

①②

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②② Date de dépôt : 11.12.06.

③① Priorité :

④③ Date de mise à la disposition du public de la
demande : 13.06.08 Bulletin 08/24.

⑤⑥ Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du
présent fascicule*

⑥① Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

⑦① Demandeur(s) : MELCHIOR JEAN — FR.

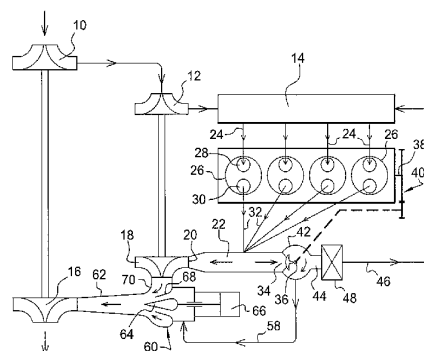
⑦② Inventeur(s) : MELCHIOR JEAN.

⑦③ Titulaire(s) :

⑦④ Mandataire(s) : ERNEST GUTMANN YVES PLASSE-
RAUD SAS.

⑤④ MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTE.

⑤⑦ Moteur à combustion interne suralimenté à turbocom-
presseur, dont le collecteur d'échappement (22) comprend
une sortie (20) alimentant en permanence une turbine (18)
d'entraînement d'un compresseur (12) et une autre sortie
(34) équipée de moyens d'obturation (36) synchronisés
avec la rotation du moteur pour alimenter un conduit (46)
de recyclage de gaz d'échappement et un conduit de dérivation
(58) relié à la sortie de la turbine (18) pendant une seconde
partie des phases d'échappement.



Moteur à combustion interne suralimenté

L'invention concerne un moteur à combustion interne suralimenté à turbocompresseur, en particulier pour véhicule automobile, ce moteur à
5 pistons alternatifs comprenant un collecteur d'admission alimenté en air sous pression par un compresseur entraîné par une turbine elle-même alimentée par une fraction au moins des gaz d'échappement du moteur, une autre fraction de ces gaz d'échappement pouvant être recyclée dans le collecteur d'admission pour réduire les émissions d'oxydes d'azote NOx.

10 L'invention concerne, plus particulièrement, un moteur du type précité à deux étages de turbocompression, comprenant un compresseur basse-pression et un compresseur haute-pression montés en série pour alimenter le moteur en air comprimé, et entraînés par une turbine haute-pression et par une turbine basse-pression respectivement, les deux
15 turbines étant montées en série et alimentées par les gaz d'échappement du moteur.

Dans un tel moteur, la turbine haute-pression est dimensionnée pour les faibles vitesses de rotation du moteur, afin d'améliorer la turbocompression à ces vitesses. Un conduit de dérivation équipé d'une
20 vanne réglable est branché entre l'entrée et la sortie de la turbine haute-pression et permet, pour les vitesses de rotation plus élevées du moteur, de décharger un débit excédentaire de gaz d'échappement directement à l'entrée de la turbine basse pression, qui est dimensionnée plus largement.

Toutefois, cette décharge de gaz d'échappement à l'entrée de la
25 turbine basse pression augmente la pression entre les turbines et diminue le taux de détente et le débit de la turbine haute-pression. Cela augmente également le taux de détente de la turbine basse pression. Au-delà d'un certain taux de dérivation des gaz d'échappement, la puissance fournie par la turbine haute-pression n'est plus suffisante pour entraîner le
30 compresseur associé à cette turbine.

La présente invention a notamment pour but d'éviter cet inconvénient de la technique antérieure.

Elle a également pour but de réduire la pression des gaz en aval du moteur pendant les phases d'échappement pour améliorer le rendement
5 des moteurs à quatre temps ou pour faciliter le balayage des moteurs à deux temps.

Elle a encore pour but d'augmenter le taux de gaz d'échappement recyclés ou de diminuer la richesse de la combustion dans le moteur.

Elle propose, à cet effet, un moteur à combustion interne suralimenté
10 à turbocompresseur, comprenant un collecteur d'échappement dont une sortie est reliée à l'entrée d'une turbine entraînant un compresseur d'alimentation du moteur en air sous pression, caractérisé en ce que le collecteur d'échappement comprend une seconde sortie équipée de
15 moyens d'obturation actionnés en synchronisme avec la rotation du vilebrequin du moteur pour fermer cette seconde sortie lors de l'ouverture des orifices d'échappement des cylindres du moteur et pour l'ouvrir avant la fermeture desdits orifices d'échappement.

