



SPF ECONOMIE, P.M.E.,
CLASSES MOYENNES & ENERGIE

NUMERO DE PUBLICATION : 1014896A5

NUMERO DE DEPOT : 09900752

Classif. Internat. : F04C

Date de délivrance le : 01 Juin 2004

Le Ministre de l'Economie,

Vu la Convention de Paris du 20 Mars 1883 pour la Protection de la propriété intellectuelle;

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

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

Vu le procès verbal dressé le 19 Novembre 1999 à 14H05 à l'Office de la Propriété Intellectuelle

ARRETE:

ARTICLE 1.- Il est délivré à : HITACHI, LTD.
6, Kanda Surugadai 4-chome, Chiyoda-ku, TOKYO(JAPON)

représenté(e)(s) par : QUINTELIER Claude, GEVERS & VANDER HAEGHEN, Holidaystraat 5,
- B 1831 DIEGEM.

un brevet d'invention d'une durée de 20 ans, sous réserve du paiement des taxes annuelles, pour : MACHINE A VIS POUR FLUIDE.

INVENTEUR(S) : Kameya Hirotaka, 6-23 Kidamarihigashidai-3-chome, Tsuchiura-shi (JP), Nozawa Shigekazu, 2-8-4 Matsubaracho, Shimizu-shi (JP); Urashin Masayuki, 882-33, Kitayabe, Shimizu-shi (JP), Hida Takeshi, 9-14, Numatacho, Shimizu-shi (JP), Aoki Masakazu, 4-16-21, Tonosawa, Shimizu-shi, (JP)

PRIORITE(S) 19.11.98 JP JPA10329067

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

Pour expédition certifiée conforme

Bruxelles, le 01 Juin 2004
PAR DELEGATION SPECIALE :

BAILLEUX G.
Conseiller adjoint

BAILLEUX G.
Conseiller adjoint

MACHINE A VIS POUR FLUIDE

Arrière-plan de l'invention

L'invention concerne une machine à vis pour fluide telle que des compresseurs à vis, des pompes à vide à vis et similaires, et en particulier une machine à vis pour fluide apte à réduire les bruits.

Un problème important qui se pose dans un compresseur à double vis, qui fait partie des machines hydrauliques à vis, est d'empêcher que se produisent des bruits engendrés par un phénomène appelé "vibrations de séparation des dents". Avec de telles machines hydrauliques à double vis, un rotor mâle est réalisé sur un côté d'entraînement et des faces de lobe d'un rotor femelle et du rotor mâle sont amenées en contact les unes avec les autres pour entraîner le rotor femelle. En plus de cela, on a souvent utilisé des machines hydrauliques à vis de type sans contact, dans lesquelles des engrenages de synchronisation sont prévus sur des extrémités axiales de chacun parmi le rotor mâle et le rotor femelle, pour qu'ils s'engrènent les uns avec les autres en vue de transmettre un couple. De plus, les faces de lobe des engrenages de synchronisation qui transmettent le couple restent en contact les unes avec les autres.

En fonction des profils de lobe des rotors et des conditions de pression exercées sur les faces de lobe des rotors, il peut apparaître des situations dans lesquelles un couple de gaz agissant sur le rotor femelle devient momentanément négatif (ici, un couple de gaz agissant dans une direction favorisant la rotation est rendu négatif), ce qui entraîne une situation dans laquelle deux faces de lobe en relation de transmission de couple se déplacent dans des directions mutuellement opposées. Lorsque le couple de transmission redevient positif, les faces de lobe qui ont été

momentanément écartées l'une de l'autre entrent en collision l'une avec l'autre. Ce phénomène est appelé séparation des dents, et d'importantes vibrations et de forts bruits résultant de cette séparation et de cette collision répétitives des dents sont appelés "vibrations de séparation des dents".

5 Comme de grandes vibrations et des bruits importants sont provoqués par la séparation des dents, on a suggéré certains procédés en vue de prévenir la séparation des dents. Par exemple, la publication non examinée de brevet japonais n° 5-195972 définit certaines conditions sur les profils de lobe, une erreur de transmission de rotation entre les rotors et entre les
10 moments d'inertie des rotors respectifs et les faces de lobe des rotors, pour empêcher qu'un couple de transmission du rotor mâle au rotor femelle devienne négatif. La demande non examinée de brevet japonais n° 2-252991 décrit un autre exemple de prévention de la séparation des dents. Dans cet exemple, la configuration des faces de lobe d'un rotor à vis est
15 définie de telle sorte qu'un couple de transmission d'un rotor mâle à un rotor femelle devient toujours négatif.

 Cependant, la publication non examinée de brevet japonais n° 5-195972 mentionnée plus haut définit les conditions de prévention de la séparation des dents mais ne divulgue aucune configuration concrète de
20 rotor permettant de satisfaire ces conditions, et donc aucune réponse claire n'est donnée à la question de savoir quels rotors peuvent réaliser la séparation des dents. Egalement, la publication non examinée de brevet japonais n° 2-252991 ne tient pas compte des conditions de pression de gaz telles qu'une pression d'aspiration, une pression de décharge, le type de gaz
25 comprimé et similaires, et on ne peut donc pas toujours obtenir des résultats satisfaisants dans une utilisation générale lorsque les conditions de pression du gaz sont modifiées.

Bref résumé de l'invention

 L'invention a été réalisée compte tenu des désavantages de la
30 technique antérieure décrite plus haut, et a pour objet de fournir une configuration de profil de lobe d'un rotor à vis avec laquelle les vibrations de séparation des dents sont difficiles à créer, même dans des conditions variées de pression de gaz. En outre, un autre objet de l'invention est de réaliser une machine à vis pour fluide qui peut fonctionner de manière peu
35 bruyante dans une variété de conditions de fonctionnement.

Pour atteindre les objets mentionnés ci-dessus, une première caractéristique de l'invention fournit une machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, et dans lequel les profils de lobe des rotors respectifs sont définis de telle sorte qu'en un point de contact sur un côté d'une surface d'attaque du rotor femelle, un rayon devient inférieur aux deux rayons en deux points de contact sur un côté de surface de fuite lorsque le rotor mâle et le rotor femelle sont dans une relation de position relative dans laquelle trois points auxquels le rotor femelle est en contact avec le rotor mâle ou auxquels le rotor femelle et le rotor mâle sont disposés le plus près l'un de l'autre sont formés.

Pour atteindre les objets mentionnés plus haut, une deuxième caractéristique de l'invention fournit une machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, et dans lequel les profils de lobe des rotors respectifs sont définis de telle sorte qu'une valeur d'intégration d'un point de contact d'un côté d'une surface de fuite devient supérieure à une valeur d'intégration en un point de contact d'un côté d'une surface d'attaque lorsque l'on intègre un rayon d'un point de contact du rotor femelle par rapport à une partie d'un angle de rotation jusqu'à ce que le point de contact disparaisse sur le côté de la surface de fuite après un point de rayon maximum du rotor mâle et un point de rayon minimum du rotor femelle, sont disposés le plus près l'un de l'autre.

Pour atteindre l'objet mentionné plus haut, une troisième caractéristique de l'invention fournit une machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, dans lequel une valeur d'intégration d'un couple de transmission du rotor mâle au rotor femelle pour un lobe simple de rotor femelle est positive, et dans laquelle lorsqu'une surface d'attaque dans

une section transversale perpendiculaire à un axe du rotor femelle est divisée en une première plage entre une base de lobe et un point d'inflexion et une deuxième plage entre le point d'inflexion et un sommet de lobe, une configuration de la surface d'attaque change de positif en négatif un signe de la courbure en avant et en arrière du point d'inflexion, et une répartition de la courbure du profil de lobe augmente de manière générale dans la première plage.

