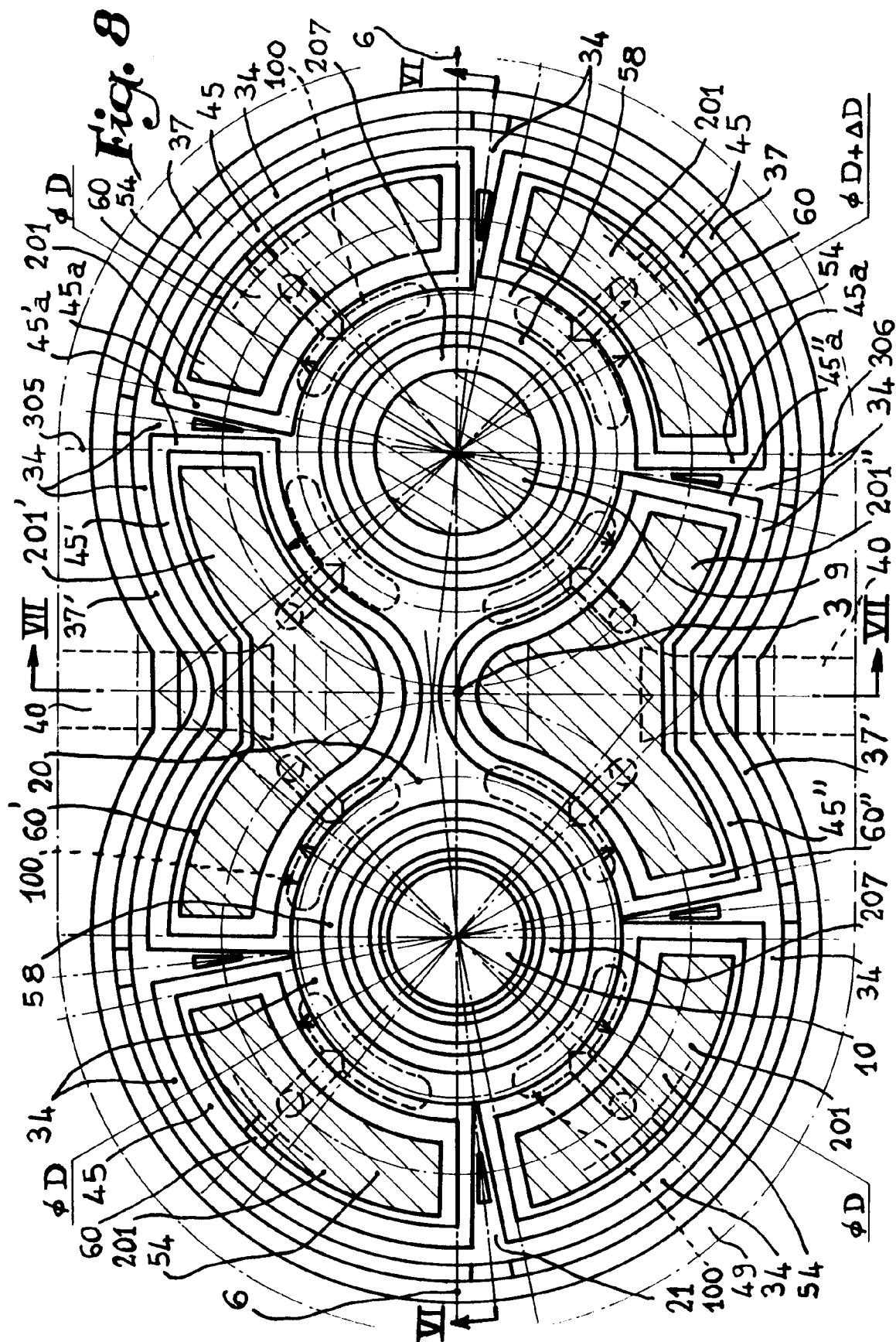
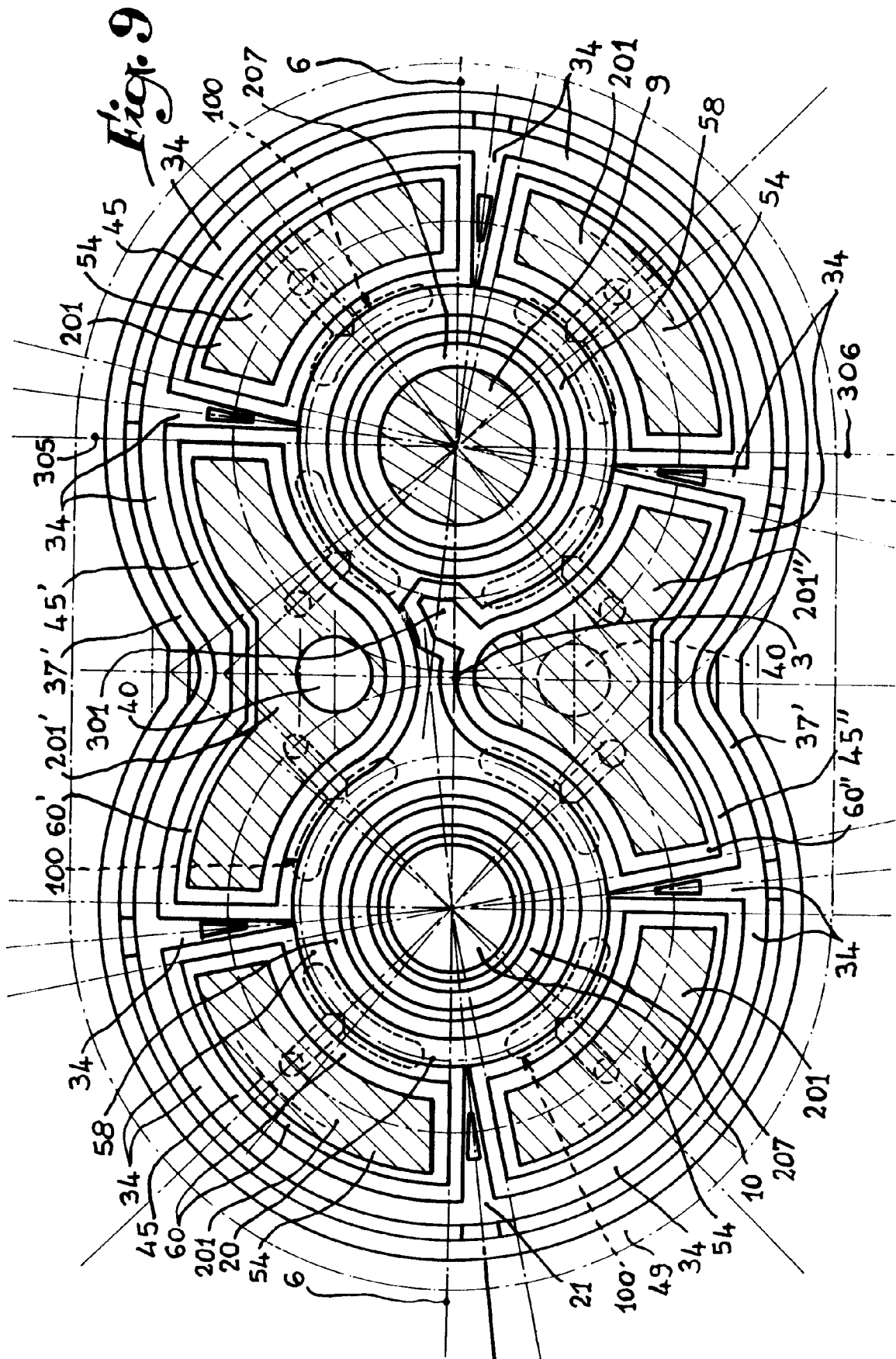
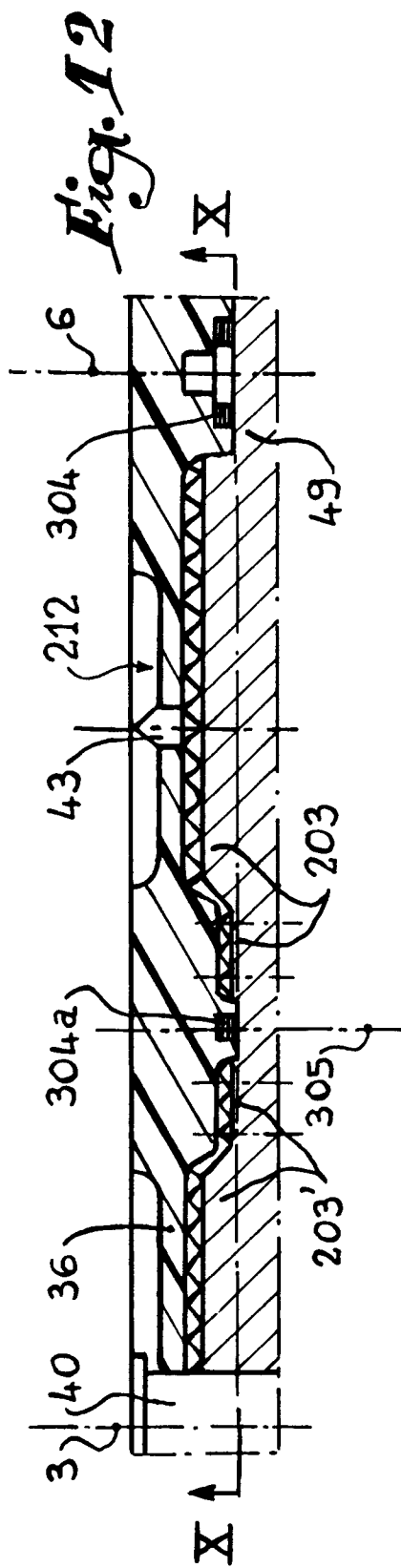