Ainsi, dans le moteur selon l'invention, une partie initiale de la masse de gaz émise par chaque cylindre alimente à haute pression la turbine
20 pendant une première fraction de la période de vidange du cylindre, et le reste de cette masse de gaz est partagé à basse pression entre la turbine et la seconde sortie du collecteur d'échappement.

Avantageusement, la seconde sortie du collecteur d'échappement est reliée au collecteur d'admission du moteur par un conduit de recyclage
25 de gaz d'échappement et est reliée également à la sortie de la turbine précitée par un conduit de dérivation équipé d'une soupape de régulation.

La sortie de ce conduit de dérivation peut alimenter une turbine basse-pression qui entraîne un compresseur basse-pression monté en série avec le compresseur précité qui est un compresseur haute-pression,
30 la turbine basse pression étant alimentée en gaz d'échappement par la

turbine précitée (qui est une turbine haute-pression) et par la vanne de régulation du conduit de dérivation.

On peut ainsi maintenir une forte contre-pression en aval du moteur quand les pistons sont au voisinage de leur point mort bas et ramener cette
5 contre-pression à un niveau voisin de la pression d'admission pendant les courses de refoulement des pistons. Cela permet d'alimenter la turbine haute-pression à une pression supérieure à la pression d'admission sans créer de fortes pertes de rendement par pompage pendant les transvasements de gaz.

10 Selon une autre caractéristique de l'invention, l'ouverture du second orifice de sortie du collecteur d'échappement par les moyens d'obturation précités a lieu à 60° environ de rotation du vilebrequin après l'ouverture des orifices d'échappement, et la durée de la fermeture de ce second orifice est avantageusement réglable.

15 Dans ces conditions, une partie initiale de la masse de gaz émise par chaque cylindre alimente à haute pression uniquement la turbine haute-pression pendant le premier tiers de la vidange du cylindre et le reste de cette masse de gaz alimente à basse pression, en parallèle, à la fois la turbine haute-pression, le conduit de recyclage de gaz d'échappement et le
20 conduit de dérivation monté sur la turbine haute-pression, pendant le reste de la période de vidange du cylindre.

Comme un seul cylindre peut être vidangé par demi-tour du vilebrequin, l'invention est limitée à quatre cylindres par turbine pour un moteur à quatre temps et à deux cylindres par turbine pour un moteur à
25 deux temps.

Avantageusement, l'ouverture et la fermeture de l'entrée du conduit de recyclage de gaz d'échappement peuvent être commandées par les moyens d'obturation précités, l'ouverture de ce conduit ayant lieu après l'ouverture de la seconde sortie du collecteur d'échappement.

30 Dans ce cas, une partie initiale de la masse de gaz émise par chaque cylindre alimente à haute pression uniquement la turbine haute-

pression, puis une partie suivante de la masse de gaz alimente à moyenne pression en parallèle les turbines haute-pression et basse-pression, et le reste de la masse de gaz est partagé à la pression d'admission entre les deux turbines et le conduit de recyclage de gaz.

- 5 Le volume du conduit de recyclage doit être suffisant pour accueillir la bouffée de gaz qui suit sa mise en communication avec le collecteur d'échappement et en renvoyer une partie vers les turbines en fin d'évacuation du cylindre.

- 10 Les moyens d'obturation de la seconde sortie du collecteur d'échappement comprennent avantageusement un boisseau ou un disque rotatif entraîné à une vitesse de rotation double de celle du vilebrequin du moteur (dans le cas d'un moteur à quatre cylindres et à quatre temps).

- 15 On obtient ainsi une fermeture et une ouverture très rapides de cette seconde sortie. En variante, les moyens d'obturation de cette sortie peuvent comprendre une soupape actionnée par une came à quatre lobes de l'arbre à cames du moteur.

- 20 Pour augmenter la vitesse d'ouverture des orifices d'échappement, il est avantageux que les têtes des soupapes d'échappement soient encastrées dans la culasse du moteur dans leur position de fermeture des orifices d'échappement, ce qui permet d'accélérer les soupapes avant l'ouverture effective des orifices d'échappement.

