

⑫ **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

②2 Date de dépôt : 27 mai 1988.

③0 Priorité : JP, 29 mai 1987, n° 134233/62 et 30 novembre 1987, n° 301800/62.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 48 du 2 décembre 1988.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : *USUI KOKUSAI SANGYO KAISHA LTD, Société de droit japonais et KABUSHIKI KAISHA KANE-SAKA GIJUTSU KENKYUSHO, Société de droit japonais.* — JP.

⑦2 Inventeur(s) : Hiroshi Kanesaka.

⑦3 Titulaire(s) :

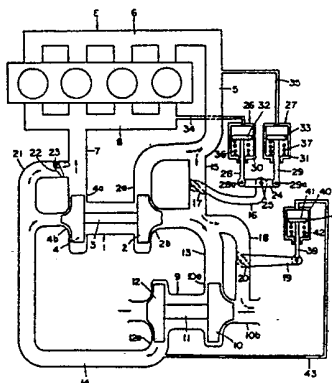
⑦4 Mandataire(s) : Cabinet Thebault S.A.

⑤4 Moteur à turbocompresseur.

⑤7 L'invention concerne un moteur à turbocompresseur.

L'objet de l'invention est un moteur à combustion interne suralimenté comprenant un moteur à combustion interne E pourvu de plusieurs turbocompresseurs 1, 9 agencés pour introduire de l'air sous pression dans le moteur et un mécanisme réagissant aux conditions de fonctionnement du moteur pour mettre à l'arrêt l'un au moins des turbocompresseurs, l'agencement étant tel qu'à faible vitesse, tous les turbocompresseurs sont utilisés et qu'à mesure que la vitesse augmente, ledit turbocompresseur est graduellement arrêté, améliorant ainsi la souplesse du moteur.

Application aux moteurs à turbocompresseur.



MOTEUR A TURBOCOMPRESSEUR

La présente invention concerne les moteurs à turbocompresseur.

On sait qu'un moteur à turbocompresseur est généralement pourvu d'un turbocompresseur unique conçu pour développer à tout moment un couple maximal pour les vitesses de moteur demandées. En conséquence, la pression de suralimentation produite est faible aux basses vitesses comme indiqué par le trait interrompu de la figure 5 et le couple produit par le moteur est faible aux basses vitesses, comme
5 indiqué par le trait plein de la même figure. L'énergie des gaz d'échappement étant insuffisante à la vitesse de ralenti du moteur, la vitesse du turbocompresseur est faible et ne peut suivre une accélération brusque du moteur : il se produit alors que ce qu'on appelle un "trou".

Pour tenter d'obtenir une courbe de couple (trait mixte de la figure 5) dans laquelle le couple à faible vitesse est augmenté et le "trou" réduit, on a proposé un système de moteur à turbocompresseur séquentiel comportant plusieurs turbocompresseurs incluant un turbocompresseur primaire qui
15 produit le couple requis pour les vitesses faibles et un turbocompresseur secondaire qui, pour les vitesses élevées, produit un couple qui vient compléter le couple précédent, lesdits turbocompresseurs étant mis en action sélectivement en fonction de la vitesse du moteur afin d'augmenter la pression
20 de suralimentation et donc le couple à vitesse réduite.

Si le nombre de turbocompresseurs mis en oeuvre dans l'ensemble ci-dessus est augmenté, au moment de l'accélération le volet de dérivation d'échappement s'ouvre brusquement et les turbocompresseurs secondaires qui, jusque là étaient au
25

repos, entrent en action. Par voie de conséquence, le débit de la turbine du turbocompresseur primaire est diminué par suite d'une soudaine augmentation dans la zone de la tuyère de turbine et le retard d'accélération des turbocompresseurs secondaires provoque une baisse temporaire de la pression de suralimentation. Ainsi, la pression de suralimentation étant abaissée, le couple représenté par le trait plein de la figure 6 est diminué et il est temporairement impossible de commander la puissance de sortie du moteur (trait plein de la même figure) exigée par le véhicule.

Tenant compte de ces difficultés, un des objets de la présente invention est d'éviter ou de minimiser une baisse momentanée du couple lorsque, sur un moteur à turbocompresseur séquentiel, le nombre de turbocompresseurs mis en action lors d'une accélération est modifié en vue d'améliorer la souplesse du moteur.

L'invention propose un ensemble moteur à combustion interne suralimenté comprenant un moteur à combustion interne pourvu de plusieurs turbocompresseurs agencés pour introduire de l'air sous pression dans le moteur et un moyen réagissant aux conditions de fonctionnement du moteur pour mettre à l'arrêt l'un au moins des turbocompresseurs, l'agencement étant tel qu'à faible vitesse, tous les turbocompresseurs sont utilisés et qu'à mesure que la vitesse augmente, ledit turbocompresseur est graduellement arrêté.

Dans une version type, lorsque la vitesse du moteur augmente et la surpression produite par un turbocompresseur à haute pression dépasse la limite acceptée par le moteur, un actionneur est mis en mouvement par la pression existant à l'intérieur du collecteur d'admission du moteur et ouvre un volet de dérivation pour réduire le débit d'échappement qui entraîne le turbocompresseur à haute pression. La pression de l'air introduit dans le moteur est ainsi maintenue dans les limites acceptables.

Lorsque la vitesse du moteur atteint une vitesse intermédiaire et que la capacité du turbocompresseur à haute pression est dépassée, la pression de la tubulure d'échappement à haute pression s'élève et augmente un peu plus la surface d'ouverture du volet de dérivation. La presque

totalité des gaz circulant à l'intérieur de la tubulure d'échappement à haute pression passe par la dérivation d'échappement à haute pression pour mettre ainsi fin au fonctionnement du turbocompresseur à haute pression, la
5 suralimentation étant alors fournie par un turbocompresseur à basse pression.

Une forte suralimentation est ainsi fournie au moteur pour les vitesses se situant dans une plage comprise entre le ralenti et une vitesse intermédiaire, plage dans laquelle le
10 moteur est le plus fréquemment utilisé. De plus, la suralimentation fournie au moteur peut être réglée afin de ne pas dépasser la limite acceptée par le moteur.

Dans une version préférée, l'agencement est tel que le moment d'ouverture du volet d'entrée d'air du moteur varie
15 en réponse aux conditions d'utilisation du moteur de manière à tenter de neutraliser les variations de couple du moteur consécutives à l'arrêt du turbocompresseur à haute pression.

Les modes de réalisation préférés de l'invention sont décrits ci-après au moyen d'exemples se référant aux figures 1
20 à 16 des dessins joints, dans lesquels :

La figure 1 est la vue schématique d'un ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention ;

La figure 2 présente les conditions de fonctionnement du moteur de la figure 1 ;

25 La figure 3 est une vue en coupe partielle d'un mode de réalisation ;

La figure 4 est une vue en coupe partielle d'un troisième mode de réalisation ;

La figure 5 est un diagramme représentant la courbe
30 du couple d'un ensemble moteur conforme à la présente invention et la pression de suralimentation du turbocompresseur de l'ensemble moteur ;

La figure 6 est un diagramme similaire à celui de la figure 5 pour un ensemble moteur à turbocompresseur
35 traditionnel ;

La figure 7 est la vue schématique d'un autre ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention ;

La figure 8 représente une partie d'un mode de

réalisation d'un ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention ;

La figure 9 représente une partie d'un autre mode de réalisation d'un ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention ;

La figure 10 est une vue en coupe d'une partie du moteur de la figure 7 qui comporte un conduit d'admission entre le volet rotatif et le cylindre du moteur ;

La figure 11 est une vue en coupe d'un dispositif de réglage du moment d'ouverture et de fermeture du volet rotatif ;

La figure 12 est une vue en coupe de la partie essentielle du dispositif de réglage du moment d'ouverture et de fermeture ;

La figure 13A illustre la levée de la soupape d'admission et du volet rotatif du moteur de la figure 7 à vitesse de rotation faible et à vitesse de rotation intermédiaire ;

La figure 13B est une courbe p-v du moteur de la figure 7 pour cette vitesse du moteur ;

La figure 14A illustre la levée de la soupape d'admission et du volet rotatif du moteur de la figure 7 à vitesse de rotation élevée ;

La figure 14B représente une courbe p-v du moteur de la figure 7 pour cette vitesse du moteur ;

La figure 15 est une courbe du couple de la figure 7, et

La figure 16 illustre des détails de la courbe p-v du moteur de la figure 7.

La figure 1 est un exemple d'ensemble moteur à turbocompresseur conforme à l'invention. Le turbocompresseur à haute pression 1 comporte une turbine 2 acceptant un faible débit de gaz d'échappement et un compresseur 4 pourvu d'une sortie réduite, entraîné par la turbine 2 et l'arbre 3. L'entrée 2a de la turbine communique avec le collecteur d'échappement 6 du moteur E par l'intermédiaire de la tubulure d'échappement à haute pression 5. La sortie 4a du compresseur communique avec le collecteur d'admission 8 du moteur E par l'intermédiaire de la tubulure de suralimentation à haute

pression 7.

Le turbocompresseur à basse pression 9 comporte une turbine 10 acceptant un débit élevé de gaz d'échappement et un compresseur 12 pourvu d'une large sortie et entraîné par la turbine 10 et l'arbre 11. L'entrée 10a de la turbine communique avec la sortie 2b du turbocompresseur à haute pression 1 par l'intermédiaire de la tubulure d'échappement à basse pression 13. La sortie 12a du compresseur communique avec l'entrée de compression 4b du turbocompresseur à haute pression 1 par l'intermédiaire de la tubulure de suralimentation à basse pression 14.

La tubulure d'échappement à haute pression 5 communique avec la tubulure d'échappement à basse pression 13 par l'intermédiaire de la dérivation d'échappement à haute pression 15 qui possède un volet de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17 actionné en rotation par le levier 16. La tubulure d'échappement à basse pression 13 communique avec la sortie 10b de la turbine à basse pression par l'intermédiaire de la dérivation d'échappement à basse pression 18 qui est pourvue d'un volet de régulation des gaz d'échappement à basse pression 20 actionné en rotation par le levier 19. La tubulure de suralimentation à basse pression 14 communique avec la tubulure de suralimentation à haute pression 7 par l'intermédiaire de la dérivation de suralimentation 21 qui est pourvue du volet de retenue 22 pivotant autour de l'axe 23. Le volet de retenue 22 autorise le passage de la tubulure de suralimentation haute pression 7 et s'oppose au passage en sens inverse.

