

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 25.02.00.

30 Priorité : 25.02.99 JP 09947554.

43 Date de mise à la disposition du public de la
demande : 01.12.00 Bulletin 00/48.

56 Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été
établi à la date de publication de la demande.*

60 Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

71 Demandeur(s) : SANDEN CORPORATION — JP.

72 Inventeur(s) : TAGUCHI YUKIHIKO.

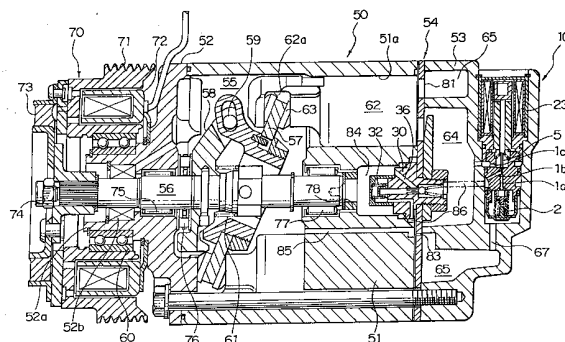
73 Titulaire(s) :

74 Mandataire(s) : CABINET JOLLY.

54 COMPRESSEUR A DEPLACEMENT VARIABLE COMPORTANT DEUX VALVES DE CONTROLE DE PRESSION
POUR CONTROLER SON DEPLACEMENT.

57 L'invention concerne un compresseur à déplacement
variable comportant une chambre d'aspiration (65), une
chambre d'évacuation (64), une chambre d'arbre (55) et un
mécanisme de contrôle de déplacement pour régler la pres-
sion de ladite chambre d'arbre (55).

Ledit mécanisme de contrôle de déplacement comprend
une chambre de pression de contrôle (32), un premier pas-
sage (86) raccordé à ladite chambre de pression de contrôle
(32) et à ladite chambre d'évacuation (64), une première
valve de contrôle de pression (10) raccordée audit premier
passage (86) pour réguler son degré d'ouverture, un
deuxième passage (36) raccordé à ladite chambre d'arbre
(55) et à ladite chambre d'évacuation (64) et une deuxième
valve de contrôle de pression (30) raccordée audit deuxi-
ème passage (36) pour régler son degré d'ouverture en ré-
ponse à la pression dans ladite chambre de pression de
contrôle (32).



COMPRESSEUR A DEPLACEMENT VARIABLE COMPORTANT DEUX VALVES DE CONTROLE DE PRESSION POUR CONTROLER SON DEPLACEMENT.

DOMAINE DE L'INVENTION

5 La présente invention concerne un compresseur à déplacement variable pouvant être utilisé dans un système de conditionnement d'air pour automobiles et véhicules.

ETAT ANTERIEUR DE LA TECHNIQUE

10 Dans un circuit réfrigérant classique pour un conditionneur d'automobile, on utilise un compresseur d'un type à capacité variable.

 Selon une technique antérieure, pour permettre une modification ou une variation du déplacement, le compresseur, comporte un mécanisme de contrôle de déplacement tel qu'illustré sur la figure 6.

15 Comme le montre cette figure, le mécanisme de contrôle de déplacement 100 est disposé dans une portion de carter 53a, qui se trouve à une extrémité d'un carter arrière 53. Le mécanisme de contrôle de déplacement 100 comporte un carter de valve 101 qui est constitué d'un corps de carter 100a comportant un passage traversant 101c s'étendant dans une direction axiale et un élément de couvercle 101b
20 ajusté sur une extrémité du corps de carter 101a. Le corps de carter 101a et l'élément de couvercle 101b définissent un espace de détection de pression dans lequel un soufflet 102 est logé pour détecter la pression.

25 Le soufflet 102 comprend un corps de soufflet 102c pourvu à ses extrémités opposées d'éléments axiaux 102d. L'intérieur du corps de soufflet est sous vide et un ressort interne 102a est monté entre les éléments axiaux 102d. L'espace où est disposé le soufflet 102 est raccordé à une chambre d'aspiration 65 à travers un passage 67. Le soufflet 102 dans l'espace de détection de pression est formé de façon à
30 recevoir la pression dans la chambre d'aspiration 65. A une extrémité du soufflet 102, est prévu un élément support 102b autour duquel est disposé un ressort 103 qui comprime le corps de soufflet 102c vers le bas, sur la figure 6.

35 Une tige de transmission 104 est insérée à travers le passage traversant 101c du carter de valve 101a et une extrémité de cette tige est en contact avec l'élément support 102b du soufflet 102. L'autre extrémité de la tige de transmission 104 est en communication avec une

cavité se trouvant à l'autre extrémité du corps de carter 101a et est en contact avec une valve à bille 105.

La valve à bille 105 coopère élastiquement (expansion et contraction) avec le soufflet 102 et se déplace dans la direction axiale, de façon à fermer ou à ouvrir un passage de communication 101d
5 raccordé à une extrémité du passage traversant 101c, entre une chambre d'évacuation 64 et une chambre d'arbre 55.

A l'autre extrémité du corps de carter de valve 101a sur laquelle est ajustée la valve à billes 105, se trouve une chambre de valve 106 qui
10 communique avec la chambre d'évacuation 64 à travers un trou de communication 101e. A l'extrémité supérieure du corps de carter de valve 101a se trouve un stator 107. Une portion de carter en forme de coupe 108a est en contact avec l'extrémité supérieure de la valve à bille 105 et une tige de solénoïde 108 est insérée dans le stator 107. Un
15 piston 109 est en contact avec une portion supérieure du stator 107 dans laquelle la tige de solénoïde 108 est insérée et un tube 110 est prévu pour recouvrir la portion supérieure du stator 107 et la portion circonférentielle du piston 109. Dans le tube 110, une chambre de piston 111 est formée au-dessus du stator 107. Un solénoïde 112 est
20 disposé autour du tube 110. Le solénoïde 112 exerce dans l'espace compris entre le piston 109 et le stator 107, une force électromagnétique qui agit sur la valve à billes 105 par l'intermédiaire de la tige de solénoïde 108.

Plus précisément, lors de l'opération de refroidissement, lorsque
25 la charge de refroidissement devient plus importante, la force électromagnétique devient plus importante, de sorte que le degré d'ouverture de la valve à billes 105 diminue. Lorsque le degré d'ouverture de la valve diminue, le déplacement de l'agent réfrigérant s'écoulant vers la chambre d'arbre diminue, de sorte que la pression
30 dans la chambre d'arbre diminue et que l'inclinaison du plateau oscillant (c'est-à-dire l'angle qu'il fait avec une surface perpendiculaire à l'arbre d'entraînement) devient plus importante. Par contre, lorsque la charge de refroidissement est plus faible, la charge de refroidissement diminue, la force électromagnétique diminue, de sorte que le degré
35 d'ouverture de la valve à billes 105 devient plus grand. Le déplacement de l'agent réfrigérant s'écoulant vers la chambre d'arbre augmente, de

sorte que la pression dans la chambre d'arbre augmente et que l'inclinaison du plateau oscillant devient plus faible.