- 25 Pour assurer un transfert rapide de la détente des gaz d'échappement entre les orifices d'échappement et la section critique de la turbine haute-pression, il est avantageux que le volume du collecteur d'échappement soit faible et par exemple inférieur à 30% du volume d'un cylindre du moteur.

- 30 Pour réduire à un minimum la pression en aval du moteur pendant le recyclage des gaz d'échappement vers le collecteur d'admission, ce qui permet d'optimiser le rendement du moteur, il est avantageux que le conduit de recyclage des gaz d'échappement soit largement dimensionné et comprenne une vanne de réglage pour réduire le taux de gaz recyclés.

Cette vanne doit être placée à l'entrée du conduit de recyclage afin de réduire à un minimum le volume en amont des turbines quand elle est fermée.

L'invention propose également un procédé de commande du taux de recyclage de gaz d'échappement et de la richesse de combustion dans un moteur du type décrit ci-dessus, ce moteur comprenant un collecteur d'échappement dont une sortie alimente au moins une turbine et dont une autre sortie est sélectivement reliée par des moyens d'obturation à un conduit de recyclage de gaz d'échappement dont l'entrée est équipée d'une vanne de réglage, cette autre sortie du collecteur d'échappement étant également reliée à la sortie de la turbine par un conduit de dérivation équipé d'une vanne de régulation à sa jonction avec la sortie de la turbine, ce procédé étant caractérisé en ce qu'il consiste, le conduit de recyclage de gaz d'échappement étant complètement ouvert, à réduire le taux de gaz d'échappement recyclés par ouverture de ladite vanne de régulation et, si nécessaire, la vanne de régulation étant à pleine ouverture, à fermer le conduit de recyclage au moyen de la vanne de réglage.

Une ouverture de la vanne de régulation se traduit en effet par une augmentation du volume d'air amené au collecteur d'admission et par une diminution du volume de gaz d'échappement recyclés vers le collecteur d'admission. Si cela ne suffit pas, la fermeture de la vanne de réglage du conduit de recyclage permet d'augmenter encore le débit d'air fourni au moteur en augmentant la pression d'alimentation des turbines.

L'invention sera mieux comprise et d'autres caractéristiques, détails et avantages de celle-ci apparaîtront plus clairement à la lecture de la description qui suit, faite à titre d'exemple en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente schématiquement un moteur suralimenté selon l'invention ;

- la figure 2 est une vue schématique partielle en coupe d'une soupape d'échappement dans ses deux positions extrêmes de fermeture et d'ouverture ;

- la figure 3 représente les diagrammes d'ouverture de la soupape de la figure 2 et d'une soupape classique.

- la figure 4 est une vue schématique partielle d'une variante de réalisation de l'invention.

Le moteur représenté schématiquement en figure 1 est un moteur Diesel à quatre cylindres fonctionnant selon un cycle à quatre temps essentiellement sur une plage de vitesses de rotation comprises entre 1000 et 4000 tours par minute environ, ce moteur étant suralimenté par une turbocompression à deux étages au moyen d'un compresseur basse pression 10 monté en série avec un compresseur haute-pression 12 pour alimenter en air un collecteur d'admission 14 du moteur, le compresseur basse-pression 10 étant entraîné en rotation par une turbine basse-pression 16 montée en série avec une turbine haute-pression 18 qui entraîne en rotation le compresseur haute-pression 12 et qui est alimentée en gaz d'échappement par une sortie 20 d'un collecteur d'échappement 22.

Les compresseurs 10 et 12 sont des compresseurs centrifuges et les turbines 16 et 18 sont des turbines radiales à géométrie fixe.

Le collecteur d'admission 14 est relié par des conduits 24 à des orifices d'admission des cylindres 26 du moteur, ces orifices étant équipés de soupapes d'admission 28 commandées par un arbre à cames, et les orifices d'échappement des cylindres 26, équipés de soupapes d'échappement 30 commandées par un arbre à cames, sont reliés par des conduits 32 au collecteur d'échappement 22.

Ce collecteur comporte une autre sortie 34, par exemple située à une extrémité du collecteur 22 opposée à l'extrémité comportant la première sortie 20, et qui est sélectivement fermée par un obturateur rotatif 36 entraîné par le vilebrequin 38 du moteur à une vitesse double de la

vitesse de rotation du moteur, par exemple par une transmission à engrenages 40.