Le levier 16 qui actionne le volet de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17 est relié par son autre extrémité à la partie centrale du levier intermédiaire 24 au moyen de l'axe 35. Les tiges de piston 28 et 29 des actionneurs 26 et 27 sont reliés respectivement par les axes 28a et 29a aux extrémités correspondantes du levier intermédiaire 24. Les pistons 32 et 33 des actionneurs 26 et 27 sont reliés aux tiges de piston 28 et 29 et logés à l'intérieur de leurs cylindres respectifs 30 et 31. La partie supérieure du cylindre 30 communique avec le collecteur d'admission 8 du moteur E par l'intermédiaire du tuyau 34 et

la partie supérieure du cylindre 31 communique avec la tubulure d'échappement à haute pression 5 du moteur E par l'intermédiaire du tuyau 35. Des ressorts 36 et 37 sont placés respectivement entre la face inférieure des pistons 32 et 33 et les fonds inférieurs des cylindres 30 et 31.

Le levier 19 qui actionne le volet de régulation des gaz d'échappement à basse pression 20 est relié par son autre extrémité à la tige de piston 39 de l'actionneur 38 au moyen d'un axe. Le piston 41 de l'actionneur 38 est relié à la tige de piston 39 et logé à l'intérieur du cylindre 40, comme pour les actionneurs 26 et 27, et il est repoussé vers le haut par un ressort 42. La partie supérieure du cylindre 40 communique avec la tubulure de suralimentation à basse pression 14 par l'intermédiaire du tuyau 43.

Le volet de régulation des gaz d'échappement à basse pression 20, et donc l'actionneur 38, ne sont pas indispensables pour un moteur diesel, pour la raison que sur un moteur diesel à turbocompresseur la pression à l'intérieur du cylindre est habituellement maintenue entre des valeurs acceptables par limitation du débit horaire de combustible.

Le fonctionnement du mode de réalisation ci-dessus va maintenant être décrit. Dans l'ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention, la suralimentation à 700t/min (à titre d'exemple) est fournie par le turbocompresseur à haute pression 1 et par le turbocompresseur à basse pression 9 installé en série et à l'aval du turbocompresseur à haute pression 1. La pression de suralimentation du moteur sous pleine charge se trouve au point a sur la courbe de pression de suralimentation a-b représentée en trait plein sur la figure 2. A ce moment, la pression de suralimentation produite uniquement par le turbocompresseur à basse pression 9 se trouve sur le point c du trait plein c-d de la même figure.

La pression de suralimentation au point a est la pression de suralimentation maximale pouvant être acceptée par le moteur. Lorsque la pression de suralimentation dépasse le point a, la pression à l'intérieur du cylindre dépasse la limite et, pour le cas d'un moteur à essence, provoque des cognements.

Si la vitesse augmente et dépasse les 700 t/min, la pression de suralimentation dépasse la pression de suralimentation maximale pouvant être acceptée par le moteur et s'élève comme représenté par le trait plein a-b
5 conformément aux caractéristiques du turbocompresseur.

A ce moment, dans l'ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention, la pression à l'intérieur de la tubulure de suralimentation à haute pression 7 dépasse la pression de suralimentation maximale acceptable, de sorte que la pression à l'intérieur du cylindre
10 30 de l'actionneur 26 s'élève, la tige de piston 28 est poussée vers le bas par le piston 32 en comprimant le ressort 36 et fait pivoter le levier intermédiaire 24 autour de l'axe 29a dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Ce
15 mouvement fait pivoter le levier 16 autour de l'axe 25 dans le sens des aiguilles d'une montre et ouvre le volet de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17 permettant ainsi aux gaz d'échappement qui circulent dans la
20 tubulure d'échappement à haute pression 5 de s'écouler par la dérivation d'échappement à haute pression 15, comme représenté par les traits interrompus. Ainsi, la pression à l'intérieur de la tubulure de suralimentation à haute pression 7 est limitée pour ne pas dépasser le trait plein a-e de la figure 2. A ce moment, la pression et le débit à l'intérieur de la
25 tubulure d'échappement à basse pression 13 s'élèvent et actionnent le turbocompresseur à basse pression 9 qui produit ainsi la pression de suralimentation représentée par le trait plein c-e de la figure 2.

A mesure que la vitesse du moteur continue
30 d'augmenter, la pression à l'intérieur de la tubulure d'échappement à haute pression 5 s'élève conformément aux caractéristiques du turbo- compresseur, la pression à l'intérieur du cylindre 31 de l'actionneur 27 qui communique avec la tubulure d'échappement à haute pression 5 par
35 l'intermédiaire du tuyau 35 s'élève, pousse le piston 33 vers le bas en comprimant le ressort 37 et la tige de piston 29 descend et fait pivoter le levier intermédiaire 24 autour de l'axe 28a dans le sens des aiguilles d'une montre. Ce mouvement fait pivoter un peu plus le levier 16 dans le sens

des aiguilles d'une montre pour augmenter la surface d'ouverture du volet de régulation 17 qui règle ainsi la pression de suralimentation à l'intérieur de la tubulure de suralimen- tation à haute pression 11 de manière à ne pas dépasser le trait a-e-g de la figure 2 qui représente la limite acceptée par le moteur.

Sur la figure 2, lorsque le moteur atteint, par exemple, 2.000 t/min, la surface d'ouverture du volet de régulation 17 est à son maximum, la presque totalité des gaz d'échappement s'écoule par la dérivation d'échappement à haute pression 15 dans la tubulure d'échappement à basse pression 13 évitant ainsi le turbocompresseur à haute pression 1 tout en actionnant le turbocompresseur à basse pression 9 qui produit la pression de suralimentation représentée par le point e sur la figure 2. A ce moment, la presque totalité de la surpression envoyée dans la tubulure de suralimentation à basse pression 14 passe à travers la dérivation 21, ouvre le volet de retenue 22 et s'écoule dans la tubulure de suralimentation à haute pression 7.

Sur la figure 2, lorsque la vitesse du moteur dépasse 2.000 t/min (ou lorsque, dans un moteur à essence, une pression de suralimentation excessive provoque des cognements), la pression de suralimentation dépasse la limite acceptée par le moteur, comme représenté par e-f sur la figure 2. En conséquence, la pression à l'intérieur de la tubulure de suralimentation à basse pression 14 pousse vers le bas, par l'intermédiaire du tuyau 43, le piston 41 à l'intérieur du cylindre 40 de l'actionneur 38 en comprimant le ressort 42 et la tige de piston 39 fait pivoter dans le sens des aiguilles d'une montre le levier 19 qui ouvre le volet de régulation des gaz d'échappement à basse pression 20 dont la constitution est identique aux volets de décharge classiques. Ceci maintient en e-g la pression de suralimentation maximale acceptée par le moteur.

La quantité d'air requise par le moteur sous charge partielle, 1/3 de charge à 6.000 t/min par exemple, décroît comme l'indique le trait plein e-h de la figure 2. Pour une charge ou un couple situé au-dessous du trait plein e-h, les actionneurs 26 et 27 n'ouvrent pas complètement le volet de

régulation des gaz d'échappement à haute pression 17 et les gaz d'échappement actionnent la turbine du turbocompresseur à haute pression 1 tout en passant dans le turbocompresseur à basse pression 9.

5 A ce moment, le turbocompresseur à haute pression 1 est dans un état proche du fonctionnement à pleine puissance de sorte que si l'on désire obtenir une augmentation rapide de la charge ou du couple du moteur, on enfonce la pédale d'accélérateur pour ouvrir le papillon des gaz et, par là, 10 augmenter la quantité d'air admis. L'alimentation en essence est alors augmentée et, par suite, la pression des gaz d'échappement s'élève. L'actionneur 27, qui communique avec le collecteur d'échappement 6 par l'intermédiaire du tuyau 35, est alors mis en mouvement et ouvre le volet de régulation des 15 gaz d'échappement à haute pression 17, par l'intermédiaire du levier 16, de sorte que les deux turbocompresseurs à haute pression et à basse pression 19 sont immédiatement accélérés avec un retard qui compense rapidement les variations de charge du moteur.

20 L'exemple de la figure 3 utilise l'agencement qui suit en remplacement de l'actionneur 27 qui agit sur le volet de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17.

 Une dérivation secondaire d'échappement à haute pression 15' qui est placée en parallèle avec la dérivation 25 d'échappement à haute pression 15 fait communiquer la tubulure d'échappement à haute pression 5 avec la tubulure d'échappement à basse pression 13. Un volet secondaire de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17' placé dans la dérivation 15' est actionnée par le levier 16' dont 30 l'autre extrémité est reliée par l'intermédiaire de la bielle 44 à un régulateur (non représenté) entraîné par le moteur E pour fonctionner ainsi à la vitesse e du moteur qui met en mouvement l'actionneur 27.

35 Ainsi, lorsque l'actionneur 26 fonctionne, le moteur E ayant atteint la vitesse de fonctionnement du régulateur, la bielle 44 de la figure 3 est tirée vers la gauche sous l'action du régulateur et ouvre le volet secondaire de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17' par l'intermédiaire du levier 16' de sorte que la presque totalité

des gaz d'échappement se trouvant dans la tubulure d'échappement à haute pression 5 passe dans la dérivation d'échappement à haute pression 15 et dans la dérivation secondaire d'échappement à haute pression 15' en évitant ainsi
5 le turbocompresseur à haute pression 1 et en actionnant simultanément le turbocompresseur à basse pression 9 comme dans le mode de réalisation précédent.

L'exemple de la figure 4 est une modification du moyen de commande de l'actionneur qui agit sur le volet de
10 régulation des gaz d'échappement à haute pression 17. Dans l'actionneur 45 qui agit sur le levier 16 du volet de régulation 17, la tige 49 du piston 48 poussé vers le haut par le ressort 47 à l'intérieur du cylindre 46 est reliée à l'une des extrémités du levier 16. Le cylindre 46 est pourvu de
15 prises de pression 50 et 51 situées respectivement à sa partie inférieure et à sa partie supérieure.

Un tube de Venturi 52 est placé à l'entrée 12b du compresseur 12 du turbocompresseur à basse pression 9. Les prises de pression 54 et 55 placées respectivement sur
20 l'étranglement 53 et immédiatement avant l'étranglement 53, communiquent avec les prises de pression 51 et 50 de l'actionneur 45 par l'intermédiaire des tuyaux 56 et 47 respectivement.

Ainsi, la pression engendrée par le passage de l'air
25 dans le Venturi 52 est prélevée par les prises de pression 54 et 55 et transmise par l'intermédiaire des tuyaux 56 et 57 et les orifices 51 et 50 aux volumes situés au-dessus et au-dessous du piston 48 de l'actionneur 45. La différence de pression entre les prises de pression 54 et 55 du Venturi 52
30 déplace la tige de piston 49 jusqu'à la position d'équilibre entre la différence de pression et la résistance du ressort 17 et règle ainsi l'ouverture du volet de régulation 17 par l'intermédiaire du levier 16.

