

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication :

2 461 101

(A n'utiliser que pour les
commandes de reproduction).

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21) **N° 79 20065**

(54) Dispositif de régulation de l'air de suralimentation des moteurs Diesel.

(51) Classification internationale (Int. Cl.³). F 02 B 33/44, 29/04; F 02 D 23/00.

(22) Date de dépôt..... 6 juillet 1979.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée :

(41) Date de la mise à la disposition du
public de la demande B.O.P.I. — « Listes » n° 5 du 30-1-1981.

(71) Déposant : Société dite : SOCIETE ALSACIENNE DE CONSTRUCTIONS MECANIQUES DE
MULHOUSE, résidant en France.

(72) Invention de : Jean Ribeton.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : SA Fedit-Loriot,
38, av. Hoche, 75008 Paris.

La présente invention concerne les moteurs thermiques suralimentés par compresseur, notamment les moteurs Diesel, et elle vise plus particulièrement un dispositif de régulation de la température de l'air de suralimentation fourni au moteur par le compresseur.

5 On sait que, sur un moteur Diesel, il serait souhaitable que la température de l'air en fin de compression varie peu, quelles que soient les conditions de fonctionnement, afin d'obtenir des délais d'allumage convenables et une bonne combustion. C'est pourquoi, pour ne pas atteindre des températures excessives à 10 pleine charge, lorsque la température de l'air à la sortie du compresseur est élevée, il est usuel de monter un système échangeur de chaleur sur le circuit d'air de suralimentation, entre la sortie du compresseur et l'entrée d'air sur le moteur.

15 Un tel système échangeur comprend souvent deux échangeurs thermiques. Sur certains moteurs, ces deux échangeurs sont montés en parallèle. Sur d'autres moteurs, les deux échangeurs sont montés en série, le deuxième échangeur étant parcouru par un fluide caloporteur (par exemple de l'eau provenant d'une source extérieure, ou de l'air ambiant) plus froid que le fluide 20 caloporteur parcourant le premier échangeur. De façon connue, le premier échangeur peut utiliser comme fluide caloporteur l'eau de refroidissement du moteur.

25 La présente invention concerne plus précisément les systèmes de ce deuxième type, c'est-à-dire avec deux échangeurs en série, le premier échangeur étant un échangeur Haute Température, le deuxième échangeur étant un échangeur Basse Température.

Les systèmes connus de ce type évitent normalement d'alimenter le moteur, aux fortes charges, avec de l'air de suralimentation à température trop élevée.

30 Cependant, les fortes températures extérieures peuvent conduire à des surcharges thermiques, tandis que les basses températures extérieures peuvent conduire à des combustions incomplètes provoquant des encrassements sur les moteurs à rapport volumétriques normal, ou des impossibilités de fonctionnement dans 35 le cas des moteurs à rapport volumétrique réduit.

Il a été proposé, pour réguler la température de l'air, de contrôler le débit ou la température des fluides caloporteurs dans les deux échangeurs, de façon que le système puisse fonctionner en refroidisseur ou en réchauffeur d'air, suivant la charge, 5 mais ceci entraîne une mauvaise utilisation des échangeurs, une complication des installations, et, par conséquent, une moins grande sécurité de fonctionnement.

Par ailleurs, le contrôle du débit des fluides caloporteurs entraîne un phénomène d'hystérosis important, ce qui peut 10 être préjudiciable lorsque les moteurs travaillent à charges très rapidement variables.

La présente invention permet, avec un système à deux échangeurs thermiques en série, d'obtenir une régulation satisfaisante, à réponse rapide, de la température de l'air de suralimentation admis au moteur, ce résultat étant obtenu grâce à des 15 moyens simples, peu coûteux et de fonctionnement sûr.

L'invention a pour objet un dispositif à deux échangeurs en série du type précité dans lequel il est prévu un passage de dérivation de l'air de suralimentation dont l'entrée est 20 raccordée entre les deux échangeurs de chaleur et dont la sortie est raccordée entre la sortie du deuxième échangeur et l'entrée d'air du moteur.

De préférence, il est prévu un organe commandé de réglage du débit d'air de suralimentation à travers l'un au moins des 25 passages comprenant le passage de dérivation précité et le passage reliant la sortie du deuxième échangeur à l'entrée d'air du moteur.

Avantageusement, l'organe commandé précité est actionné par un servo-mécanisme sous la dépendance de l'un des paramètres 30 de fonctionnement du moteur, notamment la pression d'air à la sortie du compresseur.

De préférence, la température du fluide caloporteur traversant l'échangeur haute température est supérieure à la température maximale de l'air ambiant, de façon qu'un réchauffage 35 systématique se produise dans les marches à vide, et, par ailleurs, est sensiblement inférieure à la température de l'air de refoulement du compresseur lorsque le moteur est à pleine charge, de façon qu'à ces régimes, l'échangeur puisse fonctionner en refroidisseur.