L'obturateur rotatif 36 tourne dans une chambre cylindrique 42 dans laquelle débouchent, d'une part, la seconde sortie 34 du collecteur d'échappement 22 et, d'autre part, l'entrée 44 d'un conduit 46 de recyclage
5 de gaz d'échappement dont la sortie débouche dans le collecteur d'admission 14.

L'entrée 44 du conduit de recyclage 46 comporte une vanne de réglage de débit 48 pilotée par le système de commande du moteur.

10 La chambre 42 dans laquelle tourne l'obturateur 36 est également reliée par un conduit de dérivation 58 à un éjecteur 60 à alimentation réglable, monté dans le conduit 62 qui relie la sortie de la turbine haute-pression 18 à la volute d'entrée de la turbine basse pression 16.

Cet éjecteur est avantageusement du type décrit dans la demande
15 de brevet français 05-09652 du demandeur et comprend un obturateur axial 64 de forme conique déplaçable par un actionneur 66 piloté par le système de commande du moteur dans un convergent conique 68 se rétrécissant vers l'aval. Ce convergent débouche axialement dans une tuyère 70 de forme convergente formée dans le conduit 62 à la sortie de la
20 turbine haute-pression 18.

Le moteur qui vient d'être décrit fonctionne de la façon suivante :

L'air fourni par les compresseurs 10 et 12 est à une pression d'environ 4,5 bars, la température d'admission de l'air dans le moteur est d'environ 300°K, la température d'échappement étant d'environ 900°K et la
25 pression totale dans les cylindres avant l'ouverture des soupapes d'échappement étant dans ces conditions égale à trois fois la pression d'admission. La pression dans le collecteur d'échappement doit être au moins égale à la pression d'admission pour assurer le recyclage d'une partie des gaz d'échappement vers le collecteur d'admission.

30 Pour une détente efficace de la charge gazeuse présente dans les cylindres à l'ouverture des soupapes d'échappement 30, la seconde sortie

34 du collecteur d'échappement 22 est fermée par l'obturateur rotatif 36 pendant une durée qui correspond à environ 60° de rotation du vilebrequin 38 à partir de l'ouverture des orifices d'échappement de chaque cylindre, c'est-à-dire un peu avant le point mort bas de chaque piston.

5 Cela permet d'envoyer à l'entrée de la turbine haute-pression 18 la première partie la plus comprimée de la charge gazeuse à quitter le cylindre, pendant le premier tiers environ de la période de vidange du cylindre.

 Pour assurer un transfert rapide de la détente de cette charge depuis
10 les orifices d'échappement jusqu'à la section critique de la turbine haute-pression 18, le volume du collecteur d'échappement 22, délimité par les soupapes d'échappement 30, l'entrée de la turbine haute-pression 18, et la seconde sortie 34 du collecteur d'échappement, a une valeur minimale juste suffisante pour une évacuation correcte de chaque cylindre, cette
15 valeur étant sensiblement égale à celle des orifices d'échappement quand les soupapes d'échappement sont dans une position de pleine ouverture et correspondant approximativement à un peu moins de 30% du volume d'un cylindre.

 Le transfert de la détente des gaz d'échappement vers l'entrée de la
20 turbine haute-pression 18 est d'autant plus rapide que la section débitante de cette turbine est faible vis-à-vis de celle des orifices d'échappement du cylindre à la pleine ouverture (elle est par exemple inférieure à $1/3$ environ de la section des orifices d'échappement).

 Quant l'obturateur 36 ouvre la seconde sortie 34 du collecteur
25 d'échappement, la partie finale de la charge gazeuse contenue dans le cylindre en cours de vidange alimente, à basse pression, à la fois la turbine haute-pression 18, le conduit 46 de recyclage de gaz d'échappement et le conduit 58 menant à l'éjecteur 60, pendant une durée correspondant approximativement aux deux derniers tiers de la période de vidange du
30 cylindre.

Cela permet de maintenir une contre-pression élevée en aval du moteur quand les pistons sont au voisinage de leur point mort bas et de ramener cette contre-pression à un niveau voisin de la pression d'admission pendant les courses de refoulement des pistons. On peut ainsi
5 alimenter la turbine haute-pression 18 à une pression supérieure à la pression d'admission sans créer de fortes pertes de rendement par pompage pendant les transvasements.