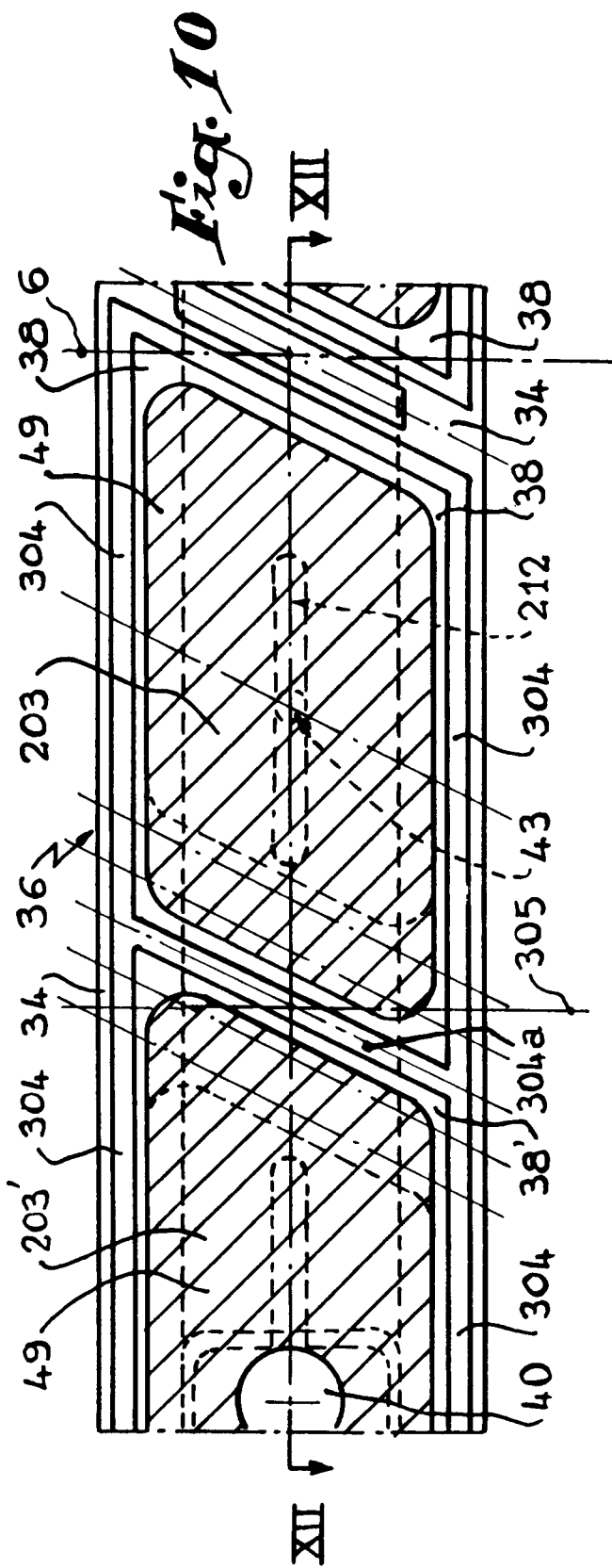


Fig. 7









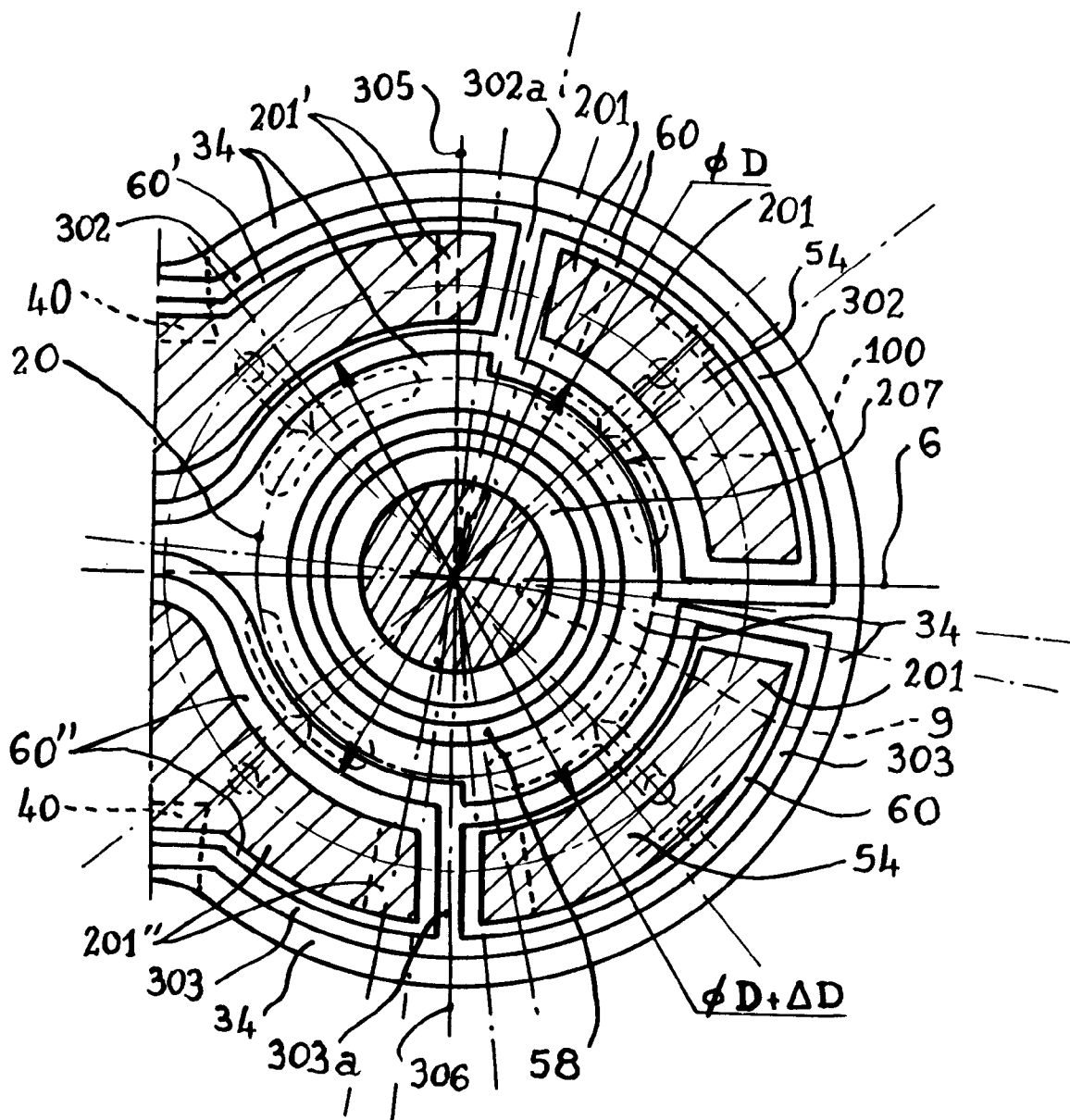
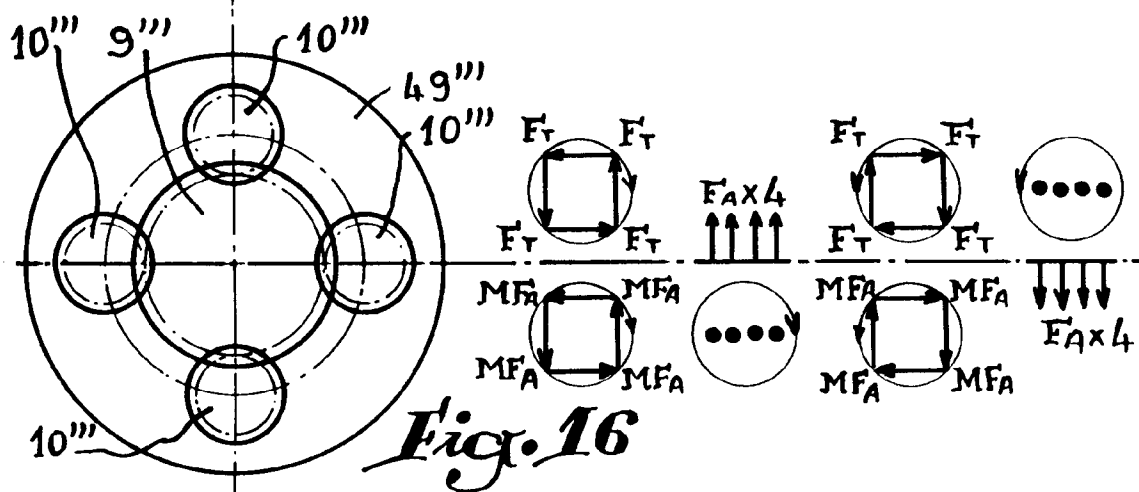