Dans le mécanisme classique de contrôle à déplacement variable décrit ci-dessus, la force F_v qui pousse la valve à billes 105 dans la position de fermeture de la valve et la force F_b qui agit sur le soufflet 102 et sur la tige de transmission 104 pour pousser la valve à billes 105 dans une position d'ouverture de valve sont données par les formules (1) et (2) ci-dessous.

$$F_v = (P_d - P_c).S_v + f(I) \quad (1)$$

$$F_b = f_b - f_s - \{(S_b - S_r).P_s + S_r.P_c\} \quad (2)$$

où P_d représente la pression de la chambre d'évacuation,

P_c est la pression de la chambre d'arbre,

P_s est la pression dans la chambre d'aspiration,

$f(I)$ est la force électromagnétique pour un courant I ,

f_s est la force de compression du ressort,

f_b est la force de compression combinée du soufflet et du ressort interne,

S_v est la surface d'obturation de la valve à billes,

S_b est la surface efficace du soufflet

et S_r est la surface de section de la tige.

Le corps de valve constitué de la valve à billes 105 est ouvert si l'on a $F_v < F_b$, c'est-à-dire si

$$(P_d - P_c).S_v + f(I) < f_b - f_s - \{(S_b - S_r).P_s + S_r.P_c\} \quad (3)$$

Si on remplace à présent P_c par $P_s + \alpha$ dans la formule (3), on obtient :

$$P_s < - \frac{1}{S_b - S_v} \cdot f(I) - \frac{S_v}{S_b - S_v} \cdot P_d + \frac{f_b - f_s + (S_v - S_r).\alpha}{S_b - S_v} \quad (4)$$

La formule (4) est considérée comme étant une caractéristique de contrôle de la pression dans la chambre d'aspiration. Comme représenté sur la figure 7, lorsqu'on fait varier l'écoulement du courant

électrique (I) dans la bobine électromagnétique constituée par le solénoïde 112, la pression P_s dans la chambre d'aspiration varie. Le compresseur à déplacement variable du type décrit ci-dessus qui comporte une telle valve de contrôle de déplacement, est généralement dit du type à contrôle externe, permettant de faire varier le déplacement par un signal externe.

Toutefois, comme le montre la formule (4), dans le mécanisme classique de contrôle de déplacement pour le compresseur de déplacement variable à contrôle externe, même si un courant délivré au solénoïde 112 est rendu constant, la pression d'aspiration de contrôle est obligée à varier par la pression d'évacuation et en conséquence, il existe un grave problème de défaillance dans une opération de contrôle stable.

Compte tenu de cela, pour minimiser les effets indésirables de la pression d'évacuation dans la structure classique décrite ci-dessus, il est nécessaire, soit de diminuer la surface d'obturation de la valve à billes 105, soit d'augmenter la surface effective du soufflet 102. Toutefois, dans le premier cas, la quantité de gaz d'évacuation introduite dans la chambre d'arbre 55 est insuffisante, de sorte que le contrôle du déplacement est instable. Dans l'autre cas, le soufflet a une grande extension, ce qui diminue la plage de contrôle de la pression d'aspiration par les signaux externes (c'est-à-dire l'intensité du courant électrique).

En outre, dans le mécanisme classique de contrôle de déplacement pour le compresseur à déplacement variable à contrôle externe, pour augmenter la plage de contrôle de pression d'aspiration par les signaux externes (quantité de courant électrique), il est nécessaire soit d'augmenter la force électromagnétique, soit de diminuer la surface effective du soufflet 102. Mais comme on l'a expliqué ci-dessus, la diminution de la surface efficace des soufflets est limitée et il est donc requis dans une application pratique d'augmenter la force électromagnétique. Le solénoïde doit donc inévitablement avoir une grande dimension. Comme représenté sur la figure 6, le solénoïde est proéminent sur le carter arrière 53 et on doit prévoir un espace suffisant pour le compresseur.

Outre ce qui précède, dans le mécanisme classique de contrôle de déplacement pour le compresseur à déplacement variable à contrôle

5 externe, lorsque le même type de valve de contrôle de déplacement est
utilisé à la fois pour un compresseur de déplacement à évacuation
importante et un compresseur de déplacement à évacuation faible, dans
lequel le déplacement d'arbre du premier est largement différent de
celui du dernier, l'un des deux compresseurs fournit évacuation
excessive de gaz (ou au contraire une évacuation insuffisante), de sorte
que le contrôle de déplacement devient instable. Il est donc requis que
la valve de contrôle de déplacement soit déterminée en fonction des
déplacements des chambres d'arbre 55. Ceci entraîne de nouveaux
10 problèmes de conception du dispositif, de sorte que les spécifications
des éléments et portions principales (c'est-à-dire, les valves, soufflet,
solénoïde, etc.) doivent être modifiées sélectivement.

En outre, dans le mécanisme classique de contrôle de
déplacement pour le compresseur à déplacement variable à contrôle
15 externe, d'après la formule (1) ci-dessus, même lorsque le solénoïde est
démagnétisé et que $f(I) = 0$, ceci conduit à un état tel que $F_v = (P_d - P_c)$
 $S_v > 0$. Ainsi, lorsque la pression d'aspiration est élevée jusqu'à
contracter le soufflet 102, la valve à billes 105 est fermée, avec le
résultat défavorable tel qu'un déplacement minimum n'est pas
20 maintenu. En conséquence, il existe des cas qui ne satisfont pas
l'exigence de minimiser de la consommation de puissance du
compresseur par les signaux externes.

RESUME DE L'INVENTION

25 En conséquence, un but de la présente invention consiste à
proposer un nouveau mécanisme de contrôle de déplacement pour un
compresseur à déplacement variable, permettant une amélioration de la
précision de contrôle de la pression d'aspiration avec des effets
indésirables moindres de la pression d'évacuation.
30

Un autre but de la présente invention consiste à proposer un
nouveau mécanisme de contrôle de déplacement pour un compresseur
à déplacement variable, permettant un petit dimensionnement du
solénoïde et du soufflet.

35 Encore un autre but de la présente invention consiste à proposer
un nouveau mécanisme de contrôle de déplacement pour un
compresseur à déplacement variable, permettant un réglage convenable

de l'introduction d'un gaz d'évacuation dans la chambre d'arbre moyennant une légère modification de la spécification des éléments et sans modification sensible de la structure principale.

5 Encore un autre but de la présente invention consiste à proposer un nouveau mécanisme de contrôle de déplacement pour un compresseur à déplacement variable permettant de maintenir un déplacement minimum par démagnétisation du solénoïde.