Pour atteindre l'objet mentionné plus haut, une quatrième caractéristique de l'invention fournit une machine à vis pour fluide comprenant un rotor femelle présentant des lobes hélicoïdaux, un rotor mâle adapté pour s'engrener sur le rotor femelle et présentant des lobes hélicoïdaux, et un boîtier adapté pour recevoir la paire de rotors, et dans lequel lorsqu'une surface d'attaque dans une coupe transversale perpendiculaire à un axe du rotor femelle est divisée en une première plage entre une base de lobe et un point d'inflexion et une deuxième plage entre le point d'inflexion et un sommet de lobe, une configuration de la surface d'attaque fait passer de positif à négatif un signe d'une courbure en avant et en arrière du point d'inflexion et une répartition des courbures du profil de lobe augmente de manière générale dans la première plage.

De préférence, dans la quatrième caractéristique, entre la base du lobe et le point d'inflexion, la courbure augmente de manière continue dans la première plage, la répartition de la courbure du profil du lobe augmente de manière monotone dans la première plage, la répartition de la courbure du profil de lobe dans la première plage contient au moins un point de discontinuité et la répartition des courbures du profil de lobe dans la première plage présente une plage de courbure constante.

De manière plus préférable, dans la première caractéristique, lorsqu'en section transversale à un axe du rotor femelle, une surface d'attaque perpendiculaire est divisée en une première plage entre une base de lobe et un point d'inflexion et en une deuxième plage entre le point d'inflexion et un sommet du lobe, une configuration de la surface d'attaque inverse de positif en négatif un signe de la courbure en avant et en arrière du point d'inflexion, et une répartition de la courbure du profil de lobe augmente d'une manière générale dans la première plage. On souhaite alors que le nombre des lobes du rotor mâle soit de cinq et que le nombre des lobes du rotor femelle soit de six.

35 Brève description des différentes vues du dessin

La figure 1 est une vue schématique en vue transversale montrant un

mode de réalisation d'une machine à vis pour fluide selon l'invention;

la figure 2 est une vue détaillée montrant des parties d'engrènement d'un rotor mâle et d'un rotor femelle représentées dans la figure 1;

les figures 3 à 7 sont des vues en coupe transversale montrant l'engrènement entre les rotors et les rotors;

la figure 8 est une vue montrant un profil de lobe d'un rotor à vis classique;

la figure 9 est un graphique représentant un mode de réalisation du profil de lobe formé sur le rotor représenté dans la figure 1;

la figure 10 est un graphique illustrant un autre mode de réalisation du profil de lobe formé sur le rotor représenté dans la figure 1;

la figure 11 est un graphique représentant une courbure d'une surface d'attaque dans un autre mode de réalisation du profil de lobe formé sur le rotor représenté dans la figure 1;

la figure 12 est une vue représentant le couple de séparation des dents; et

la figure 13 est un graphique représentant une courbure d'une surface d'attaque dans encore un autre mode de réalisation du profil de lobe formé sur le rotor représenté dans la figure 1.

Description détaillée de l'invention

Dans une machine à vis pour fluide, lorsqu'un rotor mâle et un rotor femelle tournent en s'engrenant l'un sur l'autre, il apparaît des points sur lesquels les faces de lobe des deux rotors entrent en contact l'une avec l'autre et sur lesquels elles s'approchent l'une de l'autre avec un léger jeu entre elles, et ces points apparaissent, se déplacent et disparaissent de manière répétée lorsque la rotation se déroule. Lors de la conception des profils de lobe, les points par lesquels les faces de lobe s'approchent l'une de l'autre peuvent être traités de la même manière que les points de contact. Ici, ces points sont appelés points d'approche ou points de contact, et les points de contact et points d'approche sont en général désignés par les points d'approche les plus rapprochés. Aux points d'approche, dans une section transversale perpendiculaire à l'axe, un interstice entre les faces de lobe des deux rotors prend une valeur spatiale minimale. Comme il existe un interstice entre les faces de lobe des deux rotors, les points d'approche ne constituent pas un point unique au sens strictement géométrique, mais

deviennent deux points sur les faces de lobe respectives du rotor femelle et du rotor mâle. Au cas où les performances fondamentales d'une machine à vis pour fluide sont obtenues, les points d'approche peuvent être essentiellement traités comme un simple point, parce que l'interstice est petit.

5 Dans les rotors réels, la raison pour laquelle les points d'approche et les points de contact ne coïncident pas les uns avec les autres est qu'un interstice est provoqué entre les rotors à cause d'erreurs d'usinage, de la déformation thermique et de la déformation induite par le gaz sur les rotors.

10 Les points d'approche et les points de contact satisfont la condition d'engrènement de la mécanique, c'est-à-dire "une ligne normale commune en un point de contact (point d'approche) passe par un point primitif". De plus, un point d'approche devient parfois un point de contact lorsqu'il est écarté dans une certaine mesure d'un angle de référence, mais ces points

15 ne diffèrent pas géométriquement l'un de l'autre.

Sur base de l'hypothèse ci-dessus, nous allons décrire ci-dessous plusieurs modes de réalisation selon l'invention en référence aux dessins annexés.

Dans la figure 1, un rotor mâle 1 et un rotor femelle 2 qui présentent des lobes hélicoïdaux dans une direction axiale et qui s'engrènent l'un avec l'autre sont reçus à rotation dans un boîtier 3. Un gaz de travail est confiné dans une chambre de compression 4 formée dans les rainures d'engrenage des deux rotors 1 et 2 et est comprimé à la fois par le rotor femelle et le rotor mâle 1 et 2 qui tournent dans des sens de rotation 30 et 31. Le nombre des lobes des deux rotors est typiquement tel que le rotor mâle présente cinq lobes et le rotor femelle a six lobes.

En accord avec la condition d'engrènement de la mécanique, si un profil de lobe d'une surface d'attaque du rotor femelle, le nombre des lobes du rotor femelle et du rotor mâle et une distance d'entraxe entre le rotor femelle et le rotor mâle sont déterminés, une configuration du profil de lobe sur la surface d'attaque du rotor mâle s'engrenant sur le rotor femelle est déterminée de manière univoque. En outre, la configuration des surfaces de fuite du rotor femelle et du rotor mâle est définie d'une manière qui permet de rendre petit un trou de soufflage. La configuration des surfaces de fuite

30 est décrite en détail dans "Research on rotor lobe profile of screw

35

compressors - Etude des profils de lobes de rotor de compresseurs à vis" (Tamura et coll., Japan Society of Mechanical Engineers, Papers, Edition C, Vol. 62, 597, page 357, 1996). De plus, la surface d'attaque et la surface de fuite seront décrites en détail plus loin.

5 Dans une certaine section transversale perpendiculaire à un axe, les deux rotors sont amenés à s'engrener l'un avec l'autre de manière à tourner autour leur centre de rotation respectif. A ce moment, un angle de rotation pour lequel un point (ci-dessous appelé point de sommet de lobe) situé sur une partie périphérique extérieure du rotor mâle et présentant un rayon
10 maximum et un point ci-dessous appelé point de base de lobe) situé sur une base de lobe du rotor femelle et présentant un rayon minimum sont disposés le plus près l'un de l'autre, est pris comme angle de référence.