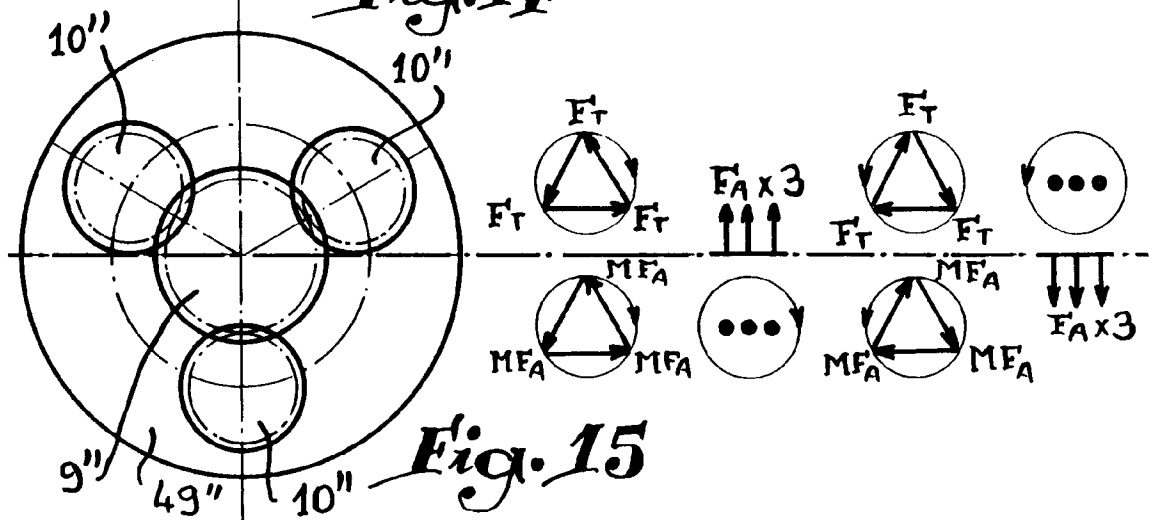
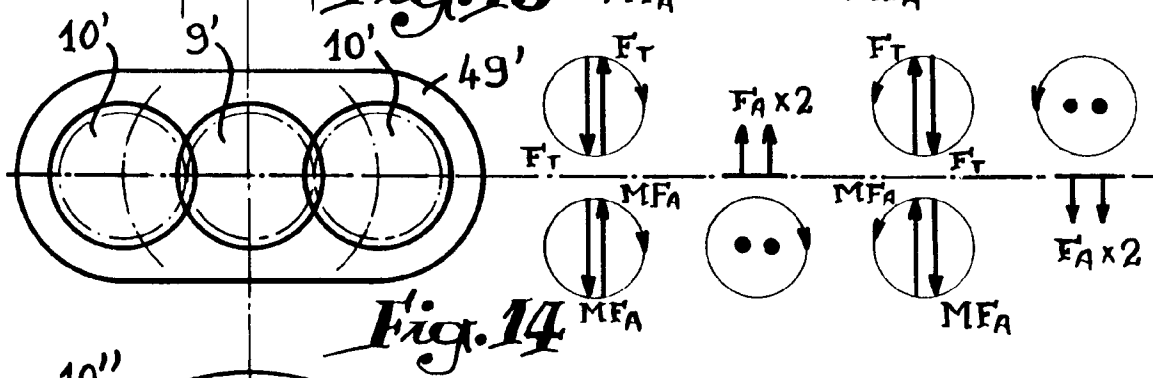
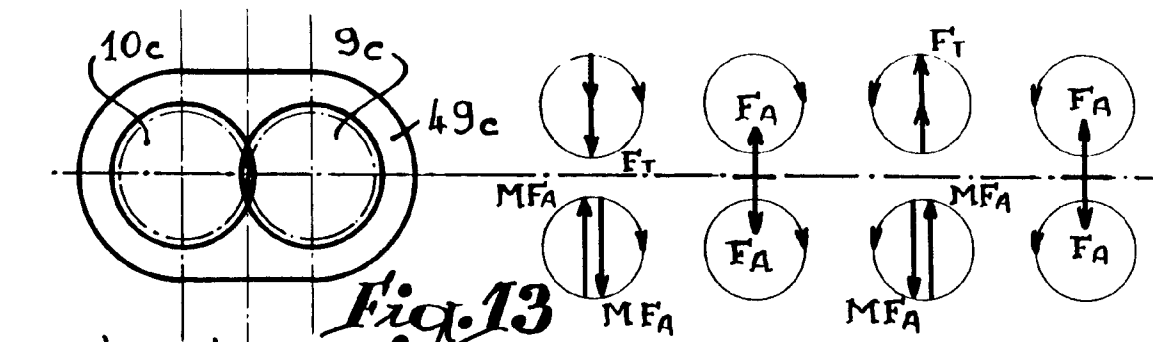
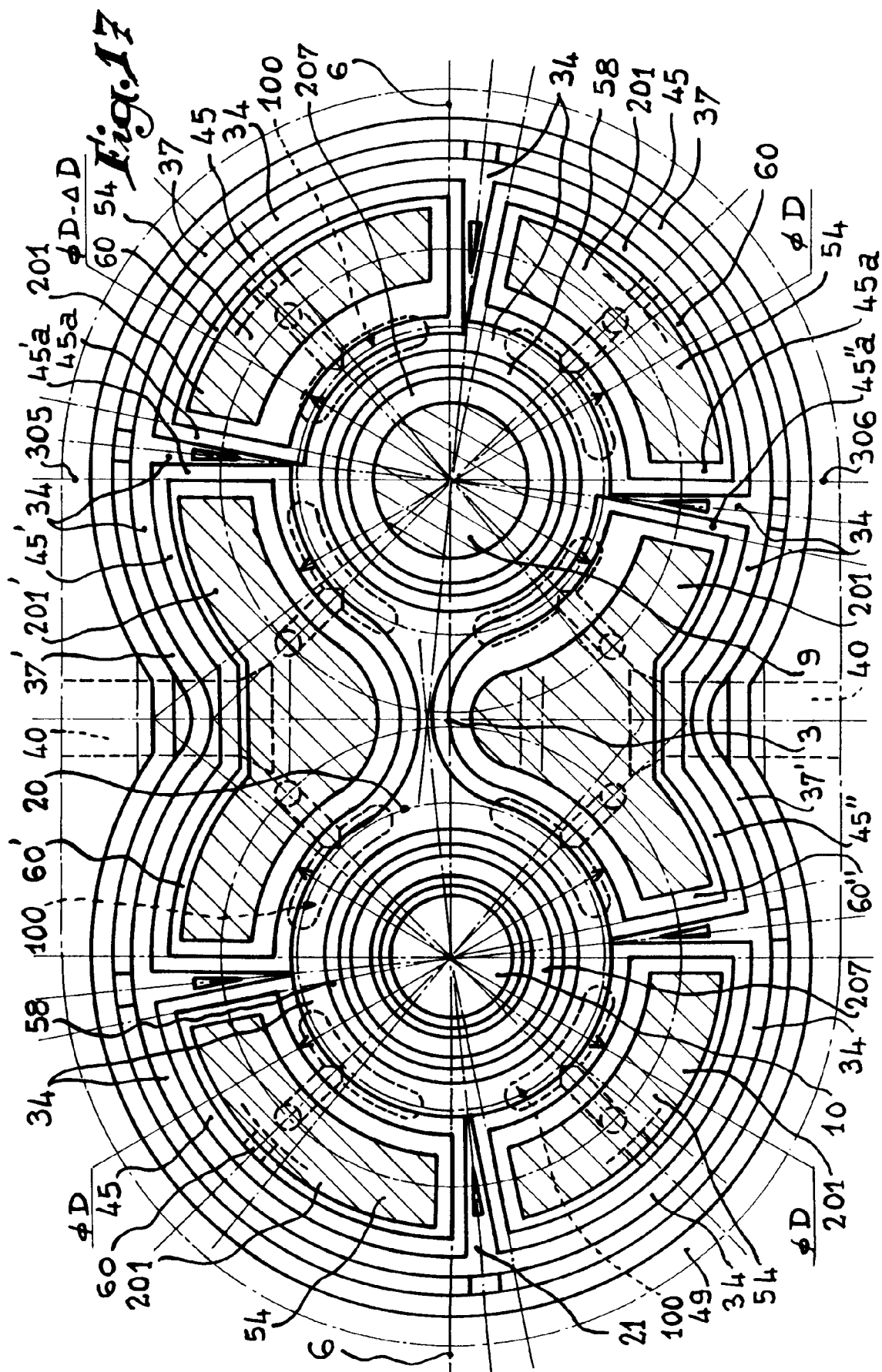


Fig. 11







Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numero de la demande
EP 93 42 0471

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int.Cl.5)
A,D	EP-A-0 483 029 (MALFIT) * le document en entier * -----	1	F04C15/00 F04C2/16
			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int.Cl.5)
			F04C
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 1 Mars 1994	Examineur Dimitroulas, P
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons * : membre de la même famille, document correspondant			

EPO FORM 1503 03.92 (F04C03)