D'autres buts de la présente invention deviendront évidents dans la suite de la description.

10 Selon la présente invention, on propose un compresseur à déplacement variable comportant une chambre d'aspiration, une chambre d'évacuation, une chambre d'arbre et un mécanisme de contrôle de déplacement pour régler la pression de ladite chambre d'arbre pour contrôler le déplacement dudit compresseur, caractérisé en
15 ce que ledit mécanisme de contrôle de déplacement comprend une chambre de pression de contrôle, un premier passage raccordé à ladite chambre de pression de contrôle et à ladite chambre d'évacuation pour faire communiquer ladite chambre d'évacuation avec ladite chambre de
20 pression de contrôle, une première valve de contrôle de pression raccordée audit premier passage pour réguler le degré d'ouverture dudit premier passage, un deuxième passage raccordé à ladite chambre d'arbre et à ladite chambre d'évacuation pour faire communiquer ladite
25 chambre d'évacuation avec ladite chambre d'arbre et une deuxième valve de contrôle de pression raccordée audit deuxième passage pour réguler le degré d'ouverture du deuxième passage en réponse à la pression de ladite chambre de contrôle de pression.

BREVE DESCRIPTION DES FIGURES

30 On décrira à présent l'invention en détail en regard des dessins annexés dans lesquels :

La figure 1 est une vue en coupe d'un compresseur du type à déplacement variable selon un premier mode de réalisation de l'invention ;

35 la figure 2A est une vue en coupe d'une première portion de valve de contrôle de pression incluse dans le compresseur à déplacement variable de la figure 1 ;

la figure 2B est une vue en coupe agrandie d'un détail de la figure 2A ;

la figure 3 est une vue en coupe d'une deuxième portion de valve de contrôle de pression incluse dans le compresseur à déplacement variable de la figure 1 ;

la figure 4 est une courbe montrant les caractéristiques de contrôle de pression d'aspiration du compresseur à déplacement variable de la figure 1 ;

les figures 5A et 5B sont des vues en coupe d'une deuxième portion de valve de contrôle de pression pour un compresseur à déplacement variable selon un deuxième mode de réalisation de l'invention, où la figure 5A montre un état ouvert de la valve, la figure 5B montrant un état fermé de la valve ;

la figure 6 est une vue en coupe partielle d'un compresseur à déplacement variable selon la technique antérieure ; et

la figure 7 est une courbe montrant les caractéristiques de contrôle de pression d'aspiration du compresseur à déplacement variable de la figure 6.

Avec référence à la figure 1, on décrira un compresseur à déplacement variable selon un premier mode de réalisation de la présente invention.

Le compresseur à déplacement variable est désigné par le numéro de référence 50 et comprend un bloc cylindre 51 pourvu d'une pluralité d'alésages cylindre 51a, un carter avant 52 ajusté sur une extrémité du bloc cylindre 51 et un carter arrière 53 qui est relié au bloc cylindre 51 par l'intermédiaire d'un dispositif porte-valve 54. Un arbre d'entraînement 56 s'étend à l'intérieur d'une chambre d'arbre 55, qui est définie par le bloc cylindre 51 et le carter avant. Un plateau oscillant 57 est disposé autour d'une portion médiane de l'arbre d'entraînement 56. Le plateau oscillant 57 est couplé à un rotor 58, qui est fixé à l'arbre d'entraînement 56, par l'intermédiaire d'une portion de couplage.

Une extrémité de l'arbre d'entraînement 56 s'étend à l'extérieur du carter avant à travers un bossage 52a qui fait saillie sur le carter avant 52. Un embrayage électromagnétique 70 est disposé autour du bossage 52a par l'intermédiaire d'un roulement 60. L'embrayage électromagnétique 70 comporte un rotor 71 disposé autour du bossage 52a, un dispositif électromagnétique 72 contenu dans le rotor 71 et une

plaque d'embrayage 73 ajustée sur une extrémité du côté externe du rotor 71. Une extrémité de l'arbre d'entraînement 56 est couplée à la plaque d'embrayage par l'intermédiaire d'un élément de fixation 74, tel qu'un boulon, etc.

5 À l'intérieur de l'alésage cylindrique 51a est monté un piston 62 comportant une cavité 62a à son extrémité interne. Une portion circonférentielle externe du plateau oscillant 57 est logée dans la cavité 62a de façon que le piston coopère avec le plateau oscillant 57 par l'intermédiaire d'un patin 63.

10 Le carter arrière 53 délimite intérieurement une chambre d'aspiration 65 et une chambre d'évacuation 64. La chambre d'aspiration 65 est raccordée à l'alésage cylindrique 51a par l'intermédiaire d'une valve d'aspiration (non représentée) qui est ajustée sur le dispositif porte-valve 54 et la chambre d'évacuation 64 est
15 raccordée à l'alésage cylindrique 51a par l'intermédiaire d'une valve d'évacuation du dispositif porte-valve 54. La chambre d'aspiration 65 est raccordée à la chambre d'arbre 55 par l'intermédiaire d'un orifice 83 et d'un passage 85.

 Le compresseur à déplacement variable comprend en outre une
20 première et une deuxième valves de contrôle de pression 10 et 30 coopérant l'une avec l'autre d'une manière qui va être décrite ultérieurement en détail. La première valve de contrôle de pression 10 est placée dans une cavité sur la paroi arrière du carter arrière 53. La
25 deuxième valve de contrôle de pression 30 est placée dans une chambre à gaz 84 se trouvant dans le bloc cylindre 51. Chacune des première et deuxième valves de contrôle de pression 10 et 30 sert de partie principale d'un mécanisme de contrôle de déplacement pour contrôler le déplacement du compresseur à déplacement variable.

 La structure décrite ci-dessus est sensiblement similaire à celle
30 du compresseur de la technique antérieure à l'exception du mécanisme de contrôle de déplacement.

 En se référant à présent aux figures 2A et 2B, la première valve de contrôle de pression 10 comporte un boîtier de valve 1. Le boîtier de valve 1 comporte un corps 11, un couvercle 12 et un élément
35 cylindrique 13. Le boîtier de valve 1 comporte un élément de recouvrement 14 et il est fixé dans une direction axiale par une bague à encliquetage 14a. Dans le boîtier de valve 1 est monté un soufflet 2

servant d'élément détecteur de pression pour recevoir une pression d'aspiration. L'intérieur du soufflet est sous vide et loge un ressort 2a. Une extrémité du soufflet 2 est en contact avec un élément support 3. L'autre extrémité de l'élément support 3 est en contact avec une tige de transmission 4 qui est insérée dans le boîtier de valve. L'autre extrémité de la tige de transmission 4 est en contact avec un corps de valve 5. Celui-ci sert à ouvrir et à fermer un premier passage 86 qui relie la chambre d'évacuation 64 à la chambre de pression de contrôle 32, en réponse à l'expansion/contraction du soufflet 2. Le corps de valve 5 est disposé dans une chambre de valve 6 qui est raccordée à la chambre d'évacuation 64. Le corps de valve 5 est formé en une pièce avec une portion de tige de solénoïde 8 qui est insérée dans le stator 7.