En fonction d'un angle de rotation indiquant la position du rotor mâle et du rotor femelle dans la direction périphérique, les deux rotors 1 et 2 sont
15 en contact l'un avec l'autre en au moins trois emplacements sur les faces de lobe. De plus, pour la raison qu'il est nécessaire d'éviter de blesser les lobes, le lobe du rotor mâle et le lobe du rotor femelle ne sont parfois pas en contact l'un avec l'autre mais s'approchent l'un de l'autre avec un léger interstice entre eux. Pour éviter une explication compliquée, nous allons
20 décrire un cas dans lequel le rotor mâle et le rotor femelle sont en contact l'un avec l'autre sans interstice entre eux. Au cas où le rotor femelle et le rotor mâle s'approchent l'un de l'autre avec un interstice, l'invention peut être appliquée telle quelle si l'on considère le point d'approche effectif comme un point de contact.

25 Lorsque les positions relatives du rotor mâle 1 et du rotor femelle 2 prennent un angle de rotation représenté dans la figure 2, trois points de contact sont produits. Ces points de contact comprennent un point 5 sur un côté des surfaces d'attaque et deux points 6 et 7 sur un côté des surfaces de fuite. De plus, les surfaces d'attaque désignent une partie partant d'un point
30 de sommet de lobe 11, dont le rayon est maximum, pour s'étendre jusqu'à une base de lobe dans une direction de rotation du rotor mâle, et une partie partant d'un point de base de lobe 12, dont le rayon est minimum, pour s'étendre jusqu'à un sommet de lobe 14 dans un sens de rotation 30 du rotor femelle. En outre, les surfaces de fuite désignent une partie allant du point
35 de sommet de lobe 11 jusqu'à la base de lobe, dans un sens opposé au

sens de rotation du rotor mâle, et une partie partant du point de base de lobe 12 pour s'étendre jusqu'à un sommet de lobe 16 du rotor femelle. Le rotor mâle 1 et le rotor femelle 2 sont en contact l'un avec l'autre sur leurs surfaces d'attaque respectives et sur leurs surfaces de fuite respectives. De plus, la base du lobe du rotor mâle 1 et le sommet du lobe du rotor femelle 2 sont positionnés sur un arc circulaire autour d'un axe de rotation et sont adaptés pour entrer en contact l'un avec l'autre.

Au point de contact 5 du côté de la surface d'attaque, un rayon du rotor femelle 2 est désigné par R_L et une longueur obtenue en soustrayant de R_L un rayon de la base de lobe du rotor femelle 2 est désignée par L . De manière similaire, un rayon du rotor femelle 2 au point de contact 6 de plus petit rayon du rotor femelle 2 parmi les deux points de contact du côté de la surface de fuite est désigné par R_T , et une longueur obtenue en soustrayant de R_T le rayon de la base du lobe du rotor femelle 2 est désignée par T . Une zone en forme de croissant délimitée par le point de contact 5 sur le côté de la surface d'attaque et le point de contact 6 sur le côté de la surface de fuite et interposée entre le rotor femelle et le rotor mâle est appelée chambre de travail 8. La chambre de travail 8 est remplie d'un gaz de travail qui est comprimé. Une pression interne de la chambre de travail 8 est la plus élevée à proximité d'une surface d'extrémité de décharge, qui est située à une extrémité axiale du rotor.

Dans le présent mode de réalisation, $L \leq T$ est établi pour tout angle de rotation, pour autant que les points de contact existent sur les deux côtés de la surface d'attaque et de la surface de fuite. En d'autres termes, le profil du lobe est formé de telle sorte que la relation $R_L \leq R_T$ soit établie. Cette formule est vérifiée en une position d'un angle de rotation représenté dans la figure 2.

Dans les machines hydrauliques à vis classique, $L > T$, c'est-à-dire $R_L > R_T$ s'établit parfois en fonction des positions de rotation relative du rotor mâle et du rotor femelle. Lorsque la position des points de contact sur la surface d'attaque et sur la surface de fuite vérifie la relation mentionnée plus haut, un couple de gaz négatif est créé sur le rotor femelle, qui tend à générer une vibration de séparation des dents.

Dans la chambre de travail 8, une pression interne agit sur les parties de profil de lobe du rotor mâle 1 et du rotor femelle 2. Une composante de la

pression interne projetée dans un sens de rotation entraîne que le gaz exerce un couple sur le rotor mâle 1 et sur le rotor femelle 2. La composante de projection est égale à une composante de la pression interne agissant sur des parties représentées par les lettres de référence L, T dans le sens de rotation. En d'autres termes, un couple négatif correspondant à L agit sur le rotor femelle dans le sens de la rotation et un couple positif correspondant à T agit dans le sens d'une rotation opposée.

Dans les machines hydrauliques à vis classique, des sections transversales respectant la relation $L > T$ sont comprises dans les profils de lobe des deux rotors. Dans ces sections transversales, le rotor femelle 2 supporte un couple de gaz négatif provoqué par une pression de gaz dans la chambre de travail 8. Il est évident que comme les lobes de rotor sont hélicoïdaux dans une direction axiale et qu'une pression de gaz d'un certain niveau agit sur les faces de lobe excepté dans une portion dans laquelle la chambre de travail 8 est formée, un couple total obtenu en additionnant le couple agissant sur les sections transversales respectives dans la direction axiale n'est pas toujours négatif.

Cependant, au cas où dans un compresseur à vis, une vanne d'étranglement d'aspiration est étranglée, une pression d'aspiration diminue et le gaz exerce sur un rotor femelle un couple qui devient instantanément négatif à un certain angle de rotation. Dans ce cas, le rotor femelle est entraîné en rotation par un couple de gaz supérieur au couple de transmission transmis par un rotor mâle, de sorte qu'aucun couple de transmission n'est transmis du rotor mâle au rotor femelle. Le rotor femelle tourne alors en avance par rapport au rotor mâle, et ainsi, les surfaces de fuite des deux rotors entrent en collision l'une avec l'autre. Lorsque la rotation se poursuit et que le couple de gaz appliqué sur le rotor femelle redevient positif, la situation revient du contact des surfaces de fuite au contact normal des surfaces d'attaque. Il en résulte que les faces de lobe du rotor mâle et du rotor femelle sont de nouveau entraînées en collision l'une avec l'autre. Par la suite, ce phénomène se répète, ce qui génère les vibrations de séparation des dents.

En revanche, avec le mode de réalisation, $L \leq T$ est établi quelles que soient les positions relatives des lobes du rotor mâle 1 et des lobes du rotor femelle 2, c'est-à-dire quel que soit l'angle de rotation. Par conséquent, un

couple de gaz négatif n'est généré dans aucune section transversale dans la direction axiale. Par conséquent, bien que les conditions de pression varient, un couple total agissant sur le rotor femelle peut toujours être maintenu positif, pour ainsi empêcher les vibrations de séparation des dents. Par
5 conséquent, la machine à vis pour fluide peut travailler sans bruit dans une large plage de fonctionnement.

Un autre mode de réalisation de l'invention va être décrit en référence aux figures 3 à 10. Les figures 3 à 7 sont des vues montrant une manière
10 suivant laquelle un rotor mâle et un rotor femelle s'engrènent l'un avec l'autre, et une situation dans laquelle les deux rotors sont reçus dans un boîtier par une section transversale perpendiculaire à un axe. Les figures 8 à 10 sont des graphiques représentant une situation dans laquelle un rayon du rotor femelle change en fonction d'un changement du point de contact.