De la sorte, conformément au mode de réalisation de
35 la figure 4, le volet de régulation des gaz d'échappement à haute pression 17 est réglée en continu pour correspondre aux conditions de fonctionnement du moteur à pleine vitesse, au-dessus de 700 t/min par exemple.

Une pression d'alimentation élevée est fournie au

moteur de l'invention pour une vitesse de moteur allant de la vitesse de ralenti à la vitesse intermédiaire à laquelle le moteur est le plus souvent utilisé et la pression de suralimentation fournie au moteur peut être réglée pour ne pas
5 dépasser la limite acceptée par le moteur.

L'agencement de l'ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention est simple et son excellente souplesse améliore le couple à bas régime et évite les cognements.

10 L'ensemble moteur à turbocompresseur de la figure 7 comprend : un moteur ; plusieurs turbocompresseurs montés en série avec le moteur et communiquant entre eux ; un volet de dérivation de l'échappement placé dans une tubulure de dérivation qui met en communication une tubulure d'échappement
15 et une tubulure d'échappement à basse pression ; un volet de retenue placé dans une dérivation de suralimentation mettant en communication une tubulure de suralimentation à basse pression et une tubulure d'alimentation ; un actionneur agissant en fonction des conditions de fonctionnement du
20 moteur sur l'ouverture du volet de dérivation de l'échappement ; et un volet rotatif installé dans la tubulure d'admission du moteur, ledit volet rotatif étant fermé, pendant le cycle d'aspiration, par l'ouverture et la fermeture du mécanisme de réglage agissant en fonction de la pression de
25 suralimentation. On remarquera qu'afin d'éviter que la suralimentation à haute pression provenant du turbocompresseur à haute pression, pour des charges de moteur moyenne ou élevée, ne dépasse la pression maximale acceptée par le
moteur, le moment d'ouverture du volet rotatif est avancé pour
30 réduire le taux de compression et raccourcir ainsi la durée du cycle d'aspiration.

A mesure que la vitesse du moteur s'élève et que la capacité de compression du turbocompresseur à haute pression est dépassée, le volet de dérivation de l'échappement s'ouvre
35 graduellement en fonction de l'augmentation de vitesse du moteur pour mettre en action le turbocompresseur à basse pression seul. Dans ce cas, le turbocompresseur à basse pression accélère sans délai, mais la pression de suralimentation chute momentanément. En conséquence, le moment

de fermeture du volet rotatif est retardé afin d'augmenter la longueur du cycle d'aspiration et éviter ainsi une réduction de la quantité d'air fournie au moteur et donc une baisse de couple.

5 La figure 7 représente un autre ensemble moteur à turbocompresseur conforme à la présente invention, possédant un volet rotatif d'admission d'air avec dispositif de réglage du moment d'ouverture et de fermeture. Le turbocompresseur à haute pression 30 comprend une turbine 31 acceptant un faible
10 débit de gaz d'échappement et un compresseur 33 entraîné par un arbre 32 délivrant un faible débit. L'entrée 31a de la turbine communique avec le collecteur d'échappement 35 du moteur E par l'intermédiaire de la tubulure d'échappement 34. La sortie 33a du compresseur communique avec le collecteur
15 d'admission 10 du moteur E par l'intermédiaire de la tubulure d'admission 36.

Les turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 comprennent les turbines 41 et 81 acceptant un important débit de gaz d'échappement et les compresseurs 43 et 83 délivrant un
20 débit important, entraînés en rotation respectivement par les arbres 42 et 82. L'entrée 41a de la turbine communique avec la sortie 31b du turbocompresseur à haute pression 30 par l'intermédiaire de la tubulure d'échappement à basse pression 61 et la sortie 43a du compresseur communique avec l'entrée
25 33b du turbocompresseur à haute pression 30 par l'intermédiaire de la tubulure d'alimentation à basse pression 38. La tubulure d'échappement à basse pression 81b fait communiquer la sortie de turbine 41b du turbocompresseur 40 avec l'entrée 81a de la turbine du turbocompresseur 80, tandis
30 que la tubulure à basse pression 83b fait communiquer la sortie 43a du turbo- compresseur 40 avec l'entrée 45 du turbocompresseur 80.

La dérivation d'échappement 37 fait communiquer la tubulure d'échappement 34 avec la tubulure d'échappement à
35 basse pression 61. La dérivation 37 est pourvue d'un volet de dérivation d'échappement 39 actionné par le levier 44. La dérivation d'alimentation 60 fait communiquer la tubulure de suralimentation 36 avec la tubulure de suralimentation à basse pression 38 qui fait communiquer la sortie 43a du

turbocompresseur à basse pression 40 avec l'entrée 33b du turbocompresseur à haute pression 30. La dérivation 60 est pourvue d'un volet de retenue 47 pivotant autour de l'axe 46. Le volet de retenue 47 autorise le passage de la tubulure 38 vers la tubulure 36 et empêche le passage en sens inverse.

Le volet de dérivation d'échappement 39 est relié à un actionneur ou régulateur 53 par l'intermédiaire du levier 44 et de la bielle 48 reliée au levier 49. Le régulateur 53 est entraîné en rotation par la roue dentée 52 par l'intermédiaire de l'arbre 50 entraîné par le moteur E, de la roue dentée 51 et de la roue dentée 20. Lorsque le moteur E atteint une vitesse de rotation déterminée, le régulateur 53 fait pivoter dans le sens inverse des aiguilles d'une montre son levier 49 qui pousse la bielle 48 vers la droite de la figure 7 et le levier 44 pivote dans le sens inverse des aiguilles d'une montre ouvrant ainsi le volet de dérivation d'échappement 39.

Une des extrémités du cylindre pneumatique 58 est reliée à la tubulure 36 par l'intermédiaire du tuyau 55 de sorte que la pression pneumatique écrase le ressort 58 par l'intermédiaire du piston 57 fixé à l'une des extrémités de la tige 56 qui passe à travers l'autre extrémité du cylindre pneumatique 54. La tige 56 est reliée à l'autre extrémité du levier de régulation 26 par l'axe 58.

La figure 8 représente un autre mode de réalisation de la présente invention. Le levier 49, actionné par le régulateur 53, supporte le levier auxiliaire 62 articulé autour de l'axe 62' à l'une des extrémités du levier 49. La bielle 63 est reliée à l'autre extrémité du levier auxiliaire 62 et se déplace, par exemple, en même temps qu'un régulateur de charge du moteur (non représenté) tel que la pédale d'accélérateur d'un véhicule. La bielle 48 est également reliée à la partie centrale du levier auxiliaire 62. Si le levier 49 est entraîné en rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre par le régulateur 53 au moment où le moteur E atteint la vitesse de rotation déterminée, le levier auxiliaire 62 pivote dans le sens des aiguilles d'une montre autour de son point d'articulation avec la bielle 63 et pousse la bielle 68 vers la droite faisant ainsi pivoter

le levier 44 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre et ouvrir le volet de dérivation 39. Ainsi, à mesure que la charge augmente, la biellette 63 se déplace de plus en plus vers la droite et fait pivoter le levier auxiliaire 62 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre de sorte que la
5 biellette 48 est poussée vers la droite de la figure 7, à vitesse relativement lente pour une charge élevée et à vitesse relativement rapide pour une charge faible, et fait pivoter le levier 44 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre pour
10 ouvrir les vannes 39.

La figure 9 représente un autre mode de réalisation de la présente invention dans lequel le volet de dérivation d'échappement 39 est ouvert par la pression de suralimentation délivrée par les turbocompresseurs à haute pression et basse
15 pression 30 et 40, 80. Un piston 64 logé dans un cylindre pneumatique 66 est poussé vers la gauche de la figure 9 par le ressort 65, le cylindre 66 communiquant avec la tubulure de suralimentation 36 par l'intermédiaire du tuyau 67. La tige 68 qui possède une lumière allongée 69 est reliée à l'autre
20 extrémité du piston 64 à partir du tuyau 67. La biellette 48 est reliée par l'une de ses extrémités à la lumière allongée 69 et reliée par son autre extrémité au levier 44 du volet de dérivation 39. Dans le cas du mode de réalisation de la figure 9, les éléments tels que roue dentée 52, régulateur 53 et
25 levier 49 représentés sur la figure 8 ne sont pas nécessaires. Dans l'agencement ci-dessus, le levier 44 entraîné en rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre par le déplacement vers la droite du piston 64 ouvre le volet de dérivation de l'échappement 39.

30 Comme représenté sur la figure 10, un turbocompresseur selon l'invention comprend fondamentalement un moteur à quatre temps comportant un cylindre 1 dans lequel est monté glissant un piston muni d'une biellette 3 qui entraîne en rotation un vilebrequin (non représenté). Des
35 soupapes d'admission 7 et d'échappement 8 sont disposées dans des conduits d'admission 5 et d'échappement 6 ménagés dans la culasse 4, et sont ouvertes et fermées de manière synchrone avec le vilebrequin du moteur à l'aide d'un dispositif d'actionnement de soupape bien connu. Le système d'admission

comporte une tubulure d'admission 9 en communication avec le conduit d'admission 5 et un collecteur d'admission 10 relié à une extrémité de la tubulure 9. Une vanne papillon 11 est disposée dans la tubulure d'admission 9 et constitue une vanne
5 commandée par un mécanisme de transmission à pignon par l'intermédiaire du vilebrequin du moteur.

Les figures 11 et 12 représentent un dispositif de réglage d'ouverture et de fermeture comportant un mécanisme d'entraînement pour la vanne papillon 11 qui est portée par un
10 arbre moteur 13 solidaire de la vanne 11 par une goupille 12, à l'intérieur d'un corps de vanne 9a formé dans la partie médiane de la tubulure d'admission 9. L'arbre d'entraînement 13 est monté sur plusieurs paliers 16, 18 et 19 par l'intermédiaire d'une paire de manchons 14 et 15 agencés de
15 manière à supporter la vanne papillon 11 de chaque côté et d'un unique manchon 16 à l'intérieur du corps de vanne 9a. L'arbre 13 comporte à son extrémité de gauche des cannelures hélicoïdales 13a.

Un pignon de réglage de la distribution 20 en prise avec le vilebrequin (non représenté) par l'intermédiaire d'un mécanisme à pignon est solidaire d'un arbre rotatif 21 porté
20 par des paliers 22 et 23 eux-mêmes portés par un support 24 fixé au moteur. L'arbre 21 comporte à son extrémité de droite des cannelures hélicoïdales 21a accouplées aux cannelures 13a par l'intermédiaire d'un coupleur réglable comportant des
25 saillies internes 25a et 25b en prise avec les cannelures 13a et 21a.