Pour accélérer la vitesse d'ouverture des orifices d'échappement des cylindres, les têtes 72 des soupapes d'échappement 30 sont, dans leur
10 position de fermeture, encastrées dans la culasse 74 du moteur, comme représenté en figure 2.

Pour cela, on donne une certaine hauteur aux rebords périphériques 76 des têtes de soupapes et on forme dans les orifices d'échappement des chambrages 78 d'une hauteur correspondante, dans lesquels ces rebords
15 76 sont encastrés de façon étanche dans la position de fermeture de l'orifice d'échappement.

Cela permet d'accélérer la soupape d'échappement sur une première partie de sa course avant l'ouverture réelle de l'orifice d'échappement.

20 Il en résulte une réduction de section débitante de cet orifice, que l'on a schématisée par la zone hachurée 80 du diagramme de la figure 3, qui représente la variation de cette section débitante en fonction de la rotation du vilebrequin. Dans ce diagramme, la courbe C1 correspond à la variation de cette section pour une soupape à tête non encastrée dans la culasse, tandis que la courbe C2 représente la variation de cette section
25 pour une soupape à tête encastrée selon l'invention, le déplacement de cette soupape commençant un peu plus tôt et se terminant un peu plus tard que celui de la soupape classique non encastrée.

Cela se traduit par des augmentations de débit, représentées par les
30 zones hachurées 82, qui compensent la réduction de débit représentée par la zone hachurée 80.

Le taux de recyclage de gaz d'échappement dans le collecteur d'admission 14 peut atteindre des valeurs de 40 à 50%.

L'alimentation de l'éjecteur 60 par un débit dérivé de gaz d'échappement permet d'entraîner le flux de gaz sortant de la turbine haute-pression 18 et de régulariser la pression d'alimentation de la turbine basse-pression 16 sans augmenter pour autant la pression statique à la sortie de la turbine 18 et sans réduire le taux de détente de cette turbine.

L'actionneur 66 qui déplace axialement l'obturateur 64 de l'éjecteur 60 permet de piloter le taux de recyclage des gaz d'échappement dans le moteur. En effet, lorsque le conduit de recyclage est complètement ouvert, une ouverture de l'éjecteur 60 se traduit par une augmentation du volume d'air fourni par les compresseurs 10, 12 au collecteur d'admission 14 et par une réduction correspondante du volume de gaz d'échappement recyclé dans le collecteur d'admission. Si cette réduction du taux de recyclage des gaz d'échappement n'est pas suffisante, l'obturateur 64 étant dans une position de pleine ouverture de l'éjecteur 60, la fermeture de la vanne 48 permet de poursuivre l'augmentation du débit d'air par accroissement de la pression d'alimentation des turbines.

Dans la variante de réalisation de la figure 4, l'obturateur rotatif 36 permet de fermer simultanément la seconde sortie 34 du collecteur d'échappement 22 et l'entrée du conduit 46 de recyclage de gaz d'échappement, pendant une durée correspondant par exemple à 30° environ de rotation du vilebrequin à partir de l'ouverture des orifices d'échappement, puis d'ouvrir la seconde sortie 34 du collecteur d'échappement en laissant fermée l'entrée du conduit 46 pendant une rotation supplémentaire de 30° environ du vilebrequin, et ensuite d'ouvrir également l'entrée du conduit 46. La masse de gaz contenue dans le cylindre est d'abord transférée à haute pression à la turbine 18, puis simultanément à moyenne pression en parallèle aux deux turbines 18 et 16 au moyen de l'éjecteur 60, puis enfin à la pression d'admission aux deux turbines et au conduit 46 de recyclage des gaz d'échappement.

REVENDICATIONS

1. Moteur à combustion interne suralimenté à turbocompresseur, comprenant un collecteur d'échappement (22) dont une sortie (20) est
5 reliée à l'entrée d'une turbine (18) entraînant un compresseur (12) d'alimentation du moteur en air sous pression, caractérisé en ce que le collecteur d'échappement (22) comprend une seconde sortie (34) équipée de moyens d'obturation (36) actionnés en synchronisme avec la rotation du vilebrequin du moteur pour fermer cette seconde sortie (34) lors de
10 l'ouverture des orifices d'échappement des cylindres (26) du moteur et pour l'ouvrir avant la fermeture desdits orifices d'échappement.

2. Moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le volume du collecteur d'échappement (22) est inférieur à celui d'un cylindre (26) du moteur.

15 3. Moteur selon la revendication 2, caractérisé en ce que le volume du collecteur d'échappement (22) est inférieur à 30% du volume d'un cylindre (26) du moteur.

4. Moteur selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que la seconde sortie (34) du collecteur d'échappement est reliée au collecteur
20 d'admission (14) du moteur par un conduit (46) de recyclage de gaz d'échappement.

5. Moteur selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la seconde sortie (34) du collecteur d'échappement est reliée à la sortie de la turbine (18) par un conduit de dérivation (58) équipé d'une soupape de
25 régulation (60).

6. Moteur selon la revendication 5, caractérisé en ce que la soupape de régulation est du type à éjecteur (60).

7. Moteur selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la turbine (18) précitée est une turbine haute-pression dont la sortie
30 alimente une turbine basse-pression (16) d'entraînement d'un compresseur

basse-pression (10) monté en série avec le compresseur (12) précité, qui est un compresseur haute-pression.

8. Moteur selon l'ensemble des revendications 6 et 7, caractérisé en ce que la turbine basse-pression (16) est alimentée en gaz d'échappement par l'éjecteur (60).

9. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la section débitante de la turbine (18) précitée ou turbine haute-pression est inférieure à la section des orifices d'échappement d'un cylindre (26) à la pleine ouverture.

10. Moteur selon la revendication 9, caractérisé en ce que la section débitante de la turbine (18) est inférieure à 1/3 environ de la section des orifices d'échappement à la pleine ouverture.

11. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'ouverture du second orifice de sortie (34) du collecteur d'échappement par les moyens d'obturation (36) a lieu à 60° environ de rotation du vilebrequin après l'ouverture des orifices d'échappement.

12. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la durée de la fermeture du second orifice (34) de sortie du collecteur d'échappement par les moyens d'obturation (36) est réglable.

13. Moteur selon l'une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que l'entrée du conduit (46) de recyclage de gaz d'échappement est ouverte et fermée cycliquement, en synchronisme avec la rotation du vilebrequin, par les moyens d'obturation (36), cette entrée étant ouverte par les moyens d'obturation après l'ouverture de la seconde sortie (34) du collecteur d'échappement.

14. Moteur selon la revendication 13, caractérisé en ce que la seconde sortie (34) du collecteur d'échappement est ouverte par les moyens d'obturation après une rotation de 30° environ du vilebrequin à partir de l'ouverture des orifices d'échappement, et l'ouverture du conduit (46) de recyclage de gaz d'échappement a lieu après une rotation de 30°

environ du vilebrequin à partir de l'ouverture de la seconde sortie de collecteur d'échappement.