Dans la figure 3, une position est fixée comme angle de référence à 0
15 degré. Lorsque le rotor mâle et le rotor femelle tournent dans un sens de rotation 4, un point de contact se déplace dans le sens de rotation, et les lobes ne sont plus en contact l'un avec l'autre après un point de fin de contact 21. De plus, à l'angle de rotation de 0 degré, un autre point de contact 7 est formé sur la surface de fuite. En fonctionnement, le rotor mâle
20 1 et le rotor femelle 2 sont amenés à tourner de manière synchrone dans un sens opposé au sens de rotation 4. Lorsque le rotor mâle a tourné de -9 degrés (le sens de rotation en fonctionnement étant positif) sur base d'un rapport entre les lobes du rotor femelle et du rotor mâle, le rotor femelle tourne de -7,5 degrés. Cette situation est représentée dans la figure 4. Le
25 point de fin de contact 21 représenté en figure 3 est divisé en deux points, pour fournir un point de contact 5 sur le côté de la surface d'attaque et un point de contact 6 sur le côté de la surface de fuite. Une étroite zone délimitée par le point de contact 5 et le point de contact 6 et intercalée entre les faces des lobes des deux rotors constitue une chambre de travail 8
30 présentant une pression élevée. D'autre part, une zone délimitée par le point de contact 5 et le point de contact 6 et intercalée entre les faces de lobe des deux rotors constitue une chambre de travail 8a dans une course d'aspiration. La chambre de travail 8a présente une pression basse et exerce une faible influence sur le couple.

35 Lorsque le rotor mâle 1 et le rotor femelle 2 continuent de tourner

dans le même sens, ils passent dans une situation représentée dans la figure 6 (le rotor mâle est à -27 degrés et le rotor femelle est à -22,5 degrés) depuis une situation représentée dans la figure 5 (le rotor mâle est à -18 degrés et le rotor femelle est à -15 degrés). Dans la situation représentée dans la figure 6, deux points de contact 6 et 7 sur le côté de la surface de fuite coïncident l'un avec l'autre pour constituer un point de début de contact 22. Lorsque la rotation continue de se poursuivre, le contact de la surface de fuite se termine et le point de contact 5 est formé uniquement sur le côté de la surface d'attaque, comme représenté dans la figure 7 (le rotor mâle est à -36 degrés et le rotor femelle à -30 degrés).

Les figures 9 et 10 montrent des changements du rayon du rotor femelle aux points de contact 5 et 6, qui sont associés à un progrès de la rotation mentionnée plus haut et qui est représentée en abscisse. Dans un but de comparaison, le cas d'un profil de lobe classique est représenté dans la figure 8. Dans ces dessins, l'abscisse indique un angle de rotation du rotor femelle et un sens de rotation opposé à celui en fonctionnement et pris comme direction positive sur l'abscisse. Par conséquent, l'origine est à 0 et une direction vers la droite est une direction de rotation négative. Un rayon R_L de rotor femelle au point de contact 5 sur le côté de la surface d'attaque est représenté par un trait plein et un rayon R_T de rotor femelle au point de contact sur le côté de la surface de fuite est représenté par une ligne interrompue. De plus, dans les figures 9 et 10, un diamètre du rotor femelle 2 est de 100 mm.

Au cas où l'angle de rotation est de 0 degré, les rayons des points de contact 5 et 6 sur la surface d'attaque et sur la surface de fuite deviennent égaux au rayon de 30 mm de la base du lobe, et coïncident avec le point de fin de contact 21. Dans une position dans laquelle le rotor femelle a tourné de -22,5 degrés, le point de contact 6 sur le côté de la surface de fuite constitue le point de début de contact 22. Ensuite, à l'angle de rotation auquel les rotors ont encore tourné dans un sens de rotation opposé au sens de rotation en fonctionnement, les lobes formés sur le rotor mâle et sur le rotor femelle ne sont plus en contact l'un avec l'autre. Par conséquent, lorsque l'angle de rotation devient égal ou inférieur à -22,5 degrés, R_T n'existe plus. Ici, bien que l'angle de rotation auquel le point de début de contact 22 existe est supposé être de -22,5 degrés dans le présent mode de

réalisation, mais il va sans dire que cet angle dépend du profil des lobes et du nombre des lobes.

Ainsi qu'on l'a indiqué dans le mode de réalisation représenté dans la figure 1, avec le profil de lobe classique, des sections transversales dans lesquelles $R_T < R_L$ est établi existent dans la direction axiale, et un couple de gaz négatif est généré sur le rotor femelle. Il en résulte qu'une vibration de séparation des dents est générée. Cependant, le profil de lobe du présent mode de réalisation est utilisé pour satisfaire à $R_L \leq R_T$ à tout angle de rotation, comme représenté dans la figure 9. Par conséquent, aucun couple de gaz négatif n'est généré sur le rotor femelle et aucune vibration de séparation des dents n'est générée.

La figure 10 montre des changements de rayon d'un rotor femelle aux points de contact d'un rotor à vis présentant le même profil de lobe que celui du présent mode de réalisation. Avec l'angle de référence de 0 degré comme point de départ, une zone A d'intégration A est définie qui présente comme point terminal un angle facultatif pouvant valoir jusqu'à l'angle de début de contact 22 (-22,5 degrés). Dans la zone d'intégration A, un rayon R_L du rotor femelle au point de contact 5 du côté de la surface d'attaque et un rayon R_T du rotor femelle au point de contact 6 sur le côté de la surface de fuite sont intégrés, et les valeurs d'intégration sont désignées par T_L et T_T . Ces valeurs sont représentées par une superficie située en dessous d'une ligne qui indique le rayon du rotor femelle dans la zone A d'intégration de la figure 10. La zone ainsi déterminée forme les profils de lobe qui satisfont à $T_L \leq T_T$ sur le rotor mâle et sur le rotor femelle. De plus, tant que la condition $T_L \leq T_T$ est respectée, des sections pour lesquelles il s'établit $R_L > R_T$ peuvent exister en partie.

Au voisinage des surfaces d'extrémité des décharges des rotors, la chambre de travail 8 se contracte dans l'ordre de figure 6 -> figure 5 -> figure 4 -> figure 3 lorsque les rotors poursuivent leur rotation. Sur la surface d'extrémité de décharge, la chambre de travail 8 termine la compression du gaz de travail pour décharger le gaz hors de la machine. Ensuite, dans la situation représentée dans la figure 3, le point de contact coïncide avec le point de fin de contact 21 et la chambre de travail 8 disparaît. La chambre de travail 8 formée sur les surfaces de l'extrémité du côté de la décharge présente une pression élevée qui peut être responsable de la génération du

couple de gaz négatif sur le rotor femelle. Le couple de gaz agissant sur le rotor femelle est exprimé par une formule $k^*(R_T - R_L)$ sur chaque section transversale. Ici, k est une constante. L'intégration de $(R_T - R_L)$ découverte dans chaque section transversale dans la direction axiale fournit un couple total de gaz.

La figure 11 montre un exemple d'une répartition d'une courbure sur le profil de lobe du rotor femelle. L'ordonnée indique une courbure κ d'une courbe de profil de lobe sur les surfaces d'attaque 21 à 24 et 25, et l'abscisse indique une longueur le long de la courbe du profil de lobe. Ici, un point 24 indique un point d'inflexion. La courbe des profils de lobe est formée de telle sorte que la courbure κ augmente de manière continue dans une partie allant d'un point de base de lobe 21 au point d'inflexion 24. La courbe des profils de lobe peut être elliptique, exponentielle, une ligne engendrée par le profil de lobe complémentaire, une combinaison d'entre eux ou similaire. En d'autres termes, le profil de lobe du rotor femelle peut être tel que la courbure κ représentée dans la figure 11 augmente de manière monotone, et il n'est pas requis que le taux d'augmentation de la courbure soit constant.