Un levier de réglage 26 est supporté par un arbre 27 et engagé à une extrémité dans une gorge annulaire 25c du coupleur 25. Ainsi, par exemple, dans la figure 10, si le coupleur 25 est déplacé vers la gauche par le levier de
30 réglage 26, l'arbre d'entraînement 13 est déplacé angulairement dans un sens prédéterminé par rapport à l'arbre rotatif 21, alors que si le coupleur 22 est déplacé vers la droite, l'arbre 13 peut être déplacé angulairement en sens
35 inverse. Par suite, grâce au mouvement axial du coupleur 25, le réglage rotatif de l'arbre d'entraînement 13 est modifié de façon à régler l'ouverture et la fermeture de la vanne papillon 11.

Comme représenté sur la figure 10, la vanne papillon 11 est positionnée de façon à être ouverte et fermée à intervalles de 90° environ et entraînée à la moitié de la vitesse de rotation du vilebrequin par le pignon de distribution 20.

L'intervalle d'admission du moteur est d'environ 180° de la rotation du vilebrequin et, par suite, la vanne papillon 11 a un intervalle d'ouverture s'étendant sur environ 180° de rotation du vilebrequin.

Le fonctionnement du mode de réalisation va maintenant être décrit. Dans le présent ensemble moteur à turbocompresseur, la suralimentation en air pour une vitesse faible, 500 t/min environ par exemple, est produite par le turbocompresseur à haute pression 30 et les turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 placés en série à l'amont du turbocompresseur 30 et cette pression de suralimentation pour une pleine charge du moteur se situe au point a sur la courbe de pression a-c représentée en trait discontinu sur la figure 15. La pression de suralimentation produite par les turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 se trouve à ce moment au point j sur la ligne discontinue j-k-f-g dans la même figure. Dans ce cas, la pression de suralimentation au point a ne dépasse pas la pression maximale P_a acceptée par le moteur même dans un cycle normal comme représenté sur la figure 13B. La pression de suralimentation à l'intérieur de la tubulure d'admission 36 est faible, la pression dans la chambre 54' du cylindre pneumatique 54 est, elle aussi, basse et, la force du ressort 58 qui pousse le piston 57 vers la droite est plus grande que la pression dans la chambre 54' qui tend à pousser le piston 57 vers la gauche, de sorte que le coupleur réglable 25 du dispositif de réglage du moment d'ouverture et de fermeture occupe une position située à gauche d'un point de référence comme représenté sur la figure 13A, le moment d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission 7 pendant le cycle d'aspiration est réglé pour être le même que celui de la vanne papillon 11, de sorte que, comme représenté sur la figure 13B, la courbe p-v est assez semblable à celle d'un moteur classique et que le couple est au point b de la courbe de couple (trait plein b-e-h) de la

figure 15.

La pression de suralimentation fournie par l'association des turbocompresseurs à haute pression et à basse pression 30 et 40 sous pleine charge progresse le long de la courbe de pression de suralimentation a-c de la figure 15 à mesure qu'augmente la vitesse du moteur. Comme indiqué par les lignes discontinues de la figure 14B, la pression la plus élevée dépasse la pression P_a acceptée par le moteur lorsque le moteur fonctionne selon un cycle régulier à la pression de suralimentation du point C qui représente une vitesse du moteur de 1.500 t/min. Autrement dit, lorsque la pression de suralimentation s'élève de P_{b1} sur la figure 13B à P_{b2} sur la figure 14B, la compression s'élève de P_{c1} à P_{c2} comme représenté par les lignes discontinues de la figure 14B dans le cas d'un moteur classique, de sorte que la pression la plus élevée dépasse la pression combinée maximale acceptée par le moteur tant que cette condition est maintenue.

Cependant, le moment d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission 7 est constant alors que la pression dans le cylindre 54 s'élève avec l'élévation de pression dans la tubulure de suralimentation 37, de sorte que le piston 57 se déplace vers la gauche en comprimant le ressort 58 pour faire pivoter le levier de réglage 26 dans le sens des aiguilles d'une montre autour de l'axe 27. Ceci déplace vers la droite le coupleur réglable 25 qui avance le moment de fermeture de la vanne papillon 11 jusqu'au point C de la figure 14A pendant le cycle d'admission. La pression d'admission s'élève alors adiabatiquement à partir du point D pendant le cycle d'admission et diminue jusqu'à la valeur du point E au point mort bas et ainsi la température baisse également. Puis, le cycle de compression commence au point E et, par suite de la compression adiabatique, la pression et la température redeviennent égales à celles du cycle d'admission au point D et la pression P_{c1} au point mort haut du cycle de compression devient égale à celle de la figure 13B.

Ainsi, la pression de combustion peut être réglée pour ne pas dépasser la pression maximale P_a acceptée à l'intérieur du moteur.

Comme représenté sur la figure 16, le diagramme p-v

-18-

est à ce moment similaire à la ligne discontinue g-b pour une vitesse de moteur proche de 500 t/min pour laquelle la pression P2 correspond à ce point a de la figure 15. La portion de courbe comprise entre le point g et le point b de la figure 16 représente le cycle d'admission et la portion de courbe comprise entre le point b et le point c représente le cycle de compression. Ainsi est exécuté un cycle de Sabathe classique, représenté par le cycle d-e-f-b-g.

Lorsque la vitesse du moteur atteint 1.500 t/min, la pression de suralimentation produite par le turbocompresseur à haute pression 30 et les turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 s'élève jusqu'au point c de la figure 15. La pression correspondant à cette pression est représentée par P1 sur la figure 16 où le cycle d'admission commence au point h et la vanne papillon 11 se ferme au point a comme mentionné plus haut. En conséquence, l'air se trouvant dans le cylindre subit une dilatation adiabatique à partir du point a et descend jusqu'au point b soit P2 au point mort bas du cycle d'aspiration. Le cycle de compression commence au point b, la pression redevient égale à P1 au point a, le cycle de compression se termine au point c. Le cycle se termine en suivant le parcours d-e-f-i-h du même diagramme p-v que le cycle de Sabathe lorsque la pression de suralimentation est au point P2. L'aire du diagramme p-v pour une vitesse de moteur proche de 500 t/min est celle qui est délimitée en reliant dans l'ordre les points b, c, d, e, f et b du diagramme p-v, et est sensiblement égale à celle que l'on obtient en reliant les points a, c, d, e, f, i et a du diagramme p-v pour une vitesse de moteur proche de 1.500 t/min. Comme l'indiquent les points b et e de la courbe de couple de la figure 15, le couple d'un moteur tournant à une vitesse proche de 500 t/min est sensiblement égal à celui d'un moteur tournant à une vitesse de 1.500 t/min.

Lorsque la vitesse du moteur dépasse les 1.500 t/min, le levier 49 du régulateur 53 est entraîné en rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre et le levier 44, également entraîné en rotation dans le sens inverse des aiguilles d'un montre par la biellette 48, ouvre la vanne de dérivation d'échappement 39.

A ce moment, si le levier 49 est entraîné en rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre par le régulateur 53 dans la version de la figure 8, le levier auxiliaire 62 pivote dans le sens des aiguilles d'une montre
5 autour du point de liaison du levier 62 avec la bielle 63 et pousse vers la droite la bielle 48 qui fait pivoter le levier 44 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre pour ouvrir le volet de dérivation d'échappement 39. En conséquence, dans le cas d'une charge plus élevée, la
10 bielle 63 est poussée un peu plus loin vers la droite et fait pivoter le levier 62 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre de sorte que la bielle 48 ouvre le volet 39 à une vitesse relativement faible pour une forte charge et à une vitesse relativement élevée pour une faible charge.

15 Dans le mode de réalisation de la figure 9, une élévation de pression dans la tubulure de suralimentation 36 a pour effet de pousser le piston 64 du cylindre pneumatique 66 branché sur le tuyau 67 vers la droite de la figure 9 en comprimant le ressort 65 pour faire pivoter le levier 44 dans
20 le sens inverse des aiguilles d'une montre par l'intermédiaire de la bielle 48 reliée à l'extrémité de la tige 68 pourvue de la lumière allongée 69 et ouvrir ainsi la vanne de dérivation 39.

Ainsi, la quantité de gaz d'échappement passant dans
25 la turbine 31 du turbocompresseur à haute pression 30 diminue et les gaz d'échappement à haute pression passent directement dans la turbine 41 du turbocompresseur à basse pression 40 à partir du collecteur d'échappement 34. Par suite, la pression à l'intérieur de la tubulure de suralimentation à basse
30 pression produite par les turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 s'élève le long de la ligne discontinue k-f de la figure 15, tandis que la pression de suralimentation produite par le turbocompresseur à haute pression 30 diminue, de sorte que la pression à l'intérieur de la tubulure de
35 suralimentation 36 décroît le long de la ligne discontinue c-f de la même figure.

Lorsque la vitesse du moteur atteint 1.800 t/min, le volet de dérivation d'échappement 39 est complètement ouvert, tous les gaz d'échappement venant du collecteur d'échappement

34 passent uniquement dans les turbines 41 et 81 des turbocompresseurs à basse pression 40 et 80 et le turbocompresseur à haute pression 30 s'arrête. La pression de suralimentation produite par les turbocompresseurs à basse
5 pression 40 et 80 se trouve au point f où elle est égale à celle du point a de la figure 9. A ce moment, l'air de suralimentation passe de la tubulure de suralimentation à basse pression 38 dans la dérivation 60 où il ouvre le volet de retenue 47 et, de là, passe dans la tubulure de
10 suralimentation 36.

Lorsque, dans l'ensemble moteur à turbocompresseur de la présente invention, la pression de suralimentation décroît du point c au point f de la figure 15, c'est-à-dire de P1 à P2 de la figure 16, la pression diminue à l'intérieur de la
15 tubulure de suralimentation 36, de sorte que la pression à l'intérieur de la chambre 54' du cylindre pneumatique diminuant aussi, le piston 57 est repoussé vers la droite par le ressort 58, le levier 26 pivote dans le sens inverse des aiguilles d'une montre autour de l'axe 27, le coupleur
20 réglable 25 est poussé vers la gauche, de sorte que le moment de fermeture de la vanne papillon 11 est retardé, le cycle de compression commence au point b de la figure 16 pour éviter une diminution de la quantité d'air admis comme pour une vitesse de moteur de 500 t/min, ce qui a pour conséquence,
25 comme exposé plus haut, que la pression moyenne effectivement obtenue, c'est-à-dire le couple délivré, est maintenue à une valeur sensiblement égale à celle donnée par le point l de la figure 15 malgré le changement rapide de la pression de suralimentation.

