



(11) **EP 1 779 054 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention de la délivrance du brevet:
02.01.2008 Bulletin 2008/01

(51) Int Cl.:
F28F 27/02 ^(2006.01) **F28F 9/26** ^(2006.01)
F28D 1/053 ^(2006.01) **F02B 29/04** ^(2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **05791964.9**

(86) Numéro de dépôt international:
PCT/FR2005/050580

(22) Date de dépôt: **13.07.2005**

(87) Numéro de publication internationale:
WO 2006/021704 (02.03.2006 Gazette 2006/09)

(54) **ECHANGEUR THERMIQUE A FAISCEAU TUBULAIRE, NOTAMMENT POUR UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTE**

WÄRMETAUSCHER MIT ROHRKERN, BESONDERS FÜR EINEN TURBOVERBRENNUNGSMOTOR

HEAT EXCHANGER WITH TUBE CORE, IN PARTICULAR FOR A SUPERCHARGED INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(84) Etats contractants désignés:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorité: **02.08.2004 FR 0408507**

(43) Date de publication de la demande:
02.05.2007 Bulletin 2007/18

(73) Titulaire: **RENAULT TECHNOCENTRE**
78288 Guyancourt (FR)

(72) Inventeur: **ROHELLEC, Jean-Yves**
F-92160 ANTONY (FR)

(56) Documents cités:
GB-A- 844 660 US-A- 4 287 945
US-A- 4 702 079 US-A- 5 303 770

EP 1 779 054 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen, toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] L'invention concerne un échangeur thermique à faisceau tubulaire, notamment destiné à refroidir l'air de suralimentation dans un moteur à combustion interne suralimenté de véhicule automobile.

[0002] L'invention concerne plus particulièrement un échangeur thermique, notamment du type air-air, pour un moteur à combustion interne suralimenté, du type comportant au moins un premier collecteur et un second collecteur qui sont reliés transversalement par un faisceau de tubes horizontaux dans lesquels circule un flux intérieur d'air à refroidir par un flux de fluide de refroidissement circulant à l'extérieur du faisceau de tubes.

[0003] Dans les moteurs à combustion interne suralimentés, il est connu d'utiliser des dispositifs de refroidissement ou "refroidisseurs", tels qu'un échangeur thermique ou de chaleur, pour refroidir l'air de suralimentation afin de réduire la charge thermique du moteur, la température des gaz d'échappement, et par conséquent les émissions de NOx et la consommation de carburant.

[0004] L'air de suralimentation peut essentiellement être refroidi de deux façons, à savoir soit par le liquide de refroidissement du moteur, soit par l'air ambiant extérieur.

[0005] Dans le cas du refroidissement par eau, la position de montage du refroidisseur - typiquement un échangeur du type air-eau - peut être choisie librement, ce qui est très avantageux vu l'extrême compacité des refroidisseurs refroidis par eau. Néanmoins, il n'est pas possible d'abaisser la température de l'air de suralimentation à la valeur souhaitée qui est en général en dessous de celle du liquide de refroidissement.

[0006] C'est la raison pour laquelle, les véhicules automobiles comportant des moteurs à combustion interne suralimentés ou turbocompressés sont presque exclusivement équipés de refroidisseurs d'air de suralimentation refroidis par air, généralement au moins un échangeur thermique du type air-air.

[0007] Le document US-A-4.702.079 décrit un exemple d'échangeur thermique du type air-air qui, comme on peut notamment le voir sur la figure 2 de ce document, est le plus souvent monté à l'avant du véhicule de manière à être ventilé par la pression dynamique de l'air extérieur lorsque le véhicule se déplace.

[0008] Bien entendu, l'échangeur air-air peut aussi être placé à un autre endroit du compartiment moteur du véhicule, mais il doit alors être ventilé au moyen d'une soufflante séparée, telle qu'un groupe moto-ventilateur. Une telle solution est donc rarement mise en oeuvre pour des raisons de coûts, de poids et d'encombrement.