La courbure κ de la courbe de profil de lobe s'inverse en signe au-delà du point d'inflexion 24. Dans cette situation représentée dans la figure 3, un centre de courbure existe du côté droit de la courbe de profil de lobe dans la plage de la courbe de profil de lobe qui relie les points 21 et 24, tandis qu'un centre de courbure existe sur le côté gauche de la courbe du profil de lobe dans la plage de la courbe du profil de lobe qui relie les points 24 et 25. En d'autres termes, le centre de courbure est échangé au point 24 et jusqu'au point du sommet de lobe 25, la courbure restant de signe négatif. La surface d'attaque du profil de lobe du rotor mâle est déterminée de manière univoque par le calcul géométrique sur base d'une condition suivant laquelle elle s'engrène sur la surface d'attaque du profil de lobe du rotor femelle.

De ce fait, dans le présent mode de réalisation, la courbure du rotor femelle est amenée à augmenter de manière continue depuis la base du lobe jusqu'au sommet du lobe et son signe s'inverse au point d'inflexion, tout en étant maintenu tel quel jusqu'à la périphérie extérieure du sommet de lobe. En outre, le point d'inflexion est situé plus près du point du sommet du

lobe que du point de la base du lobe. Il va sans dire que l'invention n'est pas limitée à ceci. Par exemple, la courbe de courbure de la surface d'attaque du rotor femelle peut comprendre une certaine partie ou des parties dans lesquelles la courbure est constante et un point ou des points de discontinuité sur la courbure. Dans ce cas, on souhaite un profil de lobe dans lequel une valeur de la courbure augmente globalement de manière progressive et le signe de la courbure s'inverse au point d'inflexion et s'approche de la pointe du lobe. De plus, "globalement" signifie qu'une pente d'au moins une ligne droite d'approximation par moindres carrés d'une série de points disposés sur le graphe à intervalles réguliers devient positive, et dans ce graphe une courbure dans une plage située entre la base du lobe et le point d'inflexion est représentée en ordonnées et une longueur le long du profil de lobe à partir de la base du lobe est représentée en abscisses. Ainsi, une partie dans laquelle la courbure diminue comprend une partie qui s'étend entre la base du lobe et le point d'inflexion et représente 10% ou moins de la longueur totale de la partie.

Dans les modes de réalisation respectifs dans lesquels la courbure du profil de lobe est définie de cette manière, le point de contact 5 sur le côté de la surface d'attaque peut être réduit en rayon de rotation R_L . Cela signifie que dans la position de l'angle d'orientation représenté dans la figure 3, là où l'engrènement est terminé, le point de contact 5 sur le côté de la surface d'attaque et le point de contact 6 sur le côté de la surface de fuite coïncident l'un avec l'autre pour former un point 9. Lorsque l'on fait tourner dans le sens inverse à partir de la position de l'angle, le point 9 se divise en deux points pour présenter la relation de position représentée dans la figure 5. Dans la figure 5, pour réduire L et R_L , on souhaite que le point de contact soit positionné de manière à ne pas être éloigné du centre du rotor femelle, et que le profil de lobe fasse une courbe qui ressemble à une ligne droite entre le point de la base du lobe 21 et le point de contact 5. En d'autres termes, il suffit que la courbure soit petite entre le point de la base du lobe 21 et le point de contact 5 (condition A).

Cependant, un angle défini par le profil de lobe est de 360 degrés/le nombre de lobes. Comme dans les modes de réalisation respectifs mentionnés plus haut, le nombre des lobes du rotor femelle 2 est de six, un lobe simple doit être formé de 60 degrés ou moins. Par conséquent, une ou

des parties présentant une grande courbure apparaissent toujours sur la surface d'attaque du rotor femelle (condition B). En outre, une distance entre des points sur le sommet des lobes du rotor femelle est rendue petite.

Les courbures requises pour les profils de lobe de cette manière sont mutuellement contradictoires en termes de condition A et de condition B. Avec les modes de réalisation respectifs mentionnés plus haut, cependant, ce problème est résolu de la manière suivante. Comme R_L est fort affecté dans la plage proche du point de la base du lobe 21, la condition A est préférée, pour rendre la courbure petite. Par conséquent, R_L devient petit. Lorsqu'elle s'éloigne du point de base du lobe 21, la courbure est amenée à grandir pour devenir maximale au point d'inflexion 24. Par conséquent, la distance entre les points sur le sommet du lobe du rotor femelle peut être réduite. La courbure est inversée au-delà du point d'inflexion 24, pour réduire les interférences sur le profil de lobe ou similaire, et encore davantage jusqu'au point du sommet de lobe 25. Selon le mode de réalisation, le profil de lobe est déterminé à partir de la répartition de la courbure de la face incurvée du lobe, qui définit le profil de lobe, de manière à permettre d'obtenir aisément un rotor à vis qui empêche les vibrations de séparation des dents.

Un autre mode de réalisation de l'invention a été représenté dans la figure 13. Le présent mode de réalisation diffère du mode de réalisation représenté dans la figure 11 en ce que des points de discontinuité sont inclus dans les répartitions de la courbure de la surface d'attaque du rotor femelle. La courbure κ du profil de lobe de la surface d'attaque du rotor femelle comprend entre le point de base du lobe 21 et le point de sommet du lobe 24 un point de discontinuité 26 et une partie 27 dans laquelle la courbure est constante. Malgré l'existence de ce point de discontinuité et de cette partie dans laquelle la courbure est constante, la courbure κ augmente globalement de manière progressive dans la partie qui s'étend entre le point de base du lobe 21 et le point de sommet du lobe 24. Le point de discontinuité 26 et la partie 27 dans laquelle la courbure est constante peuvent être multiples. En outre, la courbure κ peut augmenter globalement dans la partie 27 sur laquelle la courbure est constante, entre le point de base du lobe 21 et en direction du point d'inflexion 24. De plus, lorsque le point de discontinuité 26 et la partie 27 de courbure fixe sont petits, le profil

de lobe sera essentiellement de même aspect que dans le mode de réalisation représenté dans la figure 11. Cependant, la mesure de la configuration au moyen d'un instrument de mesure de précision révèle que dans les deux cas les profils de lobe sont différents l'un de l'autre.

5 Selon le présent mode de réalisation, le fait d'augmenter de manière continue la courbure du profil de lobe ne nécessite pas l'utilisation d'une ou de plusieurs courbes compliquées. Par conséquent, le profil de lobe peut être formé en reliant des courbes aisément traitée, par exemple elliptique, parabolique et similaire, de sorte que l'étude et l'usinage du profil de lobe
10 sont rendus aisés.

 Ainsi qu'on l'a mentionné plus haut, il est possible, selon l'invention, d'empêcher les vibrations de séparation des dents dans une machine à vis pour fluide telle que des compresseurs à vis, des pompes à vide et similaire, de sorte que la machine à vis pour fluide puisse fonctionner sans bruit. En
15 outre, selon l'invention, un couple négatif de gaz est toujours créé sur un rotor femelle de la machine à vis pour fluide même dans les conditions où la pression d'aspiration est faible et la pression de décharge est élevée, de sorte que la machine à vis pour fluide peut travailler sans bruit dans une large plage de fonctionnement.