30 Lorsque la vitesse du moteur dépasse les 1.800 t/min, la pression de suralimentation s'élève conformément à la courbe f-g de pression de suralimentation de la figure 15 selon les caractéristiques du turbocompresseur à basse pression 40 mais, comme exposé plus haut, le réglage du moment
35 d'ouverture de la vanne papillon 11 empêchant la pression de combustion de dépasser la pression maximale acceptée par le moteur, la courbe de couple devient l-h de la figure 15 par réglage de la quantité de carburant admise et on obtient ainsi la courbe de couple ininterrompue b-e-l-h souhaitée pour un

moteur de véhicule à couple constant malgré les variations de vitesse du moteur.

Le fonctionnement du mode de réalisation de la figure 7 sous pleine charge du moteur venant d'être exposé, on va décrire maintenant le fonctionnement du moteur sous charge réduite.

La pression de suralimentation fournie par les turbocompresseurs décroît à mesure que l'énergie des gaz d'échappement diminue, mais le débit des gaz d'échappement augmente en même temps que la vitesse du moteur s'élève. En conséquence, la pression de suralimentation au point a suit la ligne en trait mixte a-x de la figure 15. De même, la pression de suralimentation au point c suit la ligne en trait mixte c-y et la pression de suralimentation au point f suit la ligne en trait mixte f-z. En conséquence, la vitesse de moteur qui produit une pression de suralimentation correspondant au point c à partir duquel commence l'ouverture du volet de dérivation d'échappement 39 évolue le long de la ligne en mixte c-y, la vitesse de moteur qui produit une pression de suralimentation correspondant au point f où le volet de dérivation d'échappement 39 est complètement ouvert évolue le long de la ligne en trait mixte f-z conformément à la charge correspondante. En conséquence, sont évités, contrairement à ce qui se passe dans un ensemble classique, l'ouverture rapide du volet de dérivation d'échappement 39 et le retard d'accélération du turbocompresseur à basse pression dû à cette ouverture rapide de la vanne de dérivation, la baisse de la pression de suralimentation due au retard d'accélération et la baisse momentanée du couple.

Dans le mode de réalisation de la figure 7, la tige 63 est déplacée vers la droite lorsque le régulateur de charge est sous pleine charge. Dans le mode de réalisation de la figure 8, sous l'effet du pivotement dans le sens inverse des aiguilles d'une montre du levier 49 pour une vitesse du moteur de 1.500 t/min, le volet de dérivation d'échappement 39 commence à s'ouvrir alors que, sous faible charge, la tige 63 se déplace vers la gauche pour faire pivoter le levier auxiliaire 62 dans le sens des aiguilles d'une montre autour de l'axe 62', de sorte que la biellette 48 est poussée vers la

gauche pour augmenter la vitesse du moteur qui ouvre le volet de dérivation d'échappement 39 par l'intermédiaire du régulateur 53.

5 Dans le mode de réalisation de la figure 9, l'opération est exécutée par la pression de suralimentation de sorte que, comme exposé ci-dessus, le volet de dérivation d'échappement 39 commence à s'ouvrir le long des lignes en traits mixtes c-y et f-z de la figure 15, comme décrit ci-dessus, et ouvre alors complètement la vanne 39.

10 Dans le moteur à turbocompresseur de la figure 7, la pression de compression dans le moteur peut être réglée de manière à être constante à l'intérieur d'une plage ne dépassant pas la pression maximale acceptée par le moteur, pour la totalité des utilisations du moteur. De plus, dans les
15 cas de faible charge, la quantité de carburant injectée à chaque cycle est réduite pour augmenter le taux d'excès d'air et améliorer ainsi le rendement thermique afin de se rapprocher du cycle d'air et donc améliorer le rendement thermique, sous charge faible ou moyenne, souhaité pour un
20 véhicule à moteur dans l'étendue de la plage d'utilisation du moteur.

: = : = : = : = : = : = : = : = : = : = : = : = :

30 5. Moteur à combustion interne suralimenté suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'un turbocompresseur à haute pression et au moins un turbocompresseur à basse pression sont entraînés en série par l'écoulement des gaz d'échappement venant du moteur et ledit
35 moyen d'arrêt comprend un volet destiné à détourner ledit écoulement de gaz d'échappement dudit turbocompresseur à haute

pression vers l'un au moins desdits turbocompresseurs à basse pression.

5 6. Moteur à combustion interne suralimenté suivant l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que ledit moyen d'arrêt est piloté par une tringlerie d'accélérateur permettant à l'utilisateur de faire varier la puissance de sortie du moteur.

10 7. Moteur à combustion interne suralimenté suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que ledit turbocompresseur est prévu pour être graduellement arrêté selon la pression de suralimentation ou le débit d'air introduit dans le moteur et selon des conditions de fonctionnement additionnelles du moteur.

15 8. Moteur à combustion interne suralimenté suivant la revendication 7, caractérisé en ce que lesdites conditions de fonctionnement additionnelles sont la pression de l'échappement du moteur et la vitesse du moteur.

20 9. Moteur à combustion interne suralimenté suivant les revendications 5 et 7 ou 8, caractérisé en ce que des moyens à volet indépendants sont placés dans des conduits de dérivation d'échappement distincts pour ouvrir graduellement lesdits conduits de dérivation et mettre ainsi à l'arrêt ledit turbocompresseur selon, respectivement, lesdites pression de
24 suralimentation ou débit d'air introduit et lesdites conditions de fonctionnement additionnelles du moteur.