Un ressort 9 est prévu pour repousser le corps de valve 5 dans une position d'ouverture de valve. La portion de tige de solénoïde 8 est en contact avec un piston 20 qui est disposé dans une chambre de piston 22 délimitée par le stator 7 et un tube 21.

Entre l'élément cylindrique 13 du boîtier de valve 1 et l'élément de couvercle 14, est prévu un solénoïde 23 qui sert à exercer une force électromagnétique entre le piston 20 et le stator 7 et à exercer une charge qui repousse le corps de valve 5 vers une position de fermeture de valve par l'intermédiaire de la portion de tige de solénoïde 8. L'élément cylindrique 13 est couplé par vissage au corps 11.

Dans le boîtier de valve 1, un orifice 1a est prévu pour raccorder la chambre de pression de contrôle 32 (figure 3) à la chambre d'aspiration 65 en coopération avec un passage 67 et une partie du premier passage 86. La chambre d'aspiration 65 sert donc de chambre de basse pression. La combinaison de l'orifice 1a, du passage 67 et de la partie du premier passage 86 est appelée troisième passage.

L'orifice 1a comporte une surface d'ouverture qui est suffisamment inférieure à la surface d'ouverture du corps de valve 5. Ainsi, dans un état d'ouverture complète du corps de valve 5, la pression de la chambre de pression de contrôle 32 est égale à la pression d'évacuation. D'autre part, dans un état entièrement fermé du corps de valve 5, la pression de la chambre de pression de contrôle 32 est égale à la pression d'aspiration. Il en résulte que la régulation du degré d'ouverture de la valve permet de faire varier la pression de la chambre de pression de contrôle 32 dans une plage comprise entre la

pression d'évacuation et la pression d'aspiration. La pression d'évacuation est exercée sur la chambre du piston 22, par l'espace entre la portion de tige de solénoïde 8 et le stator 7. Ici, la condition d'ouverture de valve de la première valve de contrôle de pression 10 est représentée par la formule :

$$f(I) + (Pd - Pa) \cdot Sv1 - f1 < fb - fs - \{Pa \cdot Sr1 + Ps \cdot (Sb - Sr1)\} \quad (5)$$

où Pd est la pression d'évacuation,

10 Ps est la pression d'aspiration,

Pa est la pression dans la chambre de pression de contrôle,

Sv1 est la surface d'obturation de valve,

Sr1 est la surface de section de la tige de transmission,

Sb est la surface efficace du soufflet,

15 fb est la force de pression composite du soufflet 2 et du ressort 2a dans le soufflet

et f1 est la force de pression du ressort 9.

Puisque la surface d'obturation de valve Sv1 est réglée pour être égale à la section de coupe de la tige de transmission Sr1, et que
20 Sr1 = Sv1, la relation (5) devient :

$$f(I) + Pd \cdot Sv1 - f1 < fb - fs - Ps \cdot (Sb - Sv1) \quad (6)$$

25 d'où l'on tire la caractéristique d'ouverture de valve des premiers moyens de valve de contrôle de pression 10 :

$$Ps < - \frac{1}{Sb - Sv1} \cdot f(I) - \frac{Sv1}{Sb - Sv1} \cdot Pd + \frac{fb + f1 - fs}{Sb - Sv1} \quad (7)$$

30

En se référant à la figure 3, la deuxième valve de contrôle de pression 30 représentée sur la figure 1 comporte un boîtier de valve 31, une valve de transmission 33 qui est insérée dans le boîtier de valve 31 et fait saillie par une extrémité dans une chambre de pression de contrôle 32 et un ressort 35 disposé dans cette dernière et qui agit sur
35 une extrémité de la tige de transmission 33 par l'intermédiaire d'un guide 34. La deuxième valve de contrôle de pression 30 comporte en

outre un corps de valve 37 qui est raccordé à l'autre extrémité de la tige de transmission 33 et règle ou ouvre/ferme un deuxième passage de communication 36 s'étendant depuis la chambre d'évacuation 64 vers une chambre à gaz 84 grâce à un déplacement de la tige de transmission 33. Un ressort 38 est prévu pour solliciter le corps de 37 vers sa position de fermeture. Ici, la condition d'ouverture de la deuxième valve de contrôle de pression 30 est représentée par la formule suivante :

$$f_3 + (P_d - P_c) \cdot S_{v2} < (P_a - P_c) \cdot S_{r2} + f_2 \quad (8)$$

dans laquelle

S_{v2} est la surface d'obturation de valve,

S_{r2} est la surface de section de la tige de transmission,

f_2 est la force de pression ou la force élastique du ressort 35

et f_3 est la force de pression du ressort 38.

Puisque la surface d'obturation de valve S_{v2} et la surface de section de la tige de transmission S_{r2} sont réglées pour être égales et donc que $S_{r2} = S_{v2}$, on obtient :

$$f_3 + P_d \cdot S_{v2} < P_a \cdot S_{v2} + f_2 \quad (9)$$

$$P_d - P_a < \frac{f_2 - f_3}{S_{v2}} \quad (f_2 > f_3) \quad (10)$$

En d'autres termes, la deuxième valve de contrôle de pression 30 est actionnée (ouverte/fermée) par une différence de pression entre la chambre d'évacuation 64 et la chambre de contrôle 32.

En conséquence, si la pression dans la chambre de pression de contrôle 32 est contrôlée par la première valve de contrôle de pression 10, la deuxième valve de contrôle de pression 30 peut être régulée dans ses positions ouverte/fermée. Il est donc possible de réguler la quantité de gaz d'évacuation introduite dans la chambre d'arbre 55 pour régler l'angle d'inclinaison du plateau oscillant 57, de sorte que la course du piston peut être contrôlée.

La course du piston est contrôlée conformément à la formule (7) qui représente les caractéristiques d'ouverture de valve de la première

valve de contrôle de pression 10. Les caractéristiques représentent la variation de la pression d'aspiration de contrôle en fonction du courant électrique (I) qui traverse le solénoïde 23.

5 La chambre de contrôle 32 a alors un déplacement extrêmement faible et, étant donné qu'il suffit que seulement une petite quantité de gaz d'évacuation soit délivrée à la chambre de pression de contrôle 32, la surface d'ouverture de valve Sv1 de la première valve de contrôle de pression 10 peut être beaucoup plus petite que la surface d'ouverture de valve Sv2 de la deuxième valve de contrôle de pression 10.

