

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

①1 N° de publication : **2 531 750**

(à n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction)

②1 N° d'enregistrement national : **82 14064**

⑤1 Int Cl<sup>3</sup> : F 02 D 33/02 // F 02 M 35/10, 35/12.

①2 **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

②2 Date de dépôt : 12 août 1982.

③0 Priorité

④3 Date de la mise à disposition du public de la  
demande : BOPI « Brevets » n° 7 du 17 février 1984.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-  
rentés :

⑦1 Demandeur(s) : *VOLZHSKOE OBIEDINENIE PO PROIZ-  
VODSTVU LEGKOVYKH AVTOMOBILEI* — SU.

⑦2 Inventeur(s) : Jury Petrovich Lazarev, Evgeny Vasilievich  
Lysenko, Mikhail Ilich Fesina et Rudolf Natanovich Staro-  
binsky.

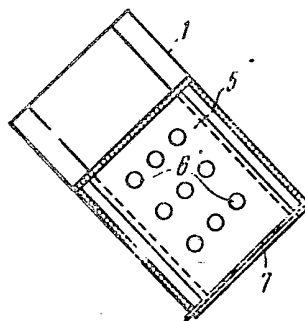
⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : Z. Weinstein.

⑤4 Régulateur thermique du courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne.

⑤7 L'invention concerne les moteurs à combustion interne.  
Le régulateur thermique faisant l'objet de l'invention est du  
type comprenant un corps 1 auquel sont reliées une tubulure  
d'air réchauffé, une tubulure d'air non réchauffé et une tubu-  
laire d'air mélangé, et un volet de réglage 5 disposé dans le  
corps, et est caractérisé en ce que le volet de réglage est  
percé d'au moins un orifice 6.

L'invention permet notamment de réduire le niveau du bruit  
d'admission de l'air.



FR 2 531 750 - A1

D

La présente invention concerne la construction des moteurs et a notamment pour objet un régulateur thermique du courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne.

5 L'application de l'invention est d'une efficacité maximale dans les systèmes d'alimentation des moteurs à combustion interne à réglage thermique de l'air d'admission par mélange des courants d'air réchauffé et d'air non réchauffé à l'aide de régulateurs thermiques, avec amortissement efficace du bruit d'admission.

10 Pendant le fonctionnement d'un moteur à combustion interne, il se produit dans son système d'admission des processus ondulatoires provoquant des résonances qui augmentent le niveau de rayonnement acoustique à la bouche des tubulures d'admission.

15 Le système d'admission d'un moteur à carburateur (cf. "Notice d'utilisation de la voiture VAZ 2106", Moscou, éditions "Mashinostroenie", 1976, p.40) comprend un épurateur d'air muni d'une courte tubulure d'air froid et d'une tubulure flexible d'air réchauffé.

20 Ce système connu se distingue par un niveau élevé du bruit d'admission résultant de la faible longueur de la tubulure d'admission d'air froid, et par des caractéristiques assez défavorables en ce qui concerne la toxicité et les indices économiques dans des conditions de température ambiante variable.

25 Il a été établi que pour améliorer les caractéristiques acoustiques des systèmes d'admission et leurs indices économiques et de toxicité, il est plus avantageux d'utiliser des systèmes à deux tubulures et à réglage thermique. Dans ces systèmes (demande de brevet Grande-Bretagne N°1547153, classe F1B, publiée le 6 juin 1979 ; N° 4706, demande RFA N° 29 35 009, classe F02M 31/06, rendue publique le 12 Mars 1981, N° 10/11), les tubulures d'admission d'air non réchauffé et d'air réchauffé sont isolées l'une de l'autre par le volet d'un régulateur thermique, actionné par un élément thermique moteur, par un élément pneumatique ou par

un autre dispositif à fonction analogue. C'est en fonction de la température ambiante, du régime de fonctionnement du moteur et d'autres facteurs que s'effectue le réglage thermostatique de l'air d'admission, le volet du régulateur thermique pouvant alors se trouver dans l'une de ses positions extrêmes, en fermant ainsi soit la tubulure d'air réchauffé, soit la tubulure d'air non réchauffé, ou dans une position intermédiaire permettant aux courants d'air chaud et d'air froid de se mélanger.