REVENDICATIONS

1. Machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, et dans lequel les profils de lobe des rotors respectifs sont définis de telle sorte qu'en un point de contact sur un côté d'une surface d'attaque du rotor femelle, un rayon devient inférieur aux deux rayons en deux points de contact sur un côté de surface de fuite lorsque le rotor mâle et le rotor femelle sont dans une relation de position relative dans laquelle trois points auxquels le rotor femelle est en contact avec le rotor mâle ou auxquels le rotor femelle et le rotor mâle sont disposés le plus près l'un de l'autre sont formés.
2. Machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, et dans lequel les profils de lobe des rotors respectifs sont définis de telle sorte qu'une valeur d'intégration d'un point de contact d'un côté d'une surface de fuite devient supérieure à une valeur d'intégration en un point de contact d'un côté d'une surface d'attaque lorsque l'on intègre un rayon d'un point de contact du rotor femelle par rapport à une partie d'un angle de rotation jusqu'à ce que le point de contact disparaisse sur le côté de la surface de fuite après un point de rayon maximum du rotor mâle et un point de rayon minimum du rotor femelle, sont disposés le plus près l'un de l'autre.
3. Machine à vis pour fluide comprenant un rotor femelle présentant des lobes hélicoïdaux, un rotor mâle adapté pour s'engrener sur le rotor femelle et présentant des lobes hélicoïdaux, et un boîtier adapté pour recevoir la paire de rotors, et dans lequel lorsqu'une surface d'attaque dans une coupe transversale perpendiculaire à un axe du rotor femelle est divisée en une première plage entre une base de lobe et un point d'inflexion et une deuxième plage entre le point d'inflexion et un

sommet de lobe, une configuration de la surface d'attaque fait passer de positif à négatif un signe d'une courbure en avant et en arrière du point d'inflexion et une répartition des courbures du profil de lobe augmente de manière générale dans la première plage.

5 4. Machine à vis pour fluide suivant la revendication 3, dans laquelle la courbure entre la base du lobe et le point d'inflexion augmente de manière continue dans la première plage.

10 5. Machine à vis pour fluide suivant la revendication 3, dans laquelle la répartition de courbure du profil de lobe augmente de manière monotone dans la première plage.

15 6. Machine à vis pour fluide comprenant un rotor mâle présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie extérieure, un rotor femelle adapté pour s'engrener sur le rotor mâle pour comprimer un gaz de travail et présentant des lobes hélicoïdaux sur une périphérie
20 extérieure, et un boîtier adapté pour recevoir les deux rotors, dans lequel une valeur d'intégration d'un couple de transmission du rotor mâle au rotor femelle pour un lobe simple de rotor femelle est positive, et dans laquelle lorsqu'une surface d'attaque dans une section transversale perpendiculaire à un axe du rotor femelle est divisée en une première
25 plage entre une base de lobe et un point d'inflexion et une deuxième plage entre le point d'inflexion et un sommet de lobe, une configuration de la surface d'attaque change de positif en négatif un signe de la courbure en avant et en arrière du point d'inflexion, et une répartition de la courbure du profil de lobe augmente de manière générale dans la première plage.

25 7. Machine à vis pour fluide suivant l'une quelconque des revendications 4 à 6 dans laquelle la répartition des courbures du profil de lobe de la première plage comprend au moins un point de discontinuité.

30 8. Machine à vis pour fluide suivant l'une quelconque des revendications 4 à 6, dans laquelle la répartition des courbures du profil de lobe de la première plage présente une plage de courbure constante.

 9. Machine à vis pour fluide suivant l'une ou l'autre des revendications 3 et 6, dans laquelle le nombre de lobes du rotor mâle est de cinq et le nombre de lobes du rotor femelle est de six.