10 Par conséquent, dans la formule (7), le coefficient de Pd, c'est-à-dire $Sv1/(Sb-Sv1)$ devient plus petit et des caractéristiques de contrôle de pression d'aspiration souhaitables avec une influence moindre sur la variation de pression d'évacuation peuvent être obtenues comme représenté sur la figure 4.

15 En outre, il est possible de rendre la surface efficace Sb plus petite en rendant plus petite la surface d'ouverture de valve Sv1 et en rendant plus grand le coefficient de f(I), c'est-à-dire $1/(Sb-Sv1)$.

20 Ainsi, il suffit de rendre plus petite la force électromagnétique f(I) pour obtenir une variation de pression d'aspiration, qui est sensiblement équivalente à celle de la structure classique et par exemple, il suffit de contrôler sélectivement ou de réduire l'enroulement du solénoïde 23. Ainsi, la taille de la première valve de contrôle de pression 10 peut être rendue plus petite par rapport à la structure classique.

25 Comme décrit ci-dessus, la course du piston est contrôlée par la formule (7), qui représente les caractéristiques d'ouverture de valve de la première valve de contrôle de pression 10 et la course du piston n'est pas influencée par le mode fonctionnel (ou caractéristique) de la deuxième valve de contrôle de pression 30. Il est donc possible de réguler la quantité du gaz d'évacuation dans la chambre d'arbre 55 en modifiant librement le diamètre de valve de la deuxième valve de contrôle de pression 30.

30 En outre, le corps de valve 5 est ouvert par la force du ressort 29 lorsque le solénoïde 23 est démagnétisé, de sorte qu'un déplacement minimum peut être conservé dans la plage de $f1 > (Pd-Pa).Sv1$.

35 Avec référence aux figures 5A et 5B, on décrira à présent un compresseur à déplacement variable selon un deuxième mode de

réalisation de la présente invention. Ce compresseur est sensiblement analogue au compresseur à déplacement variable de la figure 1 à l'exception de la structure de la deuxième valve de contrôle de pression. Pour simplifier, la description suivante sera donc limitée à la deuxième valve de contrôle de pression.

La deuxième valve de contrôle de pression 40 comporte un cylindre de valve 41, un corps de valve qui ouvre/ferme un passage de communication entre la chambre d'évacuation 64 et la chambre d'arbre 55 et un ressort 43 qui agit sur une extrémité du corps de valve 42. La chambre délimitée entre l'autre extrémité du corps de valve 42 et par le cylindre de valve 41 constitué de chambre de contrôle 44. L'extrémité du corps de valve sur laquelle s'exerce l'action du ressort 43 est exposée à une pression d'aspiration.

Etant donné que la surface réceptrice de pression S_a de la chambre de pression de contrôle 44 du corps de valve 42 est réglée pour être égale à la surface réceptrice de pression (S_s) de la pression d'aspiration, la condition d'ouverture de la deuxième valve de contrôle de pression 40 est représentée par les formules.

$$P_a.S_a > P_s . S_a + f_4 \quad (11)$$

$$\text{et} \quad P_a - P_s > \frac{f_4}{S_a} \quad (12)$$

où f_4 représente la force de pression du ressort 43.

Comme le montre la formule (12), la deuxième valve de contrôle de pression 40 est construite pour pouvoir être ouverte et fermée en fonction de la différence de pression entre la chambre de pression de contrôle 44 et la chambre d'aspiration 64. Les opérations d'ouverture et de fermeture de la deuxième valve de contrôle de pression 40 peuvent être contrôlées par le réglage de la pression de la chambre de pression de contrôle 44 au moyen de la première valve de contrôle de pression et la quantité du gaz d'évacuation introduite dans la chambre d'arbre 55 est réglée de manière à faire varier l'angle du plateau oscillant 57, de sorte que la course du piston peut être contrôlée.

Dans les compresseurs décrits ci-dessus, l'influence indésirable de la pression d'évacuation peut être éliminée de sorte que la précision du contrôle de pression d'aspiration peut être améliorée. On obtient ainsi un mécanisme de contrôle de déplacement désiré pour dans un

5 compresseur à déplacement variable. Une réduction de taille du solénoïde et du soufflet peut être obtenue. La quantité de gaz d'évacuation introduite dans la chambre d'arbre peut être réglée correctement par une simple modification de structure (modification du diamètre de valve de la deuxième valve de contrôle de pression), sans

10 aucune modification substantielle de la structure principale ou des éléments du mécanisme de contrôle de déplacement, tels que le solénoïde et le soufflet. En outre, il est possible de maintenir un déplacement minimum par démagnétisation du solénoïde.

Bien que l'invention ait été décrite à propos de quelques modes de réalisation de celle-ci, l'homme de l'art saura la mettre en pratique de

15 diverses autres manières. Par exemple, l'orifice du troisième passage peut être raccordé à la chambre d'arbre sans traverser la chambre d'aspiration. Dans ce cas, la chambre d'arbre sert de chambre à basse pression.

REVENDICATIONS

1. Compresseur à déplacement variable comportant une chambre d'aspiration (65), une chambre d'évacuation (64), une chambre d'arbre (55) et un mécanisme de contrôle de déplacement pour régler la pression de ladite chambre d'arbre (55) afin de contrôler le déplacement dudit compresseur, caractérisé en ce que ledit mécanisme de contrôle de déplacement comprend :
- 5 une chambre de pression de contrôle (32) ;
- un premier passage (86) raccordé à ladite chambre de pression de contrôle (32) et à ladite chambre d'évacuation (64) pour les faire
- 10 communiquer entre elles ;
- une première valve de contrôle de pression (10) raccordée audit premier passage (86) pour réguler le degré d'ouverture de celui-ci ;
- un deuxième passage (36) raccordé à ladite chambre d'arbre (55) et à ladite chambre d'évacuation (64) pour les faire communiquer entre
- 15 elles ; et
- une deuxième valve de contrôle de pression (30) raccordée audit deuxième passage (36) pour régler le degré d'ouverture de celui-ci en réponse à la pression de ladite chambre de pression de contrôle (32).
2. Compresseur à déplacement variable selon la revendication 1, caractérisé en ce que ledit mécanisme de contrôle de déplacement comprend en outre un troisième passage (67) pour faire communiquer ladite chambre de pression de contrôle (32) avec une chambre de basse pression, dont la pression est inférieure à ladite chambre d'évacuation (64).
- 20 3. Compresseur à déplacement variable selon la revendication 2, caractérisé en ce que ledit troisième passage comporte un orifice (1a).
4. Compresseur à déplacement variable selon la revendication 3, caractérisé en ce que ladite première valve de contrôle de pression (10) et ledit orifice (1a) ont des diamètres de passage déterminés
- 30 respectivement de façon que la chambre de pression de contrôle (32) ait une pression qui soit variable dans une plage comprise entre la pression dans ladite chambre d'évacuation (64) et la pression dans ladite chambre de pression inférieure.
5. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque
- 35 des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que ladite première valve de contrôle de pression (10) comporte une surface d'ouverture de valve

(Sv1) qui est plus petite que celle de ladite deuxième valve de contrôle de pression (30).