5  
10 Cependant, ce système ne diminue pas suffisamment le niveau du bruit engendré dans les tubulures d'air réchauffé et d'air non réchauffé.

A l'heure actuelle, les systèmes d'admission les plus répandus sont analogues à celui décrit dans le brevet RFA N°27 55 086, classe F02M 31/06, rendu public en 1977. Dans ce système connu, le régulateur thermique du courant d'air dans le moteur à combustion interne comprend un corps doté de tubulures d'air réchauffé et d'air non réchauffé se réunissant en une tubulure d'air mélangé, et un volet de régulateur thermique actionné par un élément thermique moteur.

L'inconvénient de ces dispositifs connus réside en ce qu'ils émettent un bruit intense (bruit de tintement) engendré dans les tubulures d'air réchauffé ou d'air non réchauffé lorsque le volet de réglage obture l'une ou l'autre tubulure en régime de pleine charge du moteur, ce bruit étant provoqué par le son tourbillonnaire de l'air passant par une fente mince entre le volet oscillant et son siège.

25  
30 On s'est donc proposé de créer un régulateur thermique de courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne, permettant de diminuer le niveau du bruit d'admission grâce à une modification du volet de réglage.

35 Ce problème est résolu à l'aide d'un régulateur thermique de courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne, comprenant un corps auquel sont reliées des tubulures d'air réchauffé, d'air

non chauffé et d'air mélangé, et un volet de réglage, caractérisé, selon l'invention, en ce que le volet de réglage est doté d'au moins un orifice calibré.

Il est préférable que la surface totale desdits  
5 orifices soit égale à 0,005-0,04 fois l'aire totale de la section transversale des tubulures d'air réchauffé et d'air non chauffé.

Ceci permet d'abaisser le niveau du bruit tourbillonnaire engendré dans les tubulures d'air réchauffé et  
10 d'air non réchauffé, lorsque le volet de réglage est en position de fermeture de l'une des tubulures.

L'invention sera mieux comprise et d'autres buts, détails et avantages de celle-ci apparaîtront mieux à la lumière de la description explicative qui va suivre de  
15 différents modes de réalisation donnés uniquement à titre d'exemples non limitatifs, avec références aux dessins non limitatifs annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente un système d'admission d'un moteur à combustion interne, comprenant un régulateur  
20 thermique de courant selon l'invention ;

- la figure 2 est une vue en coupe suivant II-II de la figure 1 (à échelle agrandie) ;

- la figure 3 représente le schéma électrique équivalent du régulateur thermique de courant d'air du système  
25 d'admission du moteur à combustion interne, selon l'invention;

- la figure 4 représente les spectres de bruit en cas de présence d'orifices dans le volet de réglage et en cas d'absence de tels orifices.

30 Le régulateur thermique de courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne, faisant l'objet de l'invention, comprend un corps 1 (figure 1) auquel sont reliées une tubulure 2 d'air mélangé, une tubulure 3 d'air non chauffé et une tubulure 4 d'air  
35 réchauffé. Le réglage de la température de l'air mélangé est effectué à l'aide d'un volet de réglage 5 (figures 1

et 2) dans lequel sont pratiqués des orifices (ou un seul orifice) 6. La surface totale des orifices 6 (figure 2) est égale à 0,005 à 0,04 fois l'aire totale des sections transversales des tubulures 3 et 4. Le volet de réglage 5 monté sur un axe 7 de façon qu'il puisse tourner d'un angle limité autour dudit axe 7 et venir ainsi fermer les sections de sortie des tubulures d'air chauffé 4 et d'air non réchauffé 3. Le corps 1 du régulateur thermique est relié à l'épurateur d'air 8 par la tubulure 2 d'air mélangé.

Le fonctionnement du régulateur thermique de courant d'air du système d'admission du moteur à combustion interne est le suivant.