[0009] Dans le cas d'une implantation de l'échangeur à l'avant du véhicule, il est aussi nécessaire de prendre en considération d'autres contraintes, plus particulièrement des contraintes relatives à la sécurité telles que le respect des normes relatives au choc avec un piéton.

[0010] Ainsi, l'échangeur air-air est généralement placé devant le radiateur d'eau avec l'avantage de toujours

avoir un refroidissement suffisant à petite vitesse du fait de la présence du ventilateur du radiateur d'eau.

[0011] Cependant, une telle implantation présente en contrepartie le risque d'entraver la circulation et l'arrivée de l'air extérieur de refroidissement, et l'inconvénient de "préchauffer" l'air de refroidissement, et donc de devoir surdimensionner le radiateur d'eau.

[0012] Afin de remédier à ces inconvénients, on recherche notamment des solutions permettant d'implanter les échangeurs (ou refroidisseurs) d'air de suralimentation au dessus ou au dessous du radiateur d'eau.

[0013] Néanmoins, une telle implantation nécessite d'utiliser, en particulier pour des raisons d'encombrement, un échangeur thermique présentant des dimensions en longueur, en largeur et en hauteur appropriées, c'est-à-dire un échangeur globalement en forme de "barre" dont le faisceau de tubes soit de grande longueur par comparaison à ses largeur et hauteur respectives.

[0014] Dans un échangeur thermique, plus la longueur des tubes du faisceau parcourus par le flux d'air de suralimentation est importante pour un même nombre de tubes, plus la perte de charge augmente.

[0015] De plus, les tubes du faisceau comportent généralement des moyens tels que des "turbulateurs" ainsi appelés parce qu'ils provoquent un écoulement de l'air à refroidir de type turbulent ou non laminaire et cela afin d'accroître les échanges thermiques entre l'air à refroidir et le fluide de refroidissement.

[0016] Ainsi, l'importance des pertes de charge dans de tels échangeurs a jusqu'à présent compromis leur utilisation dans des applications de refroidissement de l'air de suralimentation d'un moteur à combustion interne.

[0017] Pour remédier à ces inconvénients, l'invention propose un échangeur thermique, notamment du type air-air, dont la perte de charge interne est particulièrement réduite.

[0018] Dans ce but, l'invention propose un échangeur thermique du type décrit précédemment, caractérisé en ce que le faisceau de tubes comporte au moins :

- une première partie comportant une première série de tubes avec turbulateurs présentant une section totale de passage et une deuxième série de tubes sans turbulateurs présentant une section totale de passage globalement équivalente à la section totale de passage,
- une seconde partie comportant une première série de tubes sans turbulateurs présentant une section totale de passage et une deuxième série de tubes avec turbulateurs présentant une section totale de passage globalement équivalente à la section totale de passage,
- et une boîte de répartition du flux intérieur d'air à refroidir comportant des moyens de raccordement de la sortie de la première série de tubes avec turbulateurs de la première partie avec l'entrée de la première série de tubes sans turbulateurs de la seconde partie et de raccordement de la sortie de la

deuxième série de tubes sans turbulateurs de la première partie avec l'entrée de la deuxième série de tubes avec turbulateurs de la seconde partie.

[0019] Avantageusement, l'échangeur thermique selon l'invention présente, à capacité de refroidissement et à perte de charge équivalentes par rapport aux échangeurs de l'état de la technique, un encombrement réduit permettant notamment de l'implanter en dessous du radiateur d'eau du moteur.

[0020] Selon d'autres caractéristiques de l'invention :