Fig. 1

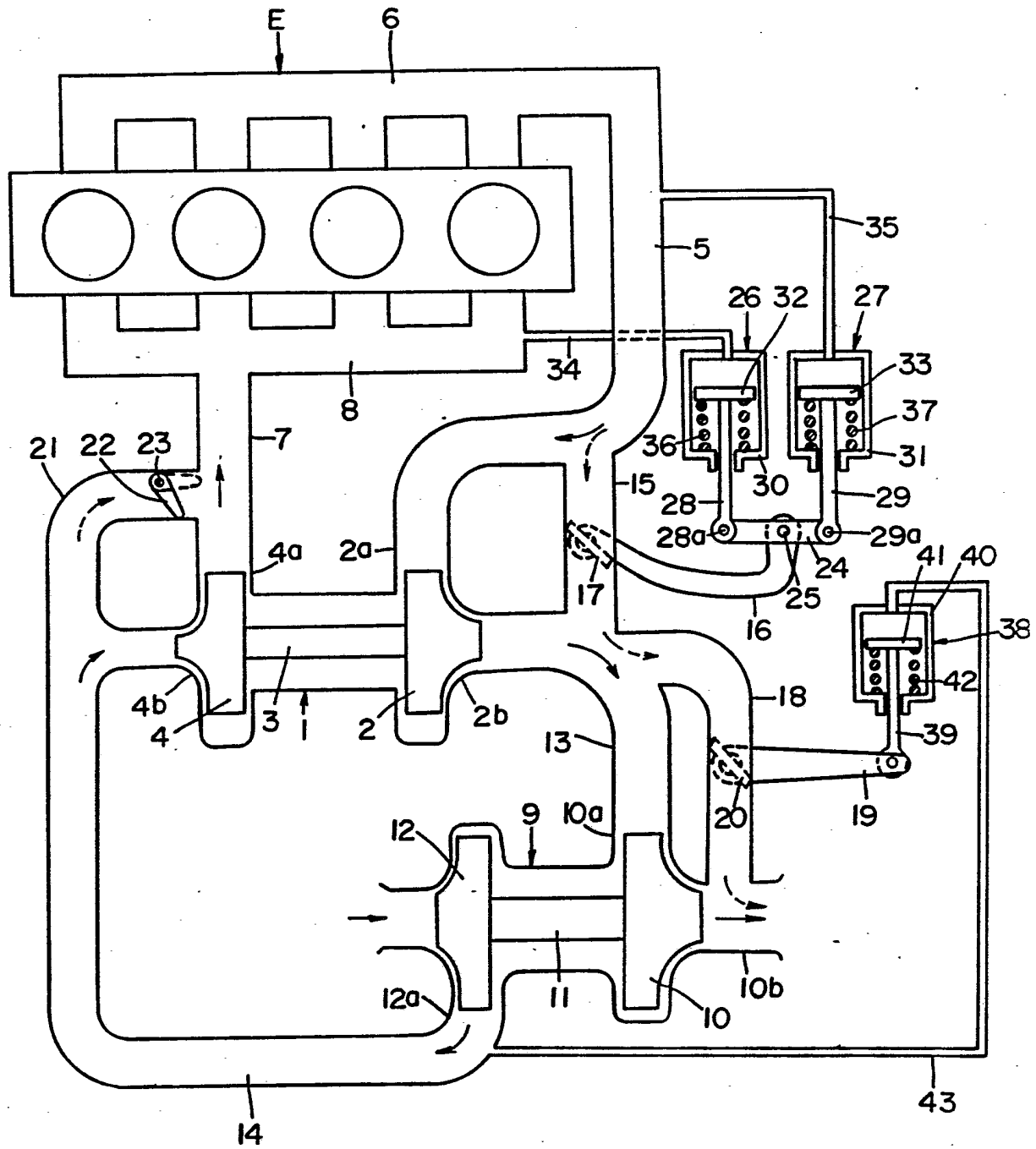


Fig. 2

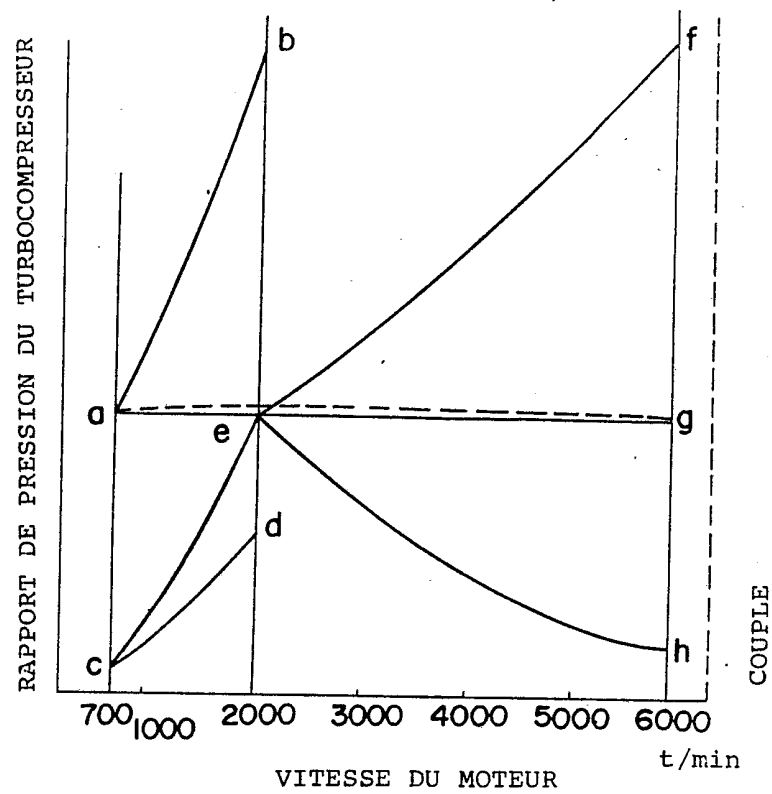


Fig. 3

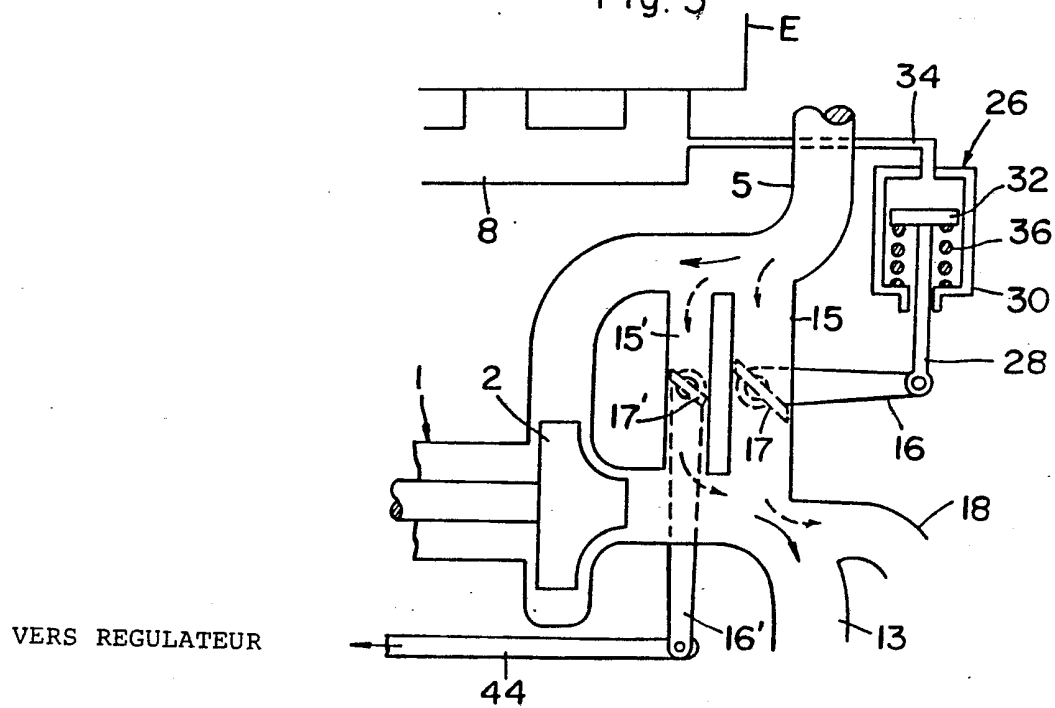


Fig.4

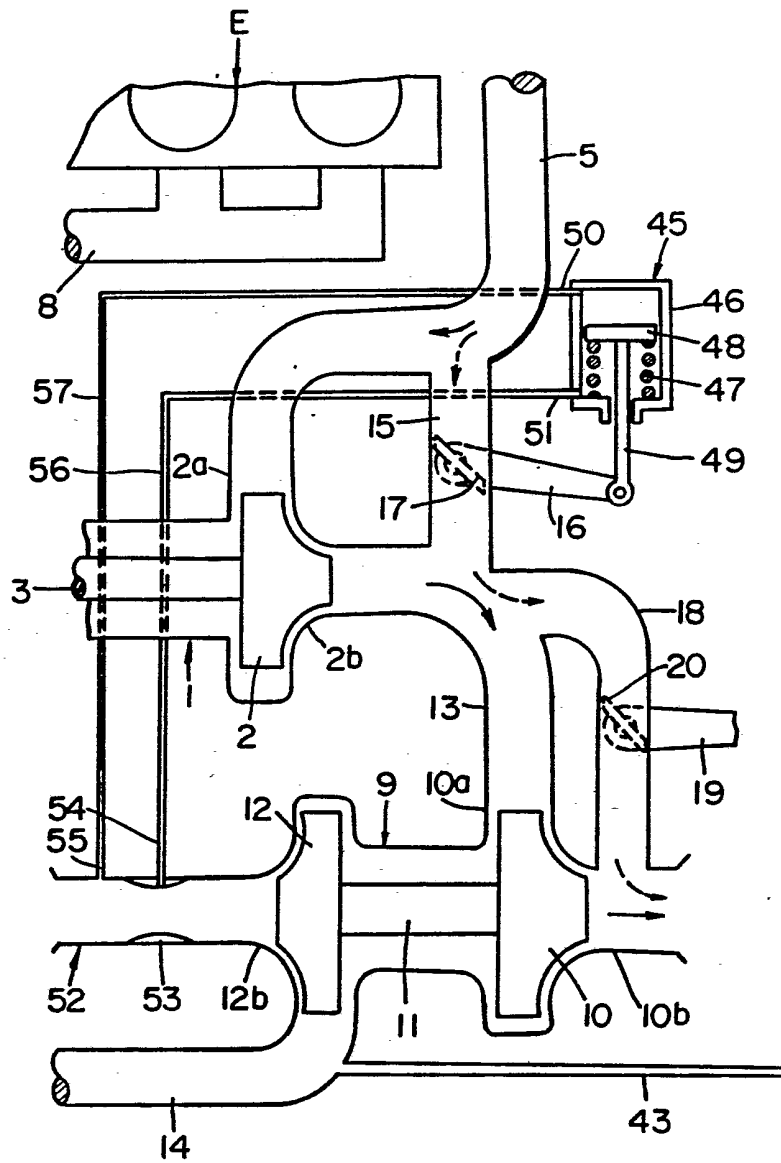


Fig. 5

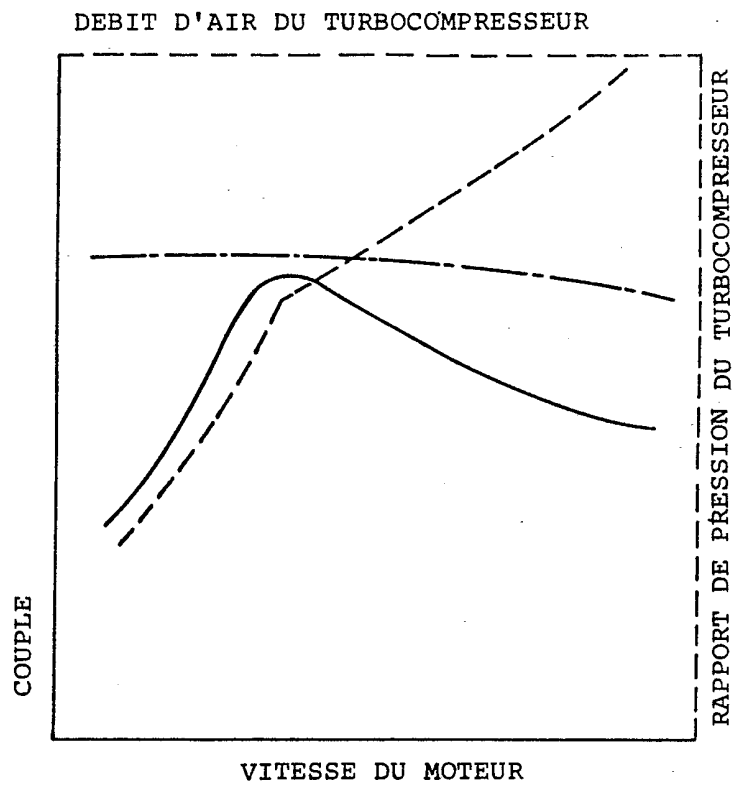


Fig. 6

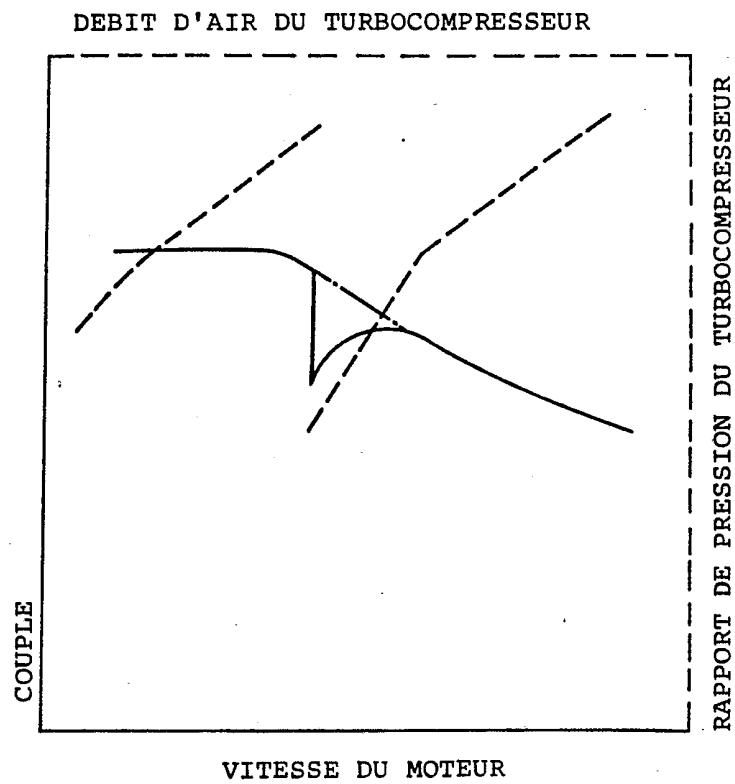