L'invention s'applique aux moteurs Diesel à rapport volumétrique normal, mais elle présente un intérêt particulier dans le cas des moteurs dits "à rapport volumétrique réduit", c'est-à-dire inférieur à 12 environ.

5 L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description détaillée qui va suivre et à l'aide du dessin annexé qui représente à titre d'exemple non limitatif un des modes de réalisation de l'invention.

10 La figure unique est une représentation schématique d'un moteur Diesel suralimenté comportant les perfectionnements de l'invention.

15 Le moteur Diesel M comporte un groupe de suralimentation 2 à turbo-compresseur comportant au moins une turbine 4 qui est alimentée par les gaz d'échappement venant du collecteur d'échappement 6 du moteur et qui est attelée par un arbre 8 à un compresseur 10. Généralement le groupe de suralimentation est à deux étages, mais on n'a représenté qu'un seul étage pour simplifier le dessin.

20 Le compresseur 10 aspire l'air atmosphérique à son entrée 12 et refoule l'air d'alimentation du moteur par sa conduite de sortie 14. La conduite de sortie 14 du groupe turbo-compresseur est reliée au collecteur d'admission 16 du moteur par l'intermédiaire d'un groupe réfrigérant 18 pour l'air d'alimentation.

25 Le groupe 18 comprend deux échangeurs thermiques R1 et R2 qui sont montés en série sur le circuit d'air d'alimentation du moteur, par l'intermédiaire de conduites 20, 22, 23.

30 Le premier échangeur R1 a un circuit 24 dans lequel circule un fluide caloporteur relativement chaud. Par exemple, le circuit 24 peut être parcouru par l'eau haute température du circuit de refroidissement à eau (non représenté) du moteur.

35 Le deuxième échangeur R2 a un circuit 26 dans lequel circule un fluide caloporteur plus froid que celui du premier échangeur, par exemple de l'air ambiant. Si le moteur M est un Diesel marin, le circuit 26 du deuxième échangeur peut être parcouru par de l'eau de mer. S'il s'agit d'un moteur fixe, le circuit 26 pourrait être raccordé à une circulation d'eau de ville.

Suivant l'invention, une canalisation 28 pour l'air de suralimentation est prévue en dérivation sur l'échangeur R2, c'est-à-dire que l'entrée de cette canalisation dérivée est raccordée sur la conduite 20, entre les échangeurs R1 et R2 tandis que la 5 sortie de cette canalisation dérivée est raccordée sur la conduite 22, c'est-à-dire entre la sortie de l'échangeur R2 et l'entrée d'air du moteur 16.

De préférence, un organe de réglage de débit d'air, tel qu'un volet 30, est monté sur la canalisation 22 et est commandé 10 par un servo-mécanisme 32 asservi à un ou plusieurs détecteurs 34, 34', 34" mesurant des paramètres de fonctionnement tels que la pression de l'air de suralimentation, la température ambiante, la température ou la charge du moteur.

Pour certaines applications, et en fonction des températures 15 que l'on peut avoir pour la source chaude et la source froide, il peut être avantageux de prévoir un organe de réglage de débit d'air, tel qu'un volet 36, dans la canalisation de dérivation 28, ce volet 36 étant également commandé par un servo-mécanisme 38 tributaire des détecteurs 34, 34', 34".

20 On va décrire maintenant le fonctionnement du dispositif suivant les différentes conditions de marche du moteur.

Il faut d'abord noter que l'échangeur haute température R2 généralement traversé par l'eau du moteur (80 à 100°C) fonctionne en réchauffeur d'air lors des marches à vide ou à charges partielles 25 et en réfrigérant dès que, avec l'augmentation de la charge, le compresseur d'air dépasse le rapport de pression pour lequel la température de l'air comprimé est égale à la température du fluide traversant l'échangeur haute température.

Sans aucun des volets 30 ou 36 sur les circuits d'air, la 30 répartition des débits se fait en fonction des pertes de charge. Au niveau des faisceaux d'échangeur, le circuit dérivé a une perte de charge inférieure à celui traversant les deux échangeurs en série. Si le conduit de dérivation 28 est très perméable (gros diamètre) le débit dérivé pourra atteindre 3/4 et même plus du 35 débit total et, aux marches à vide ou charges partielles, l'effet de réchauffage sera sensible, sans toutefois pouvoir atteindre le

réchauffage obtenu par la totalité du débit d'air passant par le circuit dérivé. Si l'on monte le volet uniquement sur le circuit dérivé à grande perméabilité (volet 36) l'effet de réchauffage ne sera pas maximum pour le volet ouvert, mais l'effet de refroidissement sera total lorsque pour les fortes charges, le volet sera fermé. Cette disposition pourra être intéressante pour les moteurs à rapports volumétriques normaux, moteurs pour lesquels on souhaite un certain niveau de réchauffage aux charges partielles, mais la plus grande efficacité du refroidissement aux fortes charges.