- la première série de tubes avec turbulateurs de la première partie comporte un groupe supérieur de tubes et un groupe inférieur de tubes et en ce que la deuxième série de tubes sans turbulateurs de la première partie est agencée verticalement entre les groupes supérieur et inférieur de tubes de la première série de tubes avec turbulateurs de la première partie ;
- la première série de tubes sans turbulateurs de la seconde partie comporte un groupe supérieur de tubes et un groupe inférieur de tubes et en ce que la deuxième série de tubes avec turbulateurs de la seconde partie est agencée verticalement entre les groupes supérieur et inférieur de tubes de la première série de tubes sans turbulateurs de la seconde partie ;
- l'échangeur comporte au moins un passage de circulation du flux (Fe) de fluide de refroidissement entre au moins une partie des tubes des première et deuxième séries avec turbulateurs et/ou des première et deuxième séries sans turbulateurs ;
- les tubes des premières séries et des deuxièmes séries de chacune des parties présentent, suivant un plan de coupe vertical, une section longitudinale parallélépipédique, notamment rectangulaire ;
- le premier collecteur et le second collecteur constituent respectivement une boîte à air d'entrée et une boîte à air de sortie du flux d'air intérieur à refroidir ;
- le fluide de refroidissement du flux intérieur d'air est constitué par un flux extérieur d'air, tel qu'un flux d'air résultant de la pression dynamique de l'air provoqué par le déplacement du véhicule et/ou par un groupe moto-ventilateur ;
- l'échangeur présente transversalement une forme générale oblongue de manière à permettre notamment son implantation au dessus ou en dessous du radiateur de refroidissement du moteur ;
- l'échangeur est globalement de forme parallélépipédique/rectangle.

[0021] D'autres caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront à la lecture de la description détaillée qui suit pour la compréhension de laquelle on se reportera aux figures annexées parmi lesquelles :

- la figure 1 est une vue partielle de côté de la partie

avant d'un véhicule dans laquelle on a représenté schématiquement l'implantation du moteur à combustion interne, du radiateur de refroidissement et de l'échangeur thermique conforme aux enseignements de l'invention ;

- la figure 2 est une vue de face de l'échangeur thermique selon l'invention agencé en dessous du radiateur de refroidissement du moteur ;
- la figure 3 est une vue de dessus de l'échangeur thermique selon l'invention ;
- la figure 4 est une vue en coupe transversale et verticale de l'échangeur thermique selon le plan IV-IV correspondant indiqué à la figure 3, qui illustre un exemple de réalisation d'un échangeur comportant une première et seconde partie respectivement munis de séries de tubes avec et sans turbulateurs ;
- les figures 5 à 7 sont respectivement des vues en coupe longitudinale et verticale de la première partie, de la boîte de répartition et de la seconde partie selon les plans de coupe verticaux V-V à VII-VII correspondants indiqués sur la figure 3.

[0022] Par convention, on utilisera à titre non limitatif dans la description et les revendications les termes "premier" ou "second/deuxième", "inférieur" ou "supérieur" et les directions "longitudinale", "transversale" ou "verticale" pour désigner respectivement des éléments ou des positions selon les définitions données dans la description et selon le trièdre (L, V, T) représenté sur les figures.

[0023] On a représenté schématiquement à la figure 1, la partie avant d'un véhicule automobile 10 comportant un groupe motopropulseur à moteur à combustion interne 12, qui est ici du type suralimenté.

[0024] De manière connue, un tel moteur suralimenté 12 comporte un circuit d'admission, un circuit d'échappement et un turbocompresseur (non représentés) qui comprend un compresseur pour mettre sous pression de l'air frais atmosphérique et une turbine pour fournir l'énergie mécanique nécessaire à l'entraînement du compresseur.

[0025] On rappellera succinctement que, lors du fonctionnement du moteur 12, l'air frais provenant de l'atmosphère est admis dans une partie d'entrée du circuit d'admission, après avoir traversé le filtre à air destiné à retenir les particules présentes dans l'air frais et qu'il est alors aspiré, puis comprimé par le compresseur.

[0026] La compression de l'air provoque son échauffement de sorte qu'il est nécessaire que l'air frais comprimé, dit de suralimentation, soit ensuite refroidi avant de parvenir au collecteur d'admission et d'alimenter cycliquement les cylindres selon une fréquence qui est fonction du régime du moteur 12.

[0027] Le circuit d'admission comporte par conséquent un dispositif de refroidissement, encore appelé refroidisseur, lequel consiste généralement comme expliqué précédemment en un échangeur thermique 14 que traverse un fluide caloporteur de refroidissement de manière à refroidir le flux intérieur d'air Fi de suralimentation

venant du compresseur.