Fig. 7

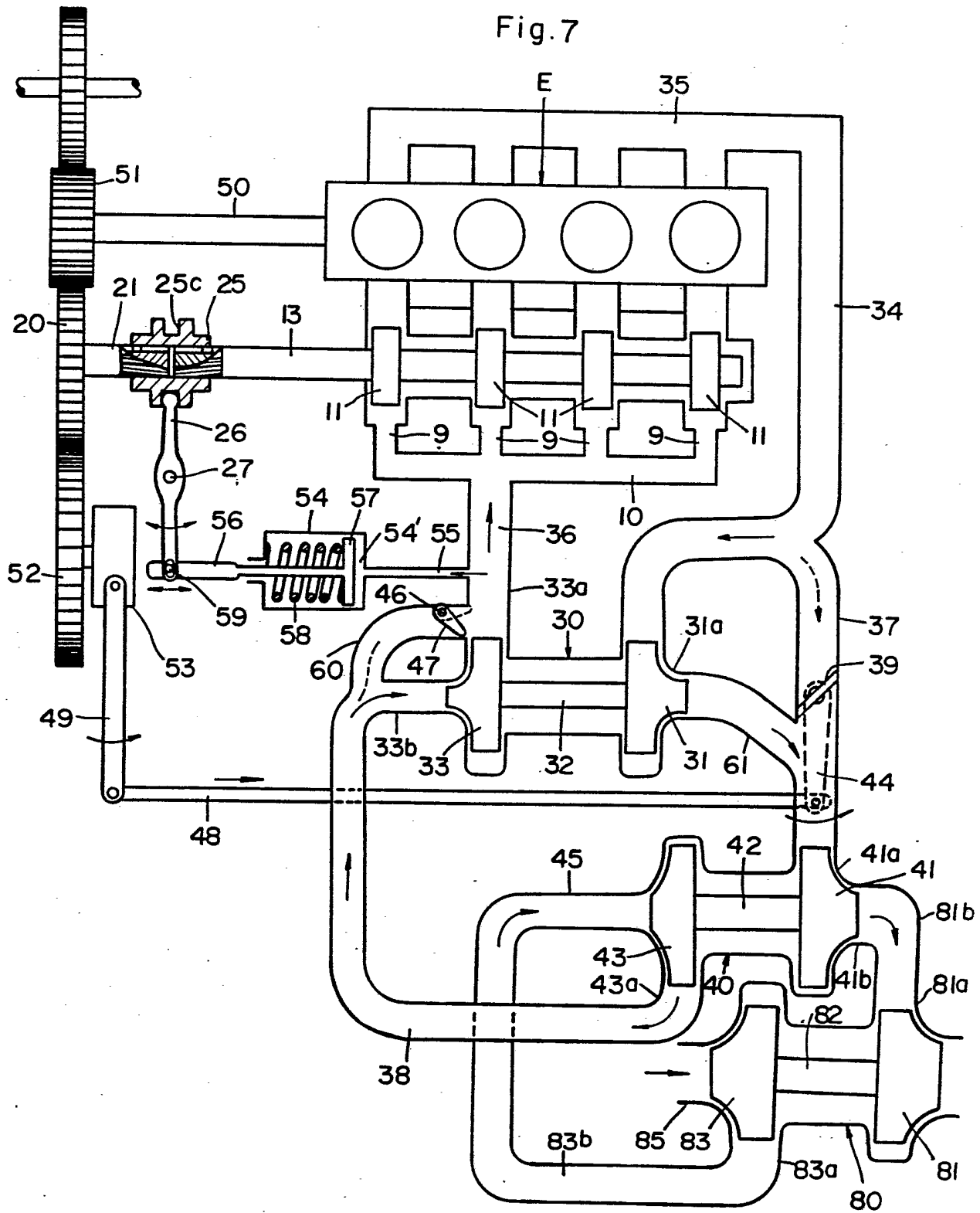


Fig. 8

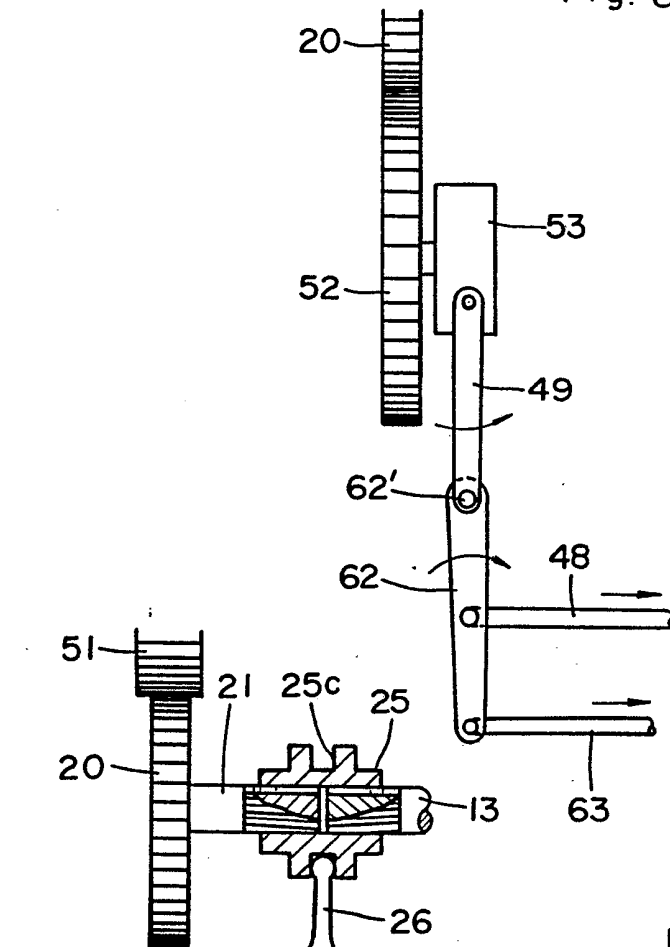


Fig. 9

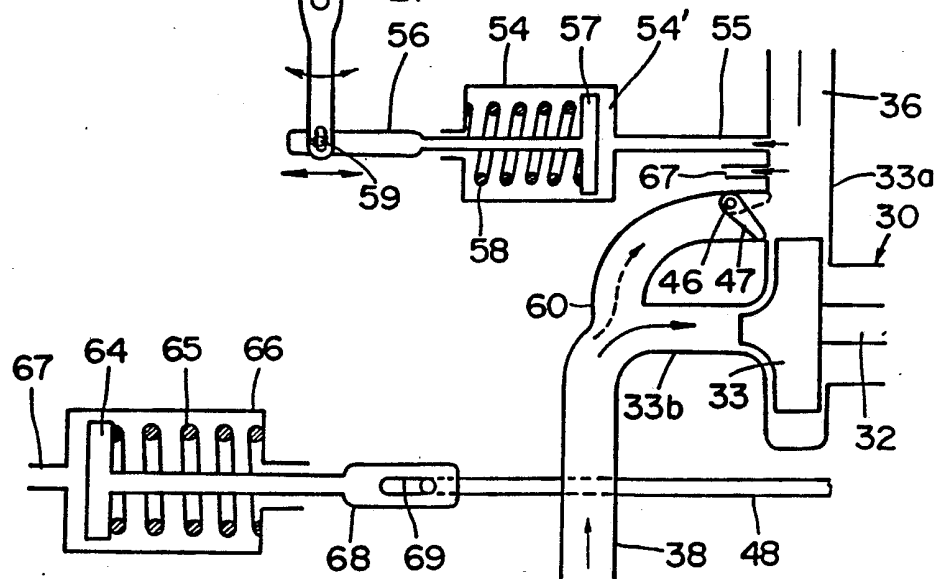


Fig. 10

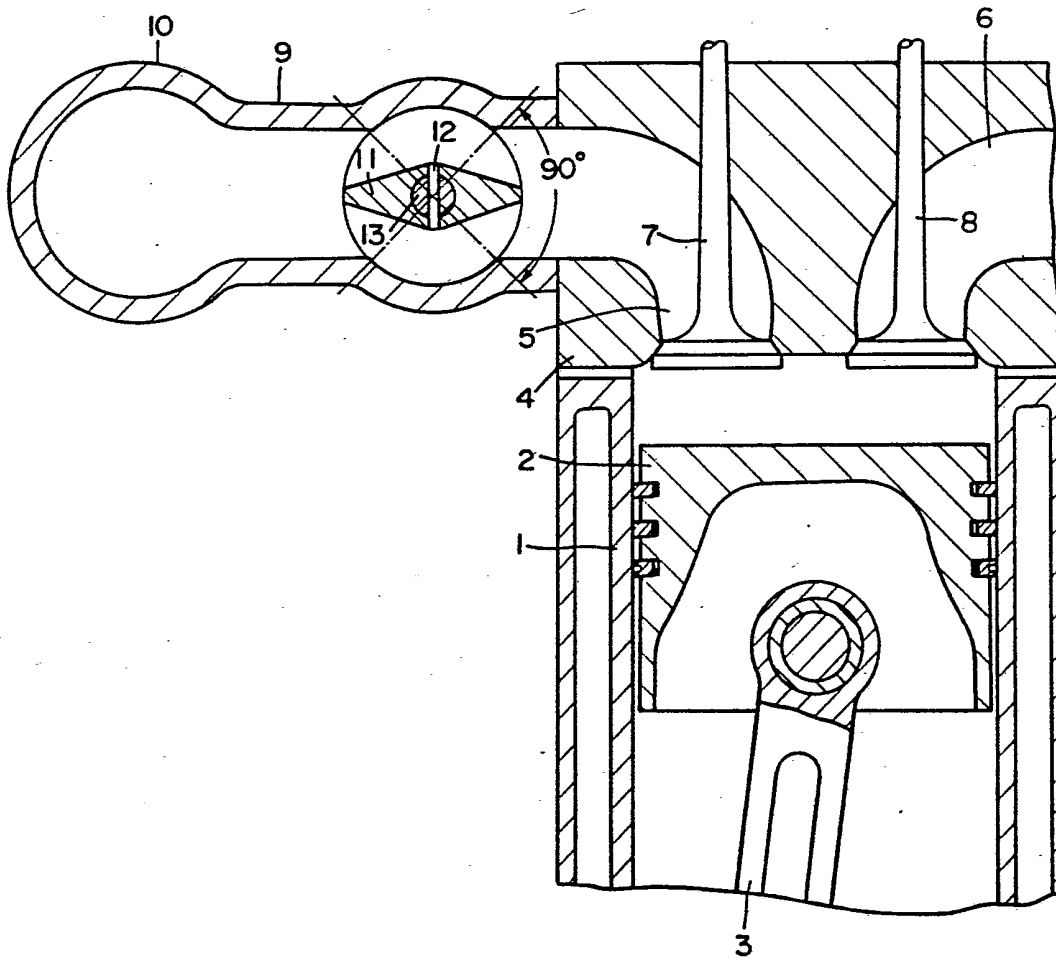


Fig. 11

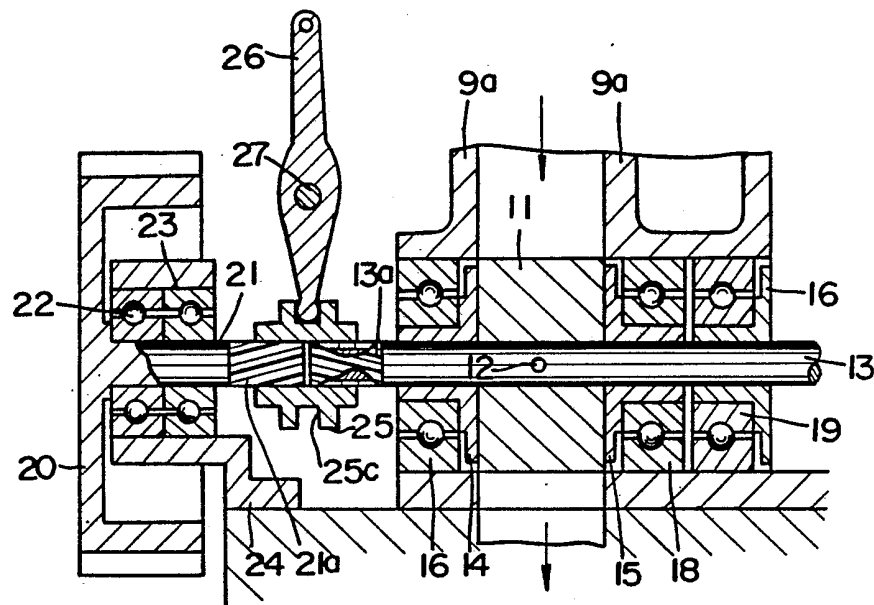


Fig. 12