Lorsque le volet de réglage 5 se trouve dans une position intermédiaire, l'air arrive par les tubulures d'air non réchauffé 3 et d'air chauffé 4. Les oscillations de l'air sont provoquées par la composante variable du débit volumétrique, déterminée par la variation des volumes des cylindres du moteur quand les soupapes d'admission sont en position ouverte. Comme l'ont montré les essais effectués, pendant le fonctionnement du moteur en pleine charge, les oscillations de résonance sont amorties dans une grande mesure par les pertes tourbillonnaires à la bouche des tubulures 3 et 4 à cause de la grande vitesse de l'air. Il en est autrement lorsque le volet de réglage 5 se trouve dans l'une de ses positions extrêmes de sorte qu'il se forme entre lui et son siège une fente. En ce cas, les oscillations de résonance sont provoquées par le son tourbillonnaire dû au passage de l'air par cette mince fente entre le volet de réglage 5 vibrant et son siège. Les vibrations du volet de réglage 5 proviennent des oscillations de la pression différentielle agissant sur ce volet et provoquées aussi bien par les oscillations de pression dues au moteur que par les auto-oscillations engendrées par les mouvements du volet 5. Pour diminuer la force agissant sur le volet de réglage 5 et atténuer, par cela même, son excitation, on a pratiqué dans ce volet des orifices 6 permettant d'égaliser les champs de pressions de part et d'autre du volet de réglage 5. Si ces orifices sont trop

petits, il n' y a pas d'égalisation efficace des champs de pressions. Si, au contraire, ils sont trop grands, le volet de réglage 5 ne remplit pas de manière suffisamment efficace sa fonction de réglage thermique de l'air. Donc, 5 la surface totale des orifices 6 doit être comprise dans une plage bien déterminée de fractions de l'aire totale des sections transversales des tubulures d'air non réchauffé 3 et d'air réchauffé 4.

Cela nécessite des explications supplémentaires.

10 Les oscillations du volet de réglage 5 provoquent des impulsions de vitesse oscillatoire. En régime d'auto-oscillations, l'excitation est due au débit variable de l'air à travers la fente formée entre le volet de réglage 5 et son siège pendant les oscillations du volet de réglage 5. En 15 l'absence d'orifices 6 dans le volet de réglage 5, ces oscillations provoquent une pression différentielle sur le volet de réglage 5, ce qui provoque, à son tour, des oscillations du volet de réglage 5 lui-même. Il se forme ainsi une boucle de réaction fermée. Si le volet est percé d'orifices 20 6, cette pression différentielle a pour effet de forcer une partie du débit variable à travers les orifices 6, et la pression différentielle diminue comme il ressort de la figure 3 représentant le schéma électrique équivalent de la boucle de réaction du régulateur thermique de courant 25 d'air du système d'admission du moteur à combustion interne, et sur laquelle :

$i$  est la source de débit variable relié aux oscillations du volet de réglage 5 ;

$Y$  est une conductance simulant les orifices 6 ;

30  $Z_1$  est la résistance acoustique de la tubulure 3 d'air non chauffé ;

$Z_2$  est la résistance acoustique de la tubulure 4 d'air chauffé ;

Le rapport  $\delta$  des pressions différentielles sur le volet 35 de réglage 5 percé et non percé d'orifices 6 détermine l'affaiblissement de la réaction conformément au schéma équivalent au schéma électrique représenté sur la figure 3, et est défini par la relation :

$$\delta = \left| \frac{P_1}{P_2} \right| = \left| 1 + 2Z_3 \cdot V \right|$$

où  $P_1$  est l'amplitude de la pression différentielle sur le volet de réglage sans orifices 6 ;

5  $P_2$  est l'amplitude de la pression différentielle sur le volet de réglage 5 percé d'orifices 6 ;

$Z_3$  est la résistance acoustique de la tubulure d'air mélangé.

Il est supposé que

$$Z_1 \approx Z_2 \approx Z_3.$$

10 En posant

$$Z_3 = \frac{\rho \cdot c}{F_1} ,$$

où  $\rho \cdot c$  est la résistance acoustique du milieu ;  
 $F_1$  est l'aire de la tubulure 2 d'air mélangé,

on a :

$$V = \frac{F_2}{V_1 \rho}$$

15 où  $V_1$  est la vitesse du gaz dans l'orifice 6 ;  
 $F_2$  est la surface des orifices du volet de réglage 5 ;  
 $\rho$  est la densité de l'air ;  
 $F_1 \approx \frac{1}{2} F_{\Sigma}$  , où  $F_{\Sigma}$  est l'aire totale des sections des tubulures 3 et 4.