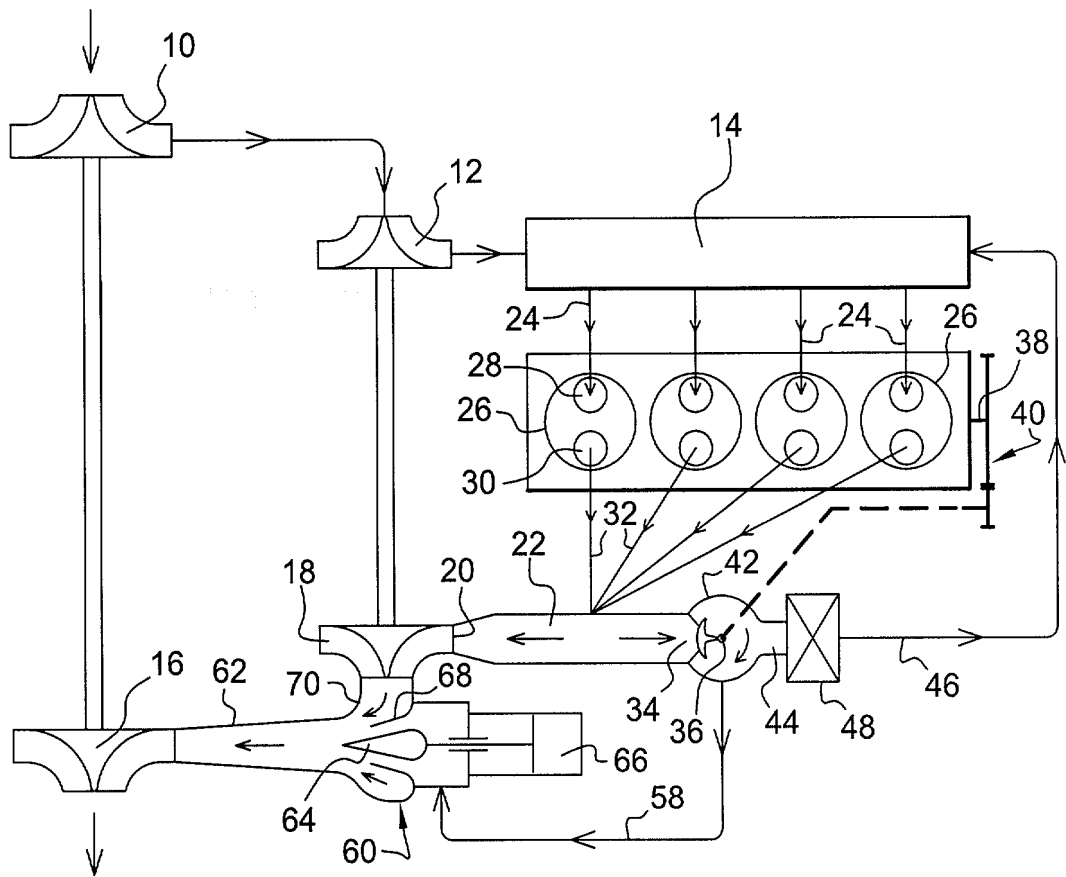
15 15. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les moyens d'obturation précités comprennent un élément rotatif (36) entraîné par le vilebrequin du moteur, ou une soupape actionnée par un arbre à cames du moteur.

16. Moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que, en position de fermeture des orifices d'échappement, les têtes (72) des soupapes d'échappement sont encastrées dans la culasse (74) du
10 moteur pour être accélérées avant l'ouverture des orifices d'échappement.

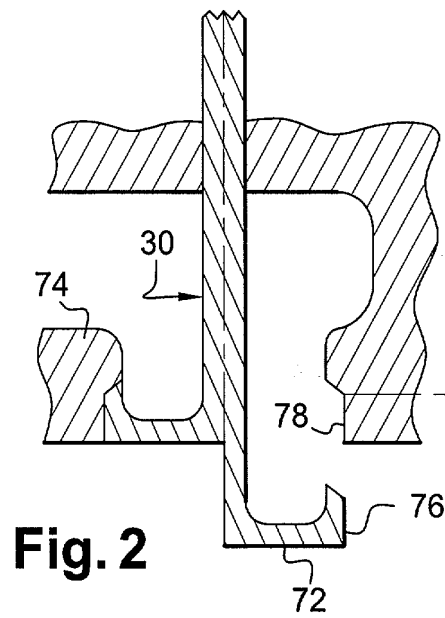
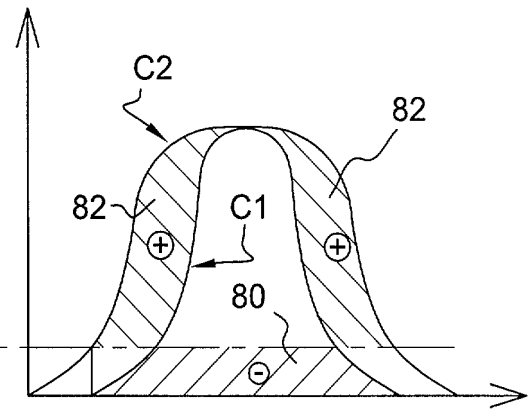
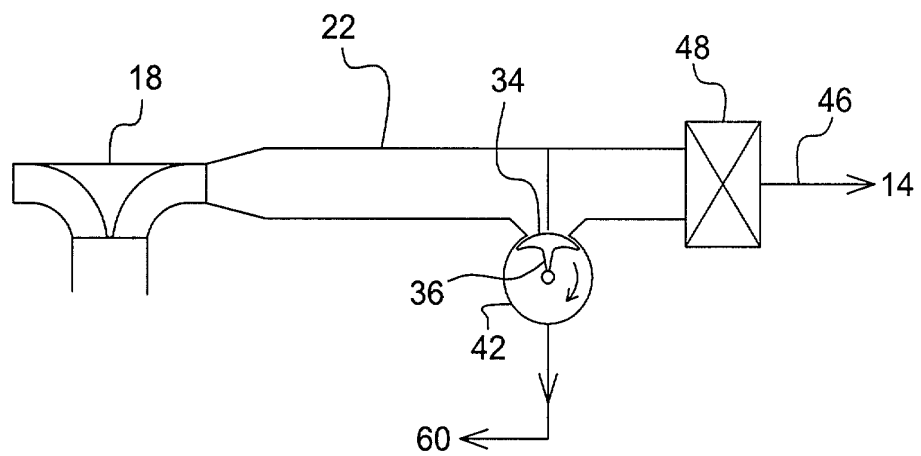
17. Moteur selon l'une des revendications 4 à 16, caractérisé en ce que l'entrée (44) du conduit (46) de recyclage des gaz d'échappement comprend une vanne de réglage de débit (48).