5 6. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que ladite deuxième valve de contrôle de pression (30) comprend :

un élément élastique (35) placé dans ladite chambre de contrôle de pression (32) ;

un corps de valve (31) pour réguler ledit deuxième passage (36) ;
et

10 une tige de transmission (33) faisant saillie dans ladite chambre de pression de contrôle (32) et en contact avec ledit élément élastique (35) pour transmettre ladite force élastique et la pression de ladite chambre de pression de contrôle (32) audit corps de valve (33).

15 7. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque des revendications 2 à 5, caractérisé en ce que ladite deuxième valve de contrôle de pression (30) comprend :

un corps de valve (31) pour réguler ledit deuxième passage (36) pour recevoir ainsi à sa première extrémité la pression de ladite chambre de pression de contrôle (32) et pour recevoir à son autre
20 extrémité la pression de ladite chambre de basse pression ; et

un élément élastique (35) pour appuyer sur l'autre extrémité dudit corps de valve.

25 8. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque des revendications 2 à 7, caractérisé en ce que ladite chambre de basse pression est ladite chambre d'aspiration (65).

9. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque des revendications 2 à 7, caractérisé en ce que ladite chambre de basse pression est ladite chambre d'arbre (55).

30 10. Compresseur à déplacement variable selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que ladite première valve de contrôle de pression (10) comprend :

un élément de détection de pression (2) sensible à la pression de ladite chambre d'aspiration (65) pour provoquer son expansion et sa contraction ;

35 un corps de valve (5) actionné en réponse à ladite expansion et contraction ; et

un solénoïde (23) pour appliquer une charge variable sur ledit corps de valve (5).

- 5 11. Compresseur à déplacement variable selon la revendication 10, caractérisé en ce que ladite première valve de contrôle de pression (10) comprend en outre un élément élastique (9) qui prend appui élastiquement sur ledit corps de valve (5) pour amener ledit corps de valve (5) dans une position ouverte lorsque ladite portion de solénoïde (23) est démagnétisée.