Si on réalise une canalisation de dérivation 28 peu perméable (petit diamètre), le débit dérivé pourra être faible par rapport au débit total (20% par exemple) et, les deux circuits entièrement ouverts, la température résultante se rapprochera de la température minimale possible correspondant au débit total traversant en série les deux échangeurs.

Avec le volet 30 monté en aval de l'échangeur basse température R2 lorsque ce volet sera fermé, on obtiendra, dans les marches à vide ou aux faibles charges du moteur, l'efficacité maximale de réchauffage. Cette configuration sera généralement mieux adaptée aux moteurs à rapport volumétrique réduit pour lesquels on recherche une réchauffe maximale à vide et aux faibles charges.

Si, à partir de cet arrangement, on veut, pour les fortes charges, profiter de l'efficacité totale des réfrigérants, il suffira d'installer le deuxième volet 36 sur le circuit dérivé 28 de façon que, aux fortes charges, ce volet étant fermé et le volet principal 30 bien entendu ouvert, la totalité du débit d'air traverse en série les deux échangeurs R1 et R2.

Il faut rappeler que la température de l'air à la sortie du compresseur ne dépend pour une température ambiante de l'air, que du rapport de pression donné par le compresseur. Il s'ensuit que la commande du ou des volets sera d'une manière préférentielle liée directement ou indirectement à la pression d'air de suralimentation (détecteur 34 commandant les servo-mécanismes 32 et 38).

Les positions successives du ou des volets seront différentes suivant que les volets contrôleront l'un ou l'autre circuit.

Dans le cas d'installation du volet 36 sur la dérivation 28, le volet sera complètement ouvert au démarrage, en marche à 5 vide et à faible charge du moteur. A partir d'un niveau de pression d'air de suralimentation qui dépendra des températures d'air que l'on veut obtenir en fonction de la charge (avec intégration éventuelle de l'influence de la température ambiante), le volet se fermera progressivement, pour arriver à une fermeture totale, 10 généralement située entre la demi-charge et 3/4 de charge. Toutefois lorsque le moteur aura à fonctionner par des températures ambiantes très basses, la correction pourra être telle que le volet ne soit pas complètement fermé pour les charges maximales, afin d'éviter les inconvénients apportés par une température d'air trop 15 basse à l'entrée du cylindre.

Dans le cas où le volet sera installé en aval de l'échangeur basse température R2, ce volet 30 sera complètement fermé au démarrage, pour les marches à vide et faibles charges du moteur. A partir d'une certaine pression d'air de suralimentation, il 20 s'ouvrira progressivement pour atteindre la pleine ouverture pour une charge généralement comprise entre 1/2 et 3/4.

Comme pour le cas précédent, la correction de température ambiante pourra conduire à une ouverture partielle du volet à la pleine charge, lorsque le moteur aura à fonctionner dans des 25 conditions d'ambiance très basses.

Il faut noter que, pour ce cas d'installation, et contrairement au précédent, le niveau de réchauffe sera pratiquement indépendant des conditions ambiantes, la température de la source chaude étant pratiquement constante lorsqu'il s'agit de l'eau de 30 circulation du moteur, et les masses d'air à réchauffer étant relativement faibles vis-à-vis de la capacité calorifique de l'échangeur haute température R1.

Le troisième cas d'installation, où l'on utilise à la fois les deux volets 30 et 36, ne constitue qu'un développement du cas 35 précédent. Lorsque, aux environs de la demi-charge par exemple, le volet 30 aura atteint la position de pleine ouverture, le volet 36 du circuit de dérivation commencera à se fermer pour atteindre la fermeture totale entre 3/4 et pleine charge par exemple.

Bien entendu, dans le cas où l'on utilise à la fois les deux volets 30 et 36, ces deux volets peuvent être remplacés par une vanne d'air à trois voies répartissant le débit d'air de suralimentation entre l'échangeur R2 et la dérivation 28 et située, 5 par exemple, entre les deux échangeurs, sur la canalisation 20 au droit de la dérivation 28.

Il résulte bien de ce qui précède que l'invention permet d'obtenir une régulation satisfaisante de la température de l'air de suralimentation à l'entrée des cylindres, pour les moteurs Diesel classiques et pour les moteurs à rapport volumétrique réduit, 10 avec une bonne utilisation de la capacité des échangeurs.

Avec ce nouvel agencement, l'échangeur haute température aux fortes charges travaille en réfrigérant et peut, dans le cas de très haute suralimentation, évacuer plus de la moitié de la 15 quantité de chaleur que l'on souhaite extraire de l'air ; l'échangeur basse température ne devant évacuer qu'une fraction de la quantité totale de chaleur que l'on désire extraire, sera de dimensionnement beaucoup moins important.