20 Après substitutions dans (1), on obtient :

$$\delta = 1 + 2 \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{1}{M} \approx 1 + \frac{4}{M} \cdot \frac{F_2}{F_{\Sigma}}$$

où  $M = \frac{V_1}{C}$  est le nombre de Mach ;  $C$  est la célérité du son dans l'air.

25 Pour les moteurs modernes, les pressions différentielles statiques à l'aspiration correspondent à :

$$V_1 = 13 \text{ à } 35 \text{ m/s ; } M = (0,04 \text{ à } 0,1).$$

$$\frac{F_2}{F_{\Sigma}} = (\delta - 1) \frac{M}{4} .$$

Pour obtenir  $\delta = 1,5$  (normalement suffisant pour affaiblir la réaction d'une manière efficace), on doit avoir une gamme de variation.

$$\frac{F_2}{F_1} = 0,005 \text{ à } 0,013.$$

- 5 Comme valeur limite, on a choisi la valeur inférieure, car dans les moteurs à faible vitesse de rotation cette valeur peut s'avérer suffisante pour un amortissement efficace des oscillations.

10 Dans des modèles expérimentaux réels d'un moteur à régime rapide, la valeur calculée de  $F_2/F_{\Sigma}$  s'est avérée égale à 0,01 environ. Des essais effectués sur des moteurs d'une cylindrée de 1,3 à 1,45 litre ont démontré l'efficacité de ce choix. La figure 4 représente un spectrogramme du rayonnement acoustique dans la zone de la bouche de l'une des tubulures 3 ou 4. La courbe "a" (en traits pleins) détermine le bruit mesuré à la bouche de la tubulure 4 d'admission d'air réchauffé quand le volet de réglage 5 est dépourvu d'orifices. La courbe "b" (en traits interrompus) représente le bruit au même point quand le volet de réglage 5 est percé d'orifices 6. Il ressort de ce diagramme que le bruit émis par la tubulure 4 quand le volet de réglage est percé d'orifices est bien plus faible (de 5-8 dB) que le bruit du système de base (sans orifices 6 dans le volet de réglage 5).

20 Des calculs simples de la température moyenne massique dans le cas où la température ambiante coïncide avec la température calculée pour le régulateur thermique (+35°C) et où le volet de réglage 5 ferme complètement le canal d'air réchauffé dont la température atteint une valeur de l'ordre de 100°C, caractéristique pour les moteurs modernes, montrent que quand les orifices 6 (figure 2) du volet de réglage 5 présentent une surface totale égale à 0,04 fois l'aire totale de section des tubulures 3 et 4 (figure 1), la température de l'air admis dans le moteur augmente d'environ 5°C par rapport à la température calculée (à laquelle sont réglés le régulateur thermique et le carburateur) grâce à 30 l'aspiration d'air chaud par les orifices 6 (figure 1) pratiqués dans le volet de réglage 5. Aux bases températures

ambiantes, lorsque le volet 5 ferme complètement le calal d'air froid, l'air froid arrive par les orifices 6 du volet de réglage 5, de sorte que la température de l'air aspiré par le moteur décroît et devient inférieure à la valeur  
5 calculée.

Les calculs théoriques et les résultats des essais effectués ont montré que tous les 10°C de variation de la température de l'air aspiré par le moteur par rapport à la température optimale (à laquelle le carburateur est  
10 réglé) provoquent une variation de 2 % de la composition du mélange air-combustible, ce qui conduit à une détérioration notable des caractéristiques économiques, de toxicité et dynamiques de l'automobile (cf. V.A.Orlov, V.E.Losev, "Carburateurs d'automobile", Léninegrad, éditions "Mashinos-  
15 troenie", 1977, pp. 42-43). Ainsi, un rapport  $F_2/F_{\Sigma}$  égal à 0,04 fait varier la température de 5°C et la richesse du mélange air-combustible d'environ 1 %, ce qui n'influe pas encore d'une manière sensible sur les caractéristiques de l'automobile, mais constitue en même temps une valeur  
20 limite.