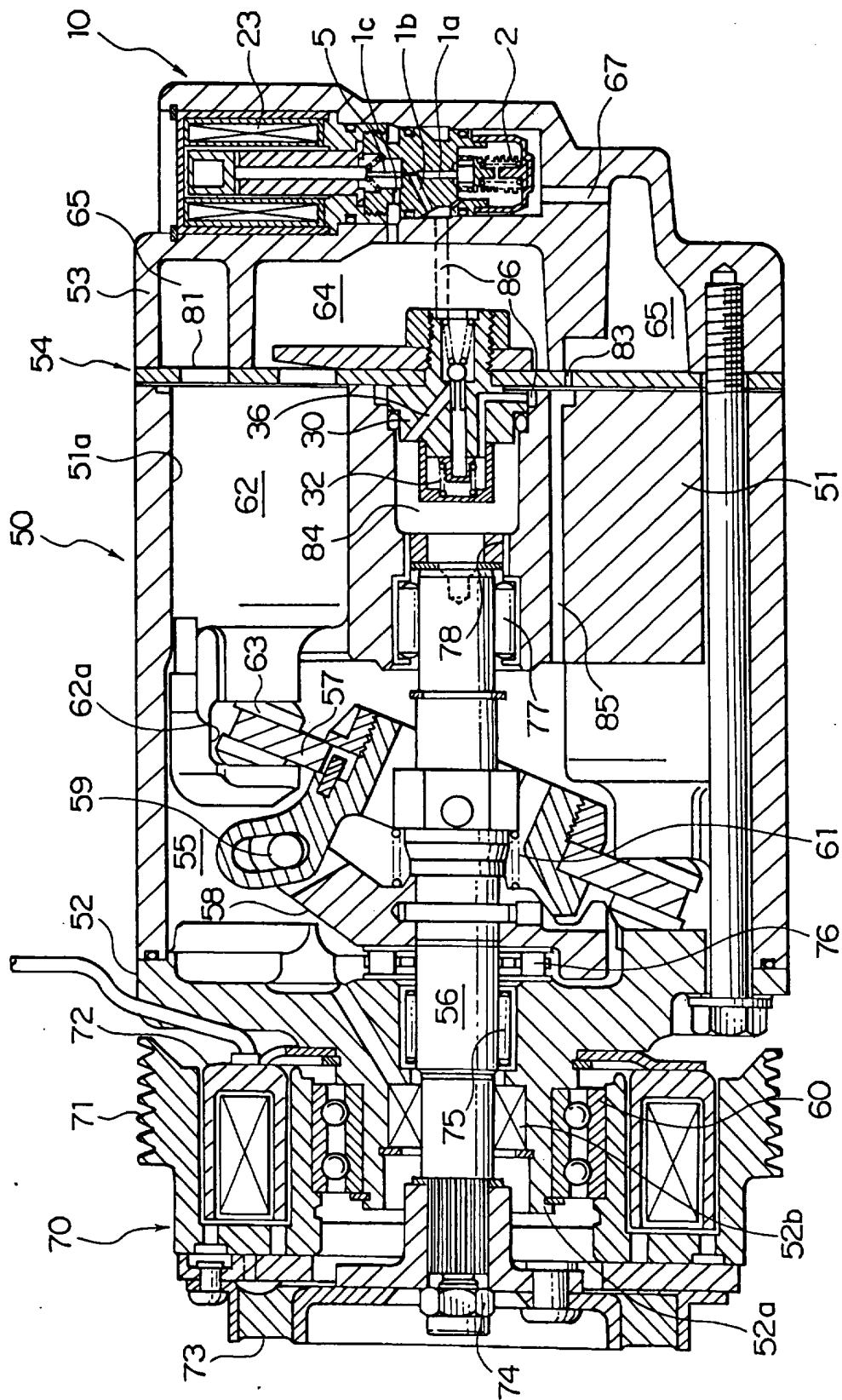


FIG. 1

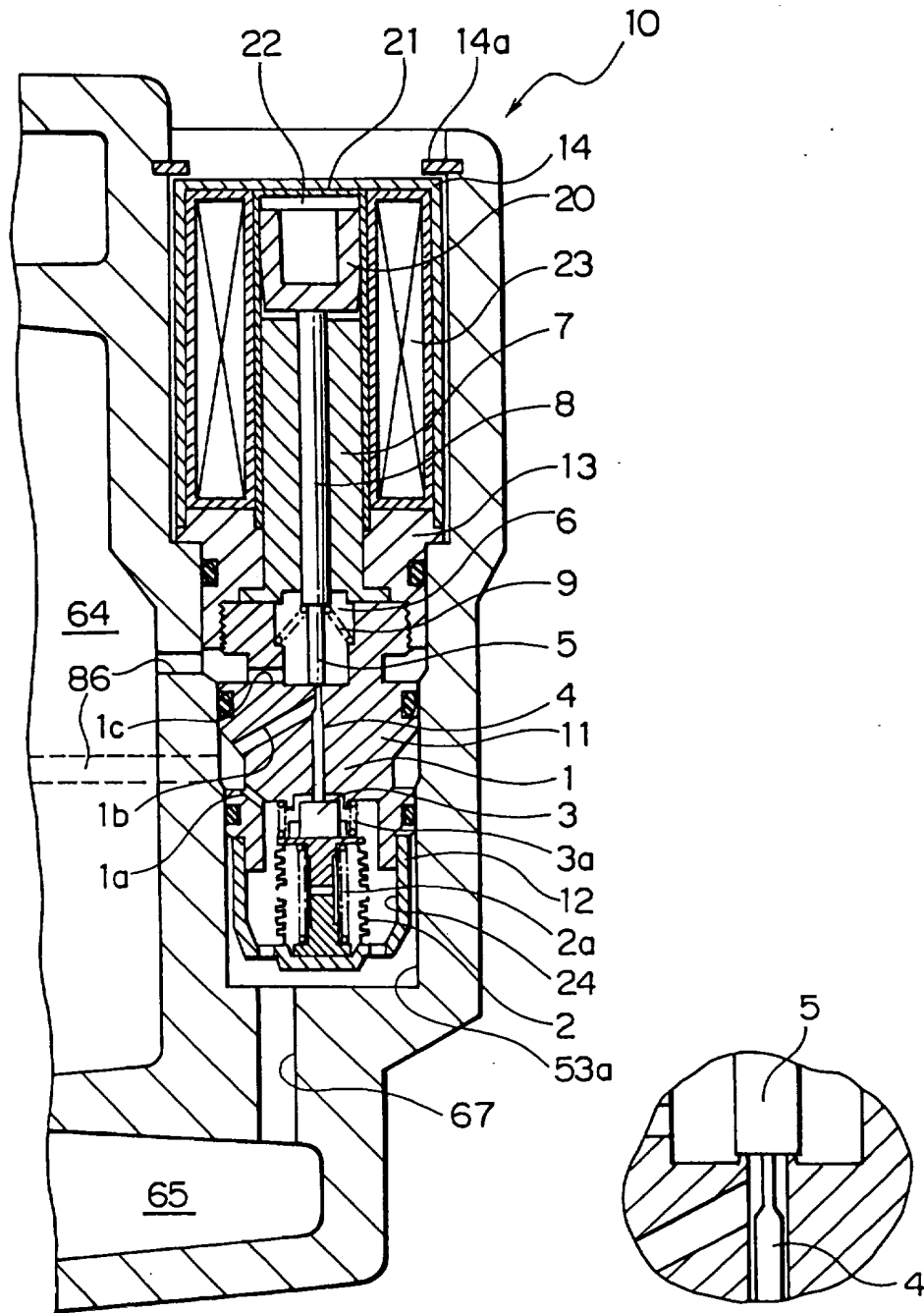
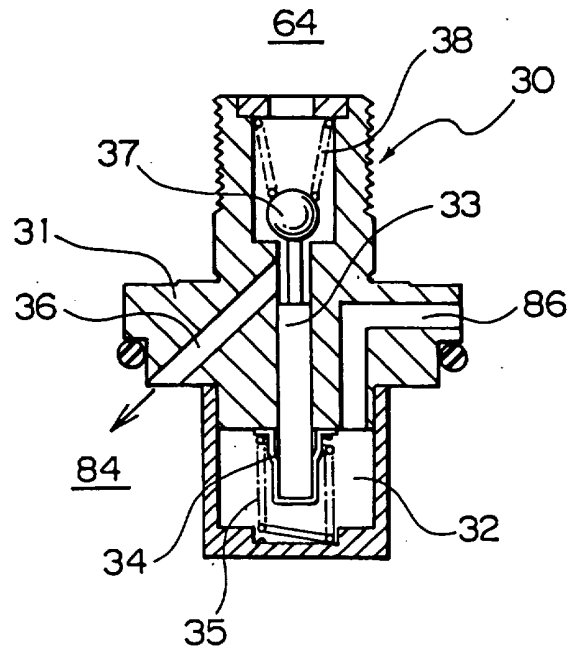