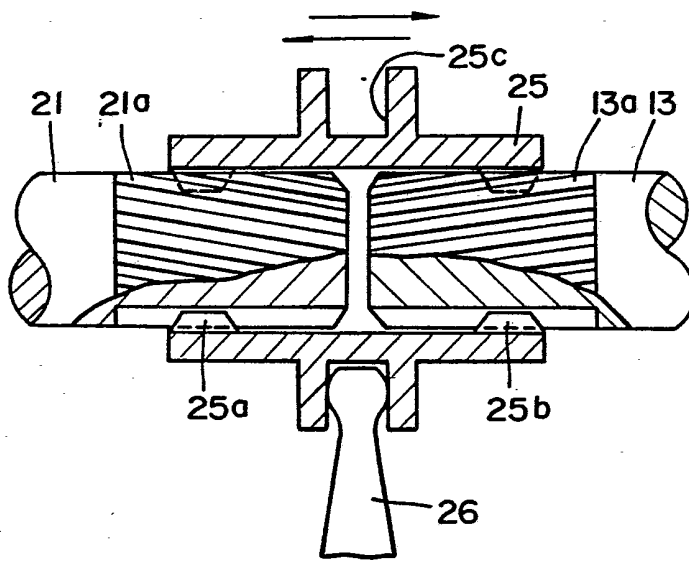


Fig. 13A

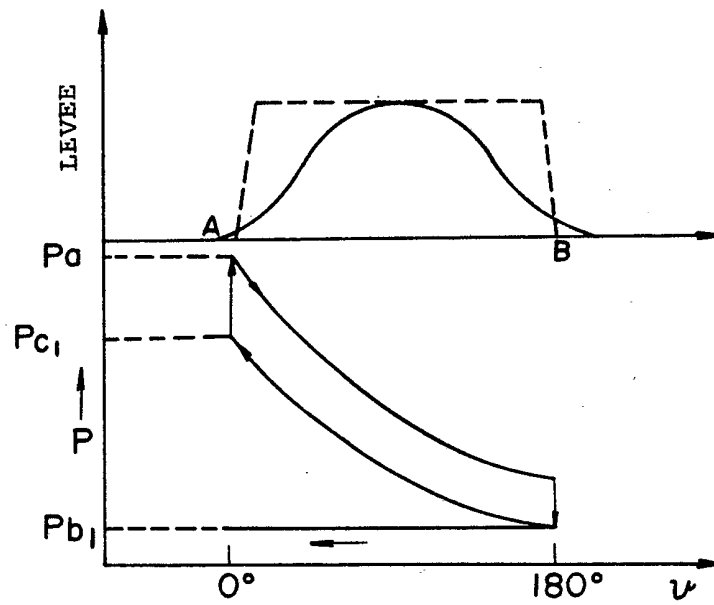


Fig. 13B

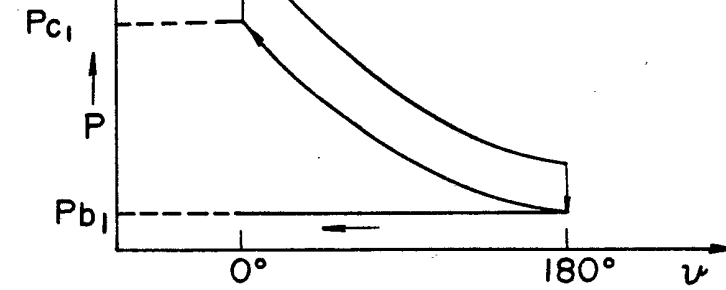


Fig. 14A

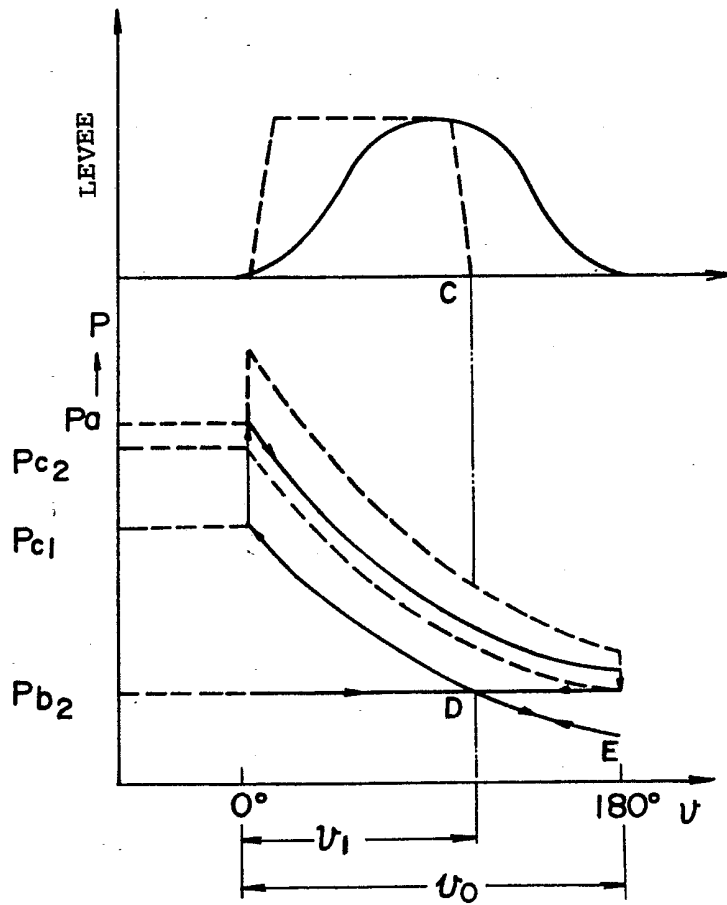


Fig. 14B

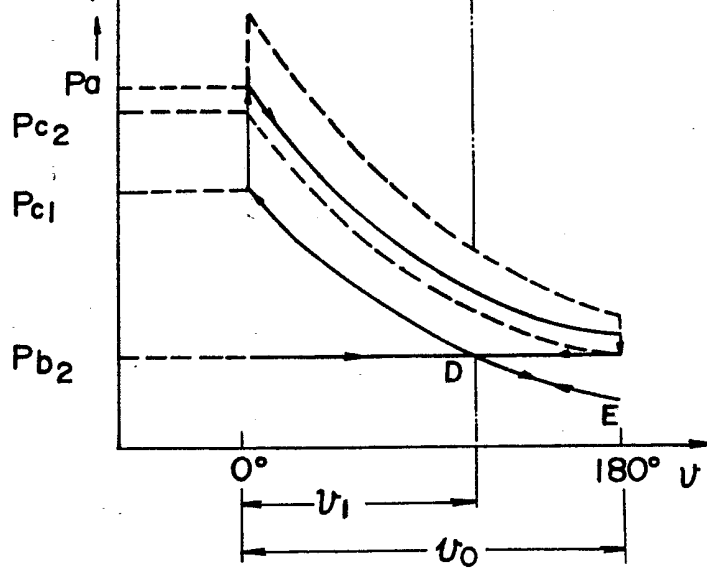


Fig.15

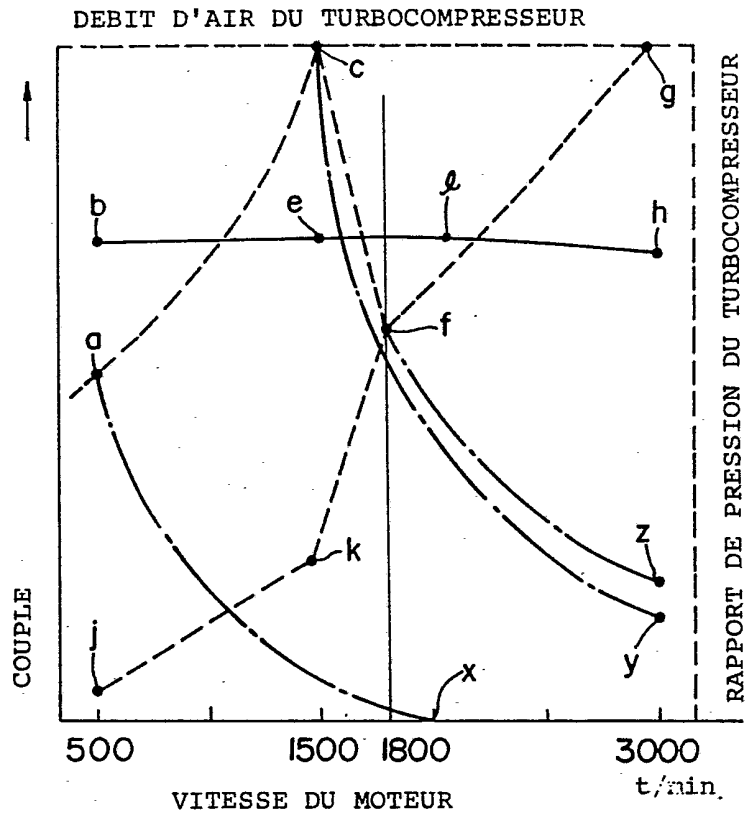


Fig.16