FIG.3

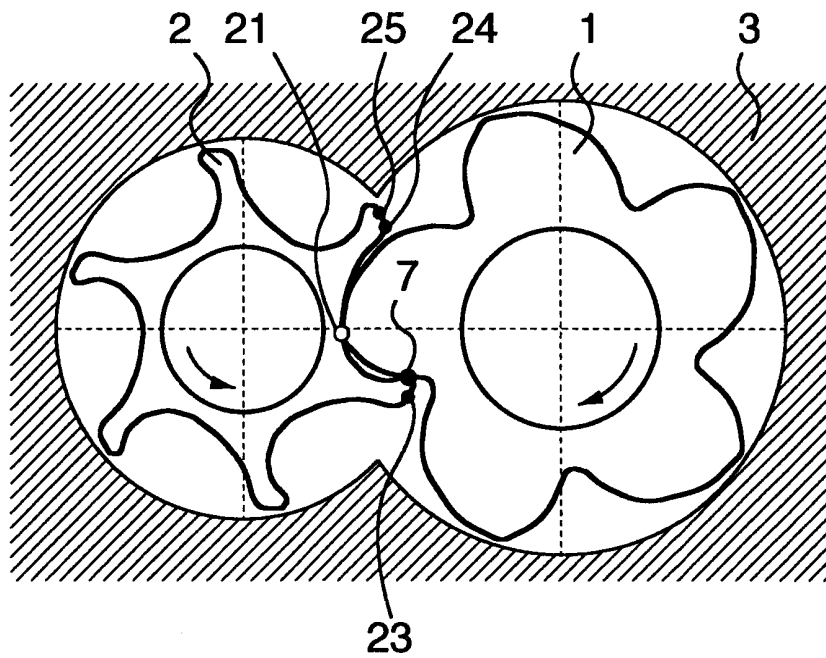


FIG.4

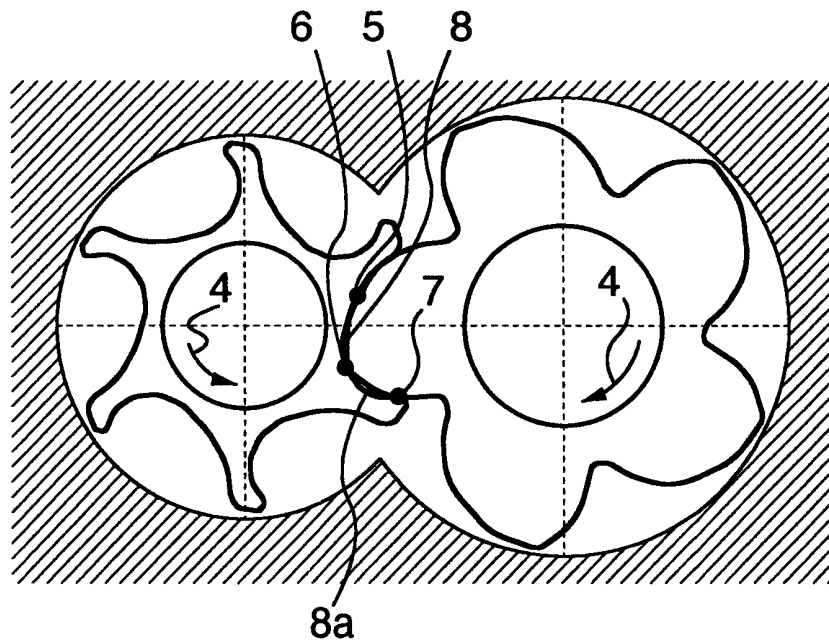


FIG.5

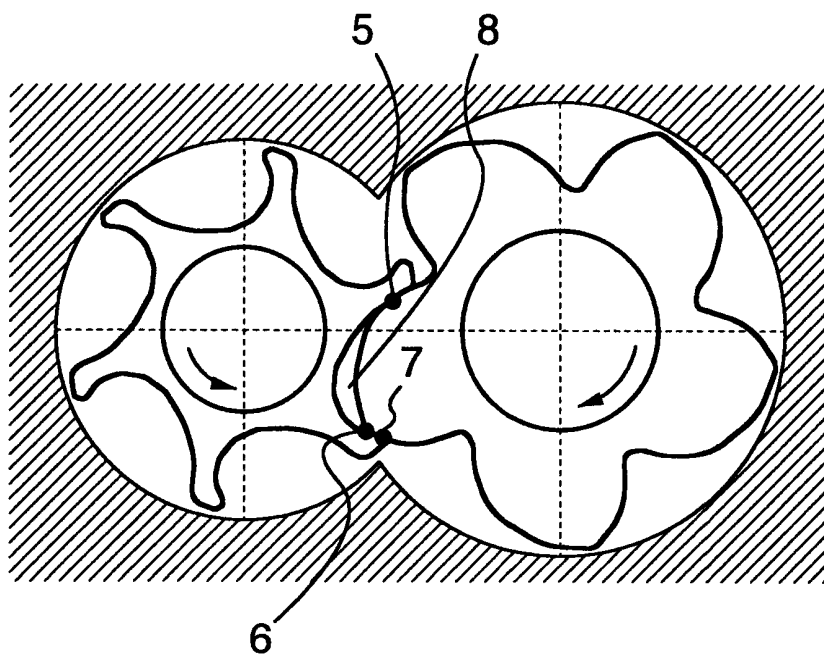


FIG.6

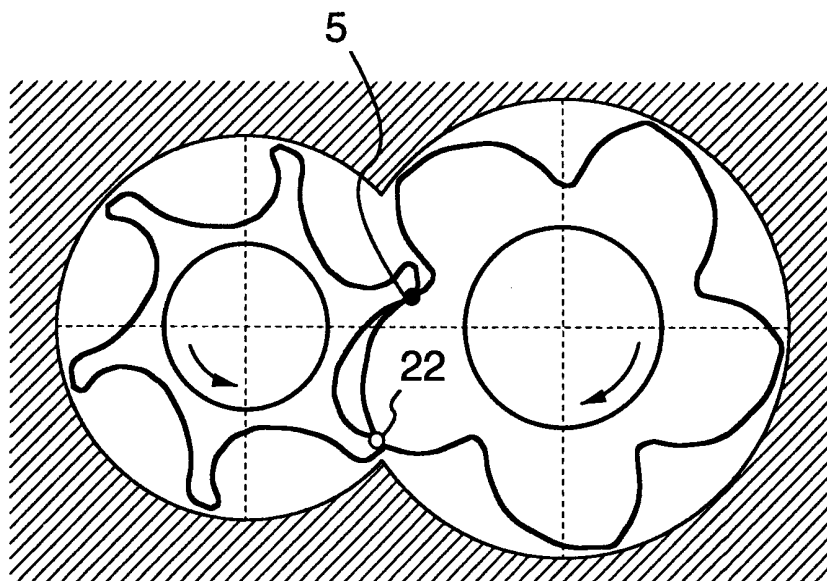


FIG.7

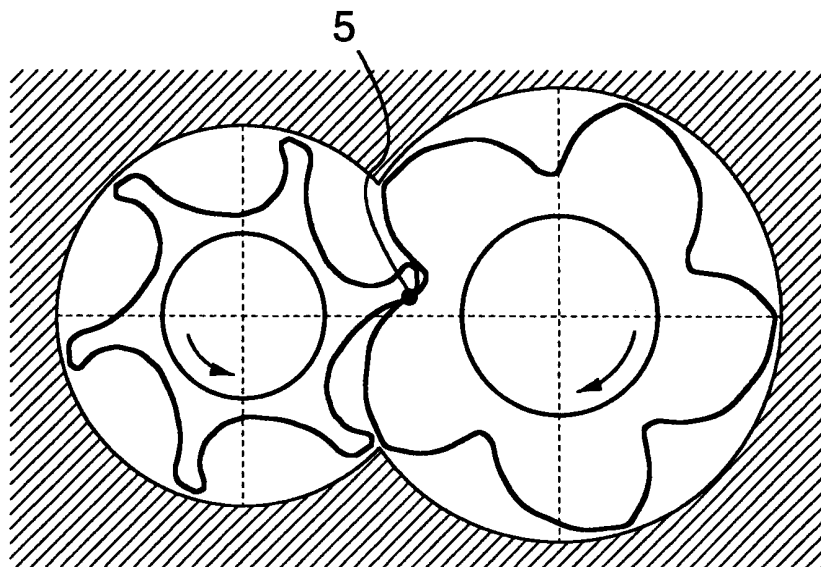


FIG.8

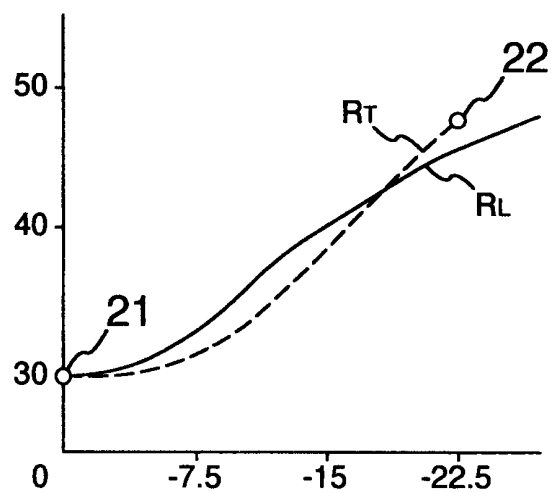


FIG.9

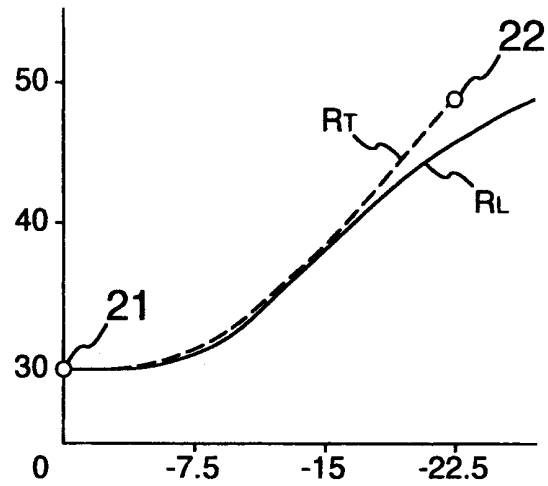


FIG.10

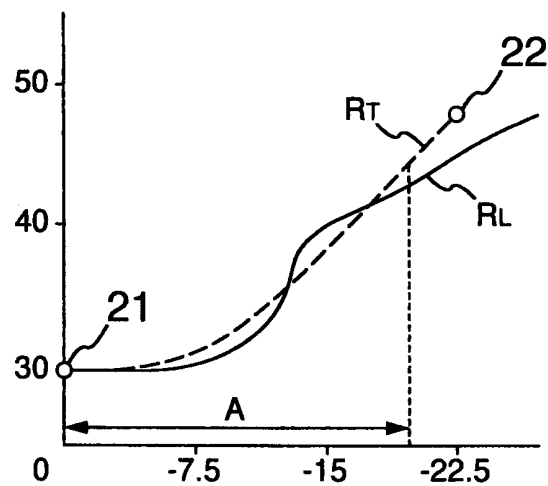


FIG.11

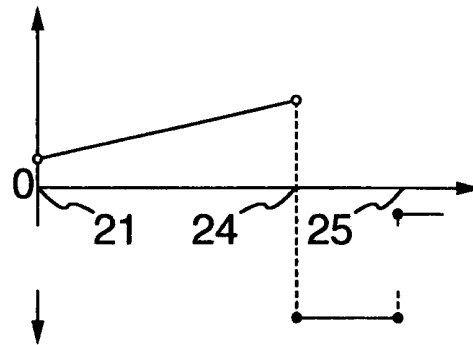


FIG.12

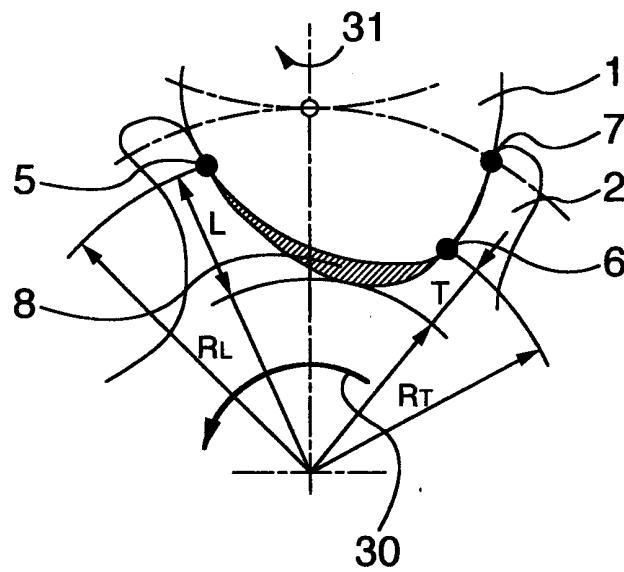
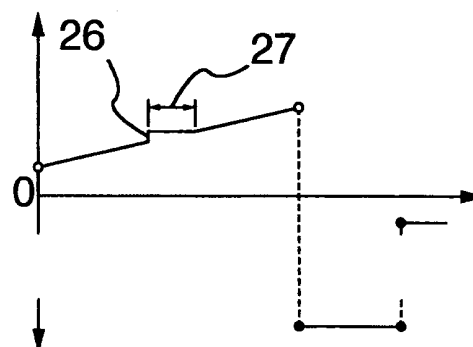


FIG.13



Abrégé**MACHINE A VIS POUR FLUIDE**

Un rotor à vis à utiliser dans les compresseurs à vis et des pompes à vide à vis comprend une paire de rotors comprenant un rotor mâle et un rotor femelle. Ces rotors ont des lobes hélicoïdaux dans une direction axiale et s'engrènent l'un avec l'autre pour former une chambre de compression. Suivant une configuration des lobes des rotors, en fonctionnement, une pression d'aspiration et une pression de décharge, un couple négatif d'autorotation ainsi qu'un couple positif opposé à la rotation entraînée par une action de compression sont générés sur le rotor femelle. Lorsqu'une valeur obtenue en intégrant un couple agissant sur le rotor femelle sur toute une section transversale dans une direction axiale des rotors, ce phénomène engendre une valeur négative. Lorsque le couple négatif est généré, des bruits sont provoqués par des vibrations de séparation des dents. Ensuite, un profil de lobe est défini tel qu'une grandeur du couple négatif soit inférieure à celle du couple positif dans les sections transversales respectives du rotor femelle. Cela signifie qu'une relation entre un rayon d'un point de contact d'un côté d'une surface d'attaque du rotor femelle et un rayon au point de contact d'un côté de surface de fuite ou entre des courbures des rotors est telle qu'aucun couple négatif n'est créé sur le profil de lobe.



Office européen
des brevets

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

Numero de la demande
nationale

BO 7670
BE 9900752

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int.CI.7)
X	US 4 350 480 A (BAMMERT KARL) 21 septembre 1982 (1982-09-21) * le document en entier * ---	1-3,5	F04C18/16 F04C18/08
X	US 4 412 796 A (BOWMAN JAMES L) 1 novembre 1983 (1983-11-01) * le document en entier * ---	1-3,5	
X	US 4 435 139 A (ASTBERG AKE) 6 mars 1984 (1984-03-06) * le document en entier * ---	1-3,5	
A	US 4 576 558 A (KANAI JUNICHI ET AL) 18 mars 1986 (1986-03-18) ---		
A	US 4 583 927 A (SHIGEKAWA KAZUO) 22 avril 1986 (1986-04-22) -----		
			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int.CI.7)
			F04C F01C
Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
7 novembre 2003		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	