18. Procédé de commande du taux de recyclage de gaz
15 d'échappement et de la richesse de combustion dans un moteur du type décrit dans l'une des revendications précédentes, ce moteur comprenant un collecteur d'échappement (22) dont une sortie (20) alimente au moins une turbine (18) et dont une seconde sortie (34) est sélectivement reliée par des moyens d'obturation (36) d'une part à un conduit (46) de recyclage
20 de gaz d'échappement dont l'entrée est équipée d'une vanne de réglage de débit (48), et d'autre part à la sortie de la turbine (18) par un conduit de dérivation (58) équipé d'une vanne de régulation (60), ce procédé étant caractérisé en ce qu'il consiste, le conduit (46) de recyclage de gaz d'échappement étant complètement ouvert, à réduire le taux de recyclage
25 de gaz d'échappement à l'admission du moteur par ouverture de ladite vanne de régulation (60) et, si nécessaire, la vanne de régulation étant à pleine ouverture, à fermer le conduit de recyclage (46) au moyen de la vanne de réglage (48).

1/2

**Fig. 1**

2 / 2

**Fig. 2****Fig. 3****Fig. 4**

**RAPPORT DE RECHERCHE
PRÉLIMINAIRE**

établi sur la base des dernières revendications
déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement
national

FA 687459
FR 0610774

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
X	WO 99/31374 A (CATERPILLAR INC [US]) 24 juin 1999 (1999-06-24)	1-4,9-17	F02D21/08 F02D23/00
Y	* page 10, ligne 24 - ligne 29 * * page 16, ligne 24 - page 17, ligne 15; figures 1-3 *	5-8	F02B47/08 F01N7/10
Y	----- US 2006/042247 A1 (HAUGEN DAVID J [US]) 2 mars 2006 (2006-03-02) * figures *	5-8	
X	----- GB 2 353 328 A (CUMMINS ENGINE CO INC [US]) CUMMINS ENGINE CO INC [US]; CUMMINS INC [US] 21 février 2001 (2001-02-21)	18	
A	* page 3, ligne 18 - page 4, ligne 11 * * page 11, ligne 6 - ligne 15; figure 2 *	1-17	
A	----- GB 2 059 515 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 23 avril 1981 (1981-04-23) * figures *	6	
A	----- DE 102 22 919 A1 (MAN NUTZFAHRZEUGE AG [DE]) 24 décembre 2003 (2003-12-24) * abrégé *	1-18	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC) F02B F02M

Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
6 juillet 2007		Schmitter, Thierry	
CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure. D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire			

ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE**RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 0610774 FA 687459**

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

Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **06-07-2007**

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

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
WO 9931374 A	24-06-1999	EP 0961879 A1	08-12-1999
		US 6116223 A	12-09-2000
US 2006042247 A1	02-03-2006	EP 1797303 A2	20-06-2007
		WO 2006026133 A2	09-03-2006
GB 2353328 A	21-02-2001	DE 10040613 A1	15-03-2001
		JP 2001090616 A	03-04-2001
		US 6354084 B1	12-03-2002
		US 2001017033 A1	30-08-2001
GB 2059515 A	23-04-1981	AT 387623 B	27-02-1989
		AT 479580 A	15-07-1988
		DE 2939152 A1	02-04-1981
		FR 2468737 A1	08-05-1981
		IT 1132977 B	09-07-1986
DE 10222919 A1	24-12-2003	AUCUN	