Un important avantage procuré par l'invention est la rapidité de réponse de la régulation de température, dans le cas de 20 variations rapides de la charge du moteur.

On va examiner, à titre d'exemple, le fonctionnement d'un moteur à rapport volumétrique réduit, pour lequel la température de l'air à l'admission souhaitable est de l'ordre de 70° et dont le 25 turbo-compresseur à la pleine charge travaille avec un rapport de pression de 4.

On enregistre au refoulement du compresseur des températures de l'ordre de la température ambiante, par exemple 25° pour la marche à vide, et 220° environ à la pleine charge. Cette température, pour une température ambiante donnée, n'est liée qu'au rapport de pression donné par le compresseur et s'établit pratiquement sans retard par rapport au niveau de pression. Un moteur pouvant en particulier passer de la marche à pleine charge à la marche à vide en une fraction de seconde, il est clair que les dispositifs 30 de régulation connus jusqu'à présent, et qui agissaient par réglage du débit ou de la température des fluides caloporteurs, étaient incapables de rétablir rapidement, à tous moments, la température de l'air d'admission aux environs de 70° par suite de l'hystéresis de l'ensemble du système.

Au contraire, suivant l'invention, on agit sur les flux d'air à travers les échangeurs et, suivant la forme de réalisation préférée, la position du ou des volets d'air est liée directement à la pression d'air de suralimentation, ce qui permet d'obtenir 5 un délai de réponse très court assurant une régulation satisfaisante malgré les variations rapides de charge.

Au cas où l'on asservit également le ou les volets à un autre paramètre de fonctionnement du moteur, ces paramètres ne doivent introduire qu'un facteur correctif à la position des volets, pour ne pas entraîner de retard de réponse, l'action principale étant liée à la pression d'air de suralimentation. 10

L'invention n'est nullement limitée aux modes de réalisation décrits et représentés ; elle est susceptible de nombreuses variantes accessibles à l'homme de l'art sans s'écartez pour cela 15 du cadre de l'invention.

REVENDEICATIONS

1. Dispositif de régulation de la température de l'air de suralimentation d'un moteur thermique, notamment d'un moteur Diesel, suralimenté par compresseur, du type qui comprend sur le circuit d'air de suralimentation, un premier échangeur de chaleur parcouru par un premier fluide caloporteur et un deuxième échangeur de chaleur parcouru par un deuxième fluide caloporteur plus froid que le premier fluide, lesdits deux échangeurs étant montés en série entre le compresseur et l'entrée d'air du moteur, ledit dispositif étant caractérisé en ce qu'il comporte un passage de dérivation de l'air de suralimentation dont l'entrée est raccordée entre les deux échangeurs de chaleur et dont la sortie est raccordée entre la sortie du deuxième échangeur de chaleur et l'entrée d'air du moteur.
2. Dispositif suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comporte un organe commandé de réglage du débit d'air de suralimentation à travers l'un au moins des passages comprenant le passage de dérivation précitée et le passage reliant la sortie du deuxième échangeur à l'entrée d'air du moteur.
3. Dispositif suivant l'une des revendications 1 ou 2 caractérisé en ce que le premier échangeur de chaleur est parcouru par un fluide caloporteur dont la température est supérieure à la température maximale de l'air ambiant et est sensiblement inférieure à la température de l'air à la sortie du compresseur lorsque le moteur est à pleine charge.
4. Dispositif suivant la revendication 3 caractérisé en ce que le premier échangeur de chaleur est un échangeur air de suralimentation/eau de refroidissement du moteur.
5. Dispositif suivant l'une des revendications 1 à 4 caractérisé en ce que le deuxième échangeur de chaleur est un échangeur air de suralimentation/air ambiant.
6. Dispositif suivant l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le deuxième échangeur de chaleur est un échangeur air de suralimentation/eau froide provenant d'une source extérieure au moteur.
7. Dispositif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6 caractérisé en ce que l'organe commandé de réglage du débit d'air de suralimentation est constitué par un volet disposé dans l'un au moins des passages précités et actionné

par un servo-mécanisme.

8. Dispositif suivant la revendication 7 caractérisé en ce que le servo-mécanisme précité est commandé par un détecteur sensible à la pression d'air de suralimentation.

9. Dispositif suivant l'une des revendications 7 ou 8 caractérisé en ce que le servo-mécanisme précité est sous la dépendance d'un détecteur sensible à l'un au moins des paramètres comprenant la température ambiante, la température du moteur, la charge du moteur, la vitesse du moteur.

10. Dispositif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 9 caractérisé en ce que l'organe commandé de réglage du débit d'air est constitué par une vanne à trois voies de répartition de l'air entre les passages précités.