[0028] Après la combustion, les gaz d'échappement sous pression sont rejetés, par l'intermédiaire d'un collecteur d'échappement (non représenté), dans une conduite d'échappement (non représentée) qui alimente sélectivement la turbine du turbocompresseur avant que ces gaz ne soient rejetés dans l'atmosphère.

[0029] Dans l'exemple de réalisation illustré aux figures, l'échangeur thermique 14 est un échangeur du type air-air de sorte que le fluide de refroidissement est constitué par un flux extérieur d'air Fe.

[0030] Comme on peut le voir sur la figure 1, le flux extérieur d'air Fe correspond notamment au flux d'air résultant de la pression dynamique de l'air provoqué par le déplacement du véhicule.

[0031] Le flux extérieur d'air Fe est ici représenté schématiquement par des flèches à hampe ondulée de manière à les distinguer des autres flèches que comportent les figures, notamment des flèches à hampe rectiligne représentant schématiquement le flux intérieur d'air Fi.

[0032] On notera que les dimensions de l'échangeur thermique 14, c'est à dire sa largeur ou profondeur (1), sa hauteur (h) et sa longueur (L), correspondent ici respectivement à ses dimensions selon les directions longitudinale, verticale et transversale du trièdre (L, V, T).

[0033] L'échangeur thermique 14 comporte un premier collecteur 16 et un second collecteur 18 qui sont reliés transversalement par un faisceau 20 de tubes dans lesquels circule un flux intérieur d'air Fi à refroidir par le flux extérieur d'air Fe de refroidissement circulant à l'extérieur du faisceau 20 de tubes.

[0034] Comme on peut le voir sur la figure 3, le premier collecteur 16 et le second collecteur 18 constituent ici respectivement une boîte à air d'entrée et une boîte à air de sortie du flux d'air intérieur Fi à refroidir.

[0035] Avantagusement, les boîtes à air d'entrée et de sortie sont identiques ce qui permet notamment d'en réduire le coût de production.

[0036] Le flux intérieur d'air Fi circule de gauche à droite suivant les flèches illustrées sur les figures 2 et 3, c'est à dire suivant la direction transversale (T).

[0037] Le flux extérieur d'air Fe de refroidissement circule, comme l'illustrent les flèches sur les figures 1 et 3, suivant la direction longitudinale (L), c'est à dire orthogonalement à la direction transversale (T).

[0038] Le faisceau 20 de tubes comporte principalement une première partie P1, une seconde partie P2 et une boîte intermédiaire de répartition 24 interposée transversalement, ici centralement, entre les première et seconde parties P1, P2.

[0039] L'échangeur thermique 14 a sensiblement une forme de "barre", c'est-à-dire qu'il présente transversalement une forme générale oblongue, ici globalement parallélépipédique-rectangle. Avantagusement, un tel échangeur thermique 14 est donc susceptible d'être implanté en dessous du radiateur de refroidissement 22 du circuit de refroidissement du moteur 12, comme cela est illustré sur les figures 1 et 2.

[0040] En variante, l'échangeur thermique 14 est implanté au dessus du radiateur de refroidissement 22 du circuit de refroidissement du moteur 12.

[0041] Une telle implantation est désormais rendue possible avec un échangeur thermique 14 réalisé conformément à l'invention qui permet notamment de réduire la perte de charge interne par comparaison aux échangeurs de forme oblongue selon l'état de la technique.