FIG. 2A

FIG. 2B

**FIG. 3**

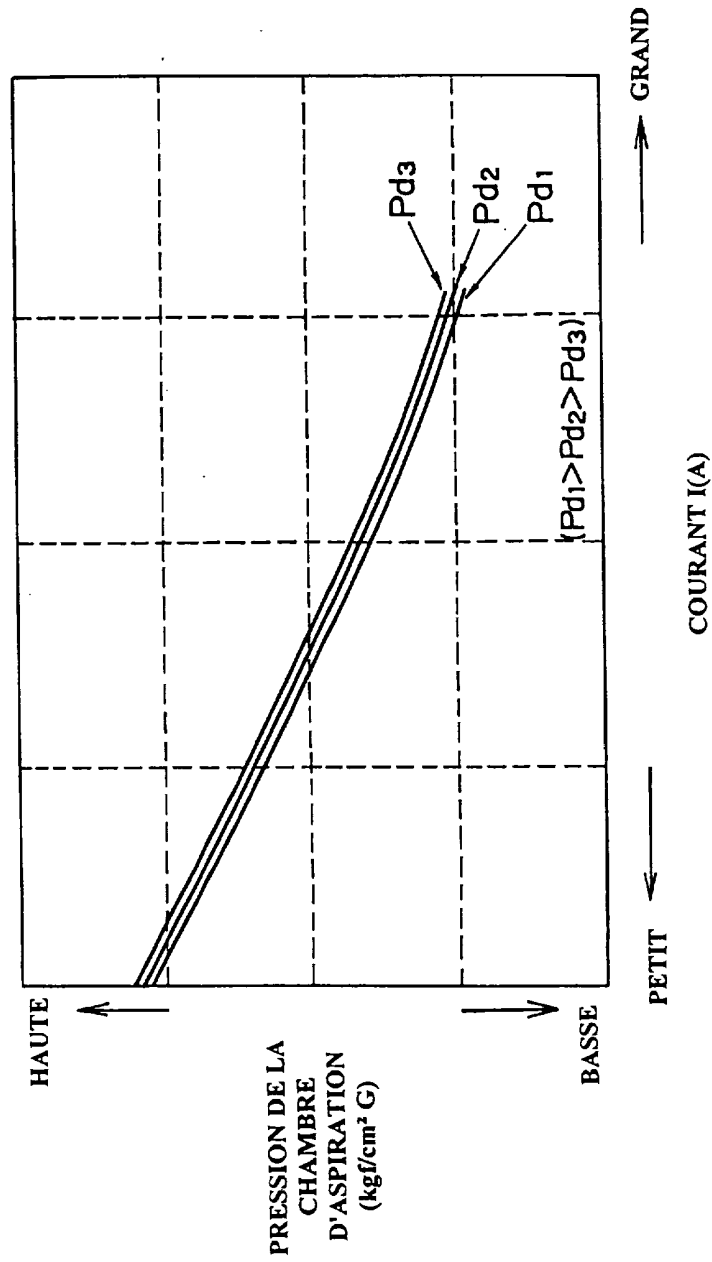
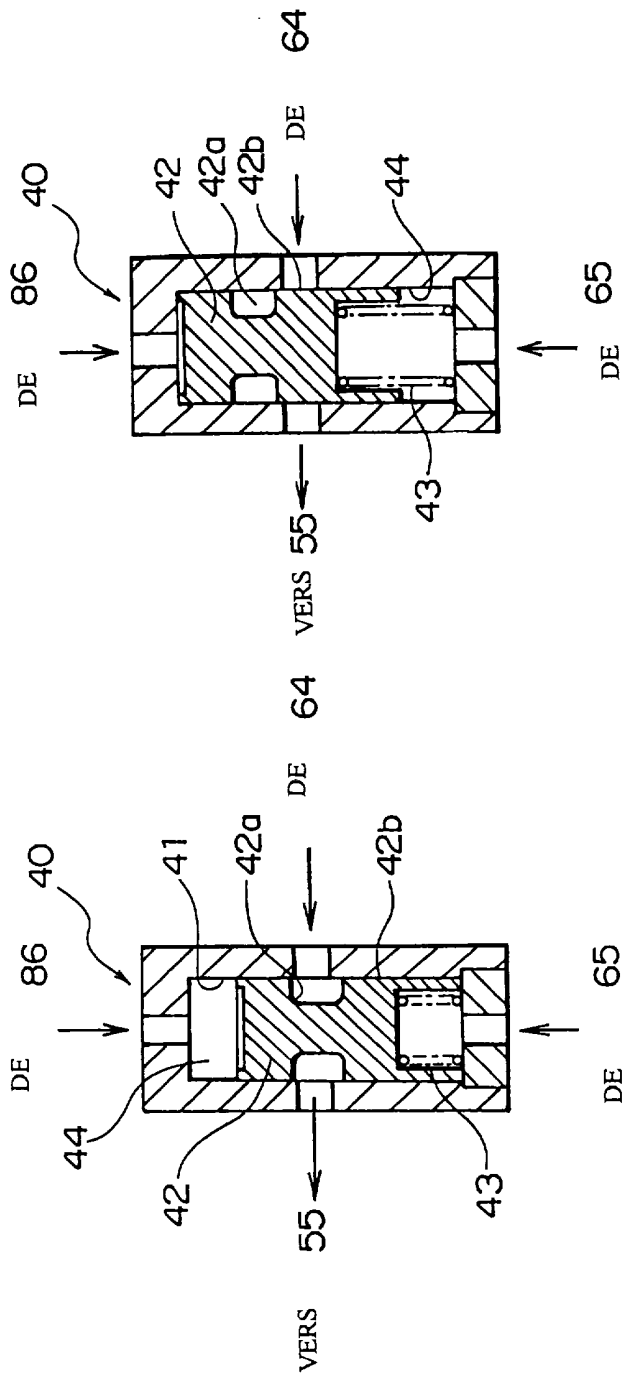


FIG. 4



ETAT VALVE OUVERTE.

ETAT VALVE FERMEE

FIG. 5A

FIG. 5B

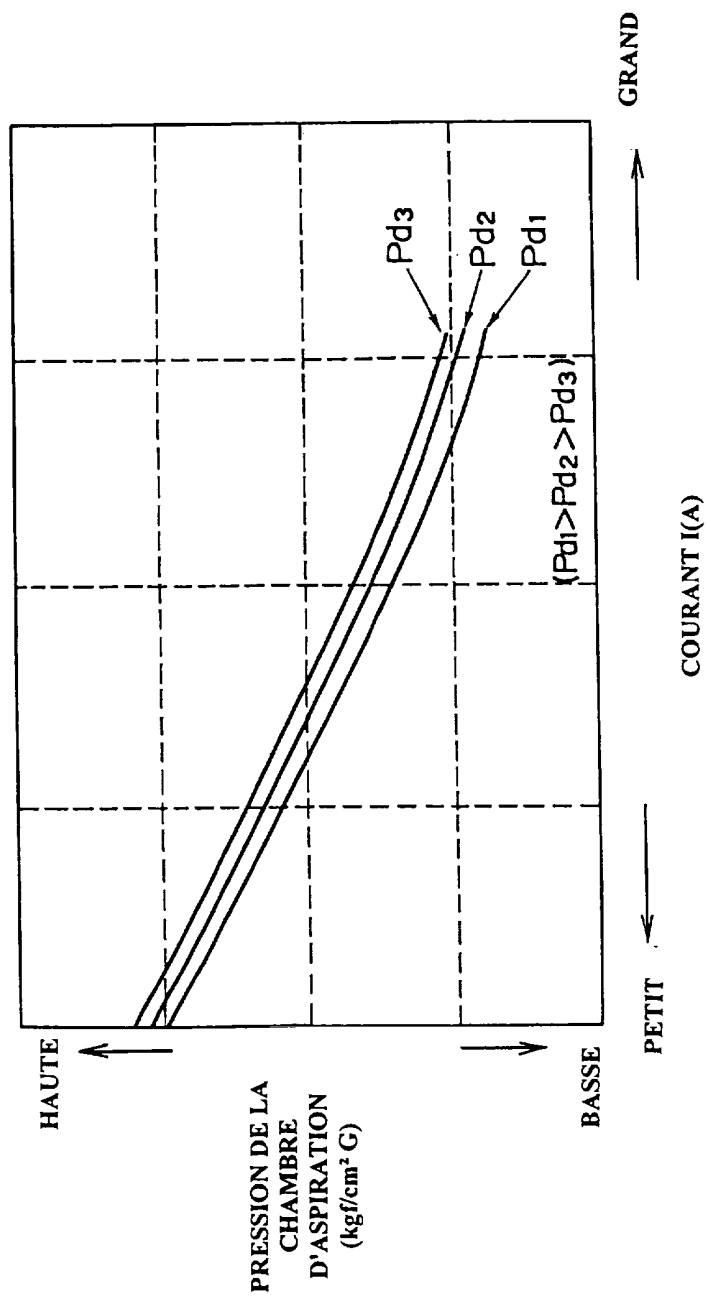


FIG. 7