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

BO 7670
BE 9900752

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

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

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

07-11-2003

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 4350480 A	21-09-1982	DE 2911415 A1	15-01-1981
		AR 219228 A1	31-07-1980
		BE 882350 A1	16-07-1980
		BR 8001758 A	18-11-1980
		CH 649131 A5	30-04-1985
		DE 2953832 C1	12-11-1987
		FR 2451996 A1	17-10-1980
		GB 2045355 A ,B	29-10-1980
		IN 153930 A1	01-09-1984
		IT 1130075 B	11-06-1986
		JP 1380334 C	28-05-1987
		JP 55131501 A	13-10-1980
		JP 61047281 B	18-10-1986
US 4412796 A	01-11-1983	AT 402091 B	27-01-1997
		AT 318282 A	15-06-1996
		AU 547753 B2	31-10-1985
		AU 8565782 A	03-03-1983
		BE 894209 A1	16-12-1982
		BR 8204952 A	02-08-1983
		CA 1215956 A1	30-12-1986
		CH 659688 A5	13-02-1987
		CS 235096 B2	16-04-1985
		DD 202751 A5	28-09-1983
		DE 3230720 A1	10-03-1983
		DK 360982 A ,B,	26-02-1983
		ES 282724 U	01-02-1986
		FI 822935 A ,B,	26-02-1983
		FR 2512105 A1	04-03-1983
		GB 2106186 A ,B	07-04-1983
		IE 53163 B1	03-08-1988
		IL 66430 A	30-09-1986
		IN 158137 A1	13-09-1986
		IT 1190932 B	24-02-1988
		JP 1672479 C	12-06-1992
		JP 3036121 B	30-05-1991
		JP 58035202 A	01-03-1983
		MX 157325 A	15-11-1988
		NL 8203163 A ,B,	16-03-1983
		SE 455525 B	18-07-1988
		SE 8204074 A	01-07-1982
		SU 1440356 A3	23-11-1988
		ZA 8204601 A	27-04-1983
US 4435139 A	06-03-1984	AT 38082 A ,B	15-09-1995
		AU 545590 B2	18-07-1985

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

BO 7670
BE 9900752

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

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

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

07-11-2003

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 4435139 A		AU 8023082 A	12-08-1982
		BE 892039 A1	27-05-1982
		BR 8200606 A	14-12-1982
		CA 1187461 A1	21-05-1985
		CH 657897 A5	30-09-1986
		CS 244420 B2	17-07-1986
		DD 161222 A5	26-06-1985
		DE 3203228 A1	20-01-1983
		DK 50682 A	07-08-1982
		ES 8302187 A1	01-04-1983
		FI 820378 A , B,	07-08-1982
		FR 2499638 A1	13-08-1982
		GB 2092676 A , B	18-08-1982
		IE 52830 B1	16-03-1988
		IN 157732 A1	24-05-1986
		IT 1153426 B	14-01-1987
		JP 1632618 C	26-12-1991
		JP 2050319 B	01-11-1990
		JP 57148001 A	13-09-1982
		MX 151158 A	04-10-1984
		NL 8200460 A , B,	01-09-1982
		US RE32568 E	29-12-1987
		ZA 8200529 A	30-03-1983
US 4576558 A	18-03-1986	JP 1654104 C	13-04-1992
		JP 3021759 B	25-03-1991
		JP 60212684 A	24-10-1985
		CA 1268747 A1	08-05-1990
		DE 3576389 D1	12-04-1990
		EP 0158514 A2	16-10-1985
		KR 8701548 B1	02-09-1987
US 4583927 A	22-04-1986	JP 59196988 A	08-11-1984
		DE 3471348 D1	23-06-1988
		EP 0122725 A1	24-10-1984
		EP 0217025 A2	08-04-1987