[0042] L'échangeur thermique 14 selon l'invention est caractérisé par le fait que le faisceau 20 de tubes comporte au moins :

- la première partie P1 comportant une première série S1P1 de tubes munis de turbulateurs 34 présentant une section totale ou aire de passage A11 et une deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs présentant une section totale ou aire de passage A12 globalement équivalente à la section de passage A11,
- une seconde partie P2 comportant une première série S1P2 de tubes sans turbulateurs présentant une section totale ou aire de passage A21 et une deuxième série S2P2 de tubes munis de turbulateurs 34 présentant une section totale ou aire de passage A22 globalement équivalente à la section totale de passage A21,
- et la boîte intermédiaire centrale de répartition 24 du flux intérieur d'air à refroidir comportant des moyens pour raccorder la sortie de la première série S1P1 de tubes avec turbulateurs de la première partie P1 avec l'entrée de la première série S1P2 de tubes sans turbulateurs de la seconde partie P2 et de raccordement de la sortie de la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs de la première partie P1 avec l'entrée de la deuxième série S2P2 de tubes avec turbulateurs 34 de la seconde partie P2.

[0043] Selon l'exemple de réalisation de l'échangeur thermique 14 illustré à la figure 4, la première série S1P1 de tubes avec turbulateurs 34 de la première partie P1 de l'échangeur thermique 14 comporte un groupe supérieur 26 de tubes et un groupe inférieur 28 de tubes, et la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs de la première partie P1 est agencée verticalement entre les groupes supérieur 26 et inférieur 28 de tubes de la première série S1P1 de tubes avec turbulateurs 34 de la première partie P1.

[0044] De même, la première série S1P2 de tubes sans turbulateurs de la seconde partie P2 de l'échangeur thermique 14 comporte un groupe supérieur 30 de tubes et un groupe inférieur 32 de tubes et la deuxième série S2P2 de tubes avec turbulateurs 34 de la seconde partie P2 est agencée verticalement entre les groupes supérieur 30 et inférieur 32 de tubes de la première série S1P2 de tubes sans turbulateurs de la seconde partie P2.

[0045] Dans l'exemple de réalisation illustré à la figure 4, la deuxième série S2P1 sans turbulateurs de la première partie P1 comporte un seul tube 36 central et la

première série S1P2 sans turbulateurs de la seconde partie P2 comporte un tube supérieur 30 et un tube inférieur 32 formant ici respectivement les groupes supérieur et inférieur.

[0046] Les tubes comportant des turbulateurs 34 ont été représentés sur la figure 4 en "grisé" ou "tramé" afin de les différencier et sont par ailleurs mieux visibles sur les coupes des figures 5 et 7.

[0047] L'échangeur thermique 14 comporte des passages 38 de circulation pour le flux extérieur d'air Fe de refroidissement, de préférence entre chacun des tubes de la première série S1P1 et de la deuxième série S2P1 de manière à optimiser les échanges thermiques entre le flux intérieur Fi et le flux extérieur d'air Fe.

[0048] Les passages 38 sont notamment visibles sur la vue de face de la figure 2 et sur la vue en coupe de la figure 4.

[0049] La boîte intermédiaire de répartition 24 comporte des moyens de raccordement 40 de la sortie de la première série S1P1 de tubes munis de turbulateurs 34 de la première partie P1 avec l'entrée de la première série S1P2 de tubes sans turbulateurs de la seconde partie P2 et de raccordement de la sortie de la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs de la première partie P1 avec l'entrée de la deuxième série S2P2 de tubes munis de turbulateurs 34 de la seconde partie P2.

[0050] Les moyens de raccordement 40 de la boîte de répartition 24 sont constitués par une plaque transversale supérieure inclinée 42 et une plaque transversale inférieure inclinée 44 qui délimitent verticalement entre elles un tronçon intérieur divergent 46 de raccordement entre la sortie du tube central 36 sans turbulateurs de la première partie P1 et les entrées de chacun des tubes de la deuxième série de tubes S2P2 comportant des turbulateurs 34.

[0051] La plaque supérieure 42 délimite verticalement avec la paroi horizontale supérieure 48 du corps 50 du boîtier 24 un tronçon convergent supérieur 52 de raccordement entre les sorties de chaque tube du groupe supérieur 26 de la première série de tubes S1P1 comportant des turbulateurs 34 et l'entrée du tube supérieur 30.

[0052] La plaque inférieure 44 délimite verticalement avec la paroi horizontale inférieure 54 du corps 50 du boîtier 24 un tronçon convergent inférieur 56 de raccordement entre les sorties de chaque tube du groupe inférieur 28 de la première série de tubes S1P1 comportant des turbulateurs 34 et l'entrée du tube inférieur 32.