Les essais des modèles expérimentaux des régulateurs thermiques dont le rapport  $F_2/F_{\Sigma}$  égal à 0,04 a été choisi pour assurer l'efficacité de l'amortissement du bruit, ont démontré que les orifices 6 du volet 5 du régulateur ther-  
25 mique n'ont pratiquement aucune influence sur les caractéristiques du moteur.

On voit donc que le régulateur thermique du courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne, ci-dessus décrit, permet d'atteindre complètement  
30 le but visé par l'invention.

R E V E N D I C A T I O N S

1. Régulateur thermique du courant d'air dans le système d'admission d'un moteur à combustion interne, du type comprenant un corps (1) auquel sont reliées une tubulure (4) d'air réchauffé, une tubulure (3) d'air non réchauffé et une tubulure (2) d'air mélangé, et un volet de réglage disposé dans le corps (1), caractérisé en ce que le volet de réglage (5) est percé d'au moins un orifice (6).

2. Régulateur thermique selon la revendication 1, caractérisé en ce que la valeur de la surface totale des orifices (6) est comprise dans une plage de 0,005 à 0,04 fois l'aire totale des sections transversales de la tubulure (3) d'air non réchauffé et de la tubulure (4) d'air réchauffé.

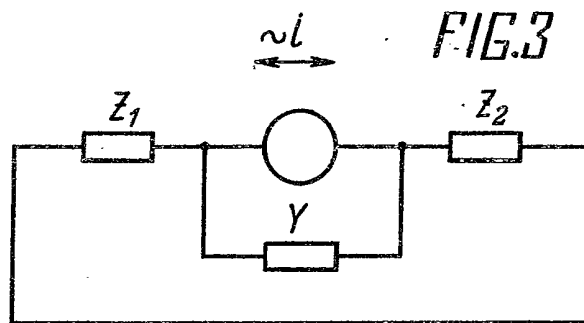
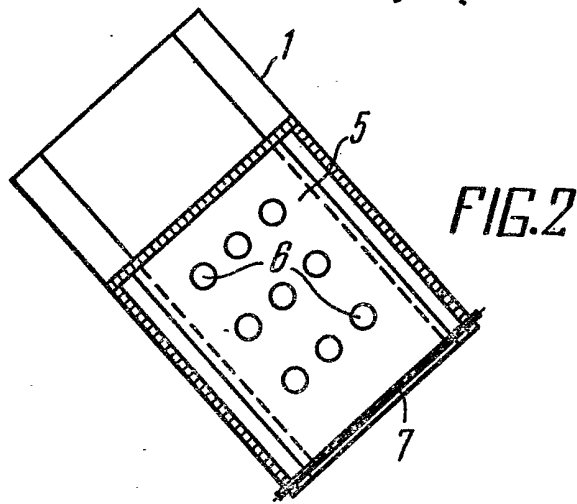
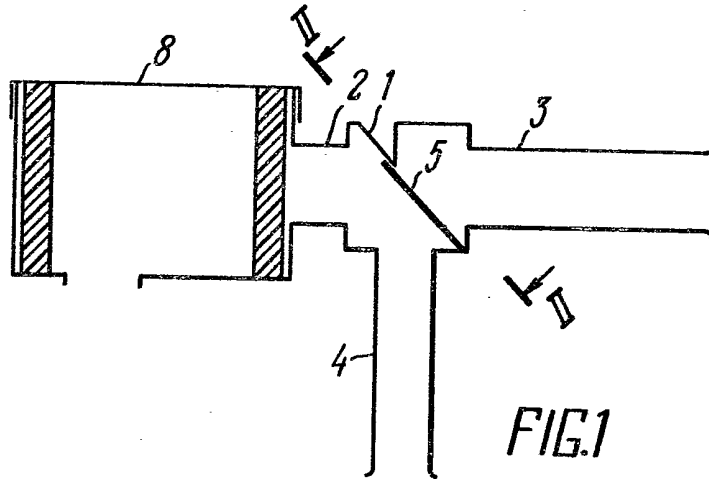


FIG. 4