[0053] Comme illustré sur la figure 6, les tronçons de raccordement 46, 52 et 56 sont aussi délimités longitudinalement par les parois transversales opposées 58 du corps 50 du boîtier 24.

[0054] On décrira ci-après le fonctionnement de l'échangeur thermique 14 selon l'invention et le refroidissement du flux intérieur d'air Fi par le flux extérieur d'air Fe.

[0055] Le premier collecteur 16 formant la boîte à air d'entrée comporte un orifice d'entrée OE1 qui est raccordé à un élément amont du conduit d'admission du

circuit d'admission du moteur 12 et un orifice de sortie OS1 qui débouche dans le faisceau 20.

[0056] Ainsi, le flux intérieur d'air Fi à refroidir provenant du compresseur pénètre dans le premier collecteur 16 par l'orifice d'entrée OE1 dont il ressort par l'orifice OS1 pour traverser d'abord la première partie P1 de l'échangeur thermique 14.

[0057] Le flux intérieur d'air Fi se répartit pour circuler respectivement dans la première série S1P1 de tubes avec turbulateurs de section totale de passage A11 et la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs de section totale de passage A12.

[0058] La section globale A1 de passage de la première partie P1 correspond globalement à la somme des sections totales de passage A11 et A12 respectivement de la première série S1P1 et de la deuxième série S2P1 de sorte que le flux intérieur d'air Fi se divise en deux parties Fi1 et Fi2 et se répartit ici également entre la première série S1P1 et de la deuxième série S2P1.

[0059] La partie Fi1 du flux intérieur d'air Fi est refroidi lors de son passage à travers la première série S1P1 de tubes dont les turbulateurs 34 permettent d'augmenter la dissipation de chaleur par le flux extérieur d'air Fe de refroidissement circulant dans les passages 38.

[0060] L'autre partie Fi2 du flux intérieur d'air Fi traversant la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs n'est que peu refroidie mais ne subit, à contrario, que peu ou pas de perte de charges.

[0061] Ainsi, lors de son passage à travers la première partie P1, le flux intérieur d'air Fi subit une première perte de charge qui est essentiellement provoquée par la première série S1P1 de tubes turbulés.

[0062] Après avoir traversé la première partie P1, le flux intérieur d'air Fi à refroidir correspondant respectivement aux parties Fi1 et Fi2 traverse ensuite la boîte de répartition 24 avant de traverser la seconde partie P2 de l'échangeur thermique 14.

[0063] Ainsi, la partie Fi1 du flux intérieur d'air Fi ayant traversé la première série de tubes avec turbulateurs S1P1 de la première partie P1 pour y être refroidi, traverse donc ensuite, dans la seconde partie P2, la première série de tubes sans turbulateurs S1P2 en ne subissant que peu ou pas de perte de charges.

[0064] Réciproquement, l'autre partie Fi2 du flux intérieur d'air Fi ayant traversé la deuxième série S2P1 de tubes sans turbulateurs de la première partie P1 avec peu ou pas de perte de charges, traverse ensuite la deuxième série S2P2 de tubes avec turbulateurs 34 de la seconde partie P2 afin d'y être à son tour refroidi.

[0065] Avantagusement, la seconde partie P2 de l'échangeur thermique 14 comporte, comme la première partie P1, des passages de circulation 38 du flux extérieur d'air Fe de refroidissement entre chacun des tubes de la première série S1P2 et de la deuxième série S2P2 de manière à optimiser les échanges thermiques entre le flux intérieur Fi et le flux extérieur d'air Fe.

[0066] Le flux intérieur d'air Fi issue des sorties respectives de la première et de la deuxième séries S1P2

et S2P2 de tubes débouche dans au moins un orifice d'entrée OE2 du second collecteur 18, formant la boîte à air de sortie, puis poursuit son parcours dans un élément aval du conduit du circuit d'admission du moteur 12 auquel est relié au moins un orifice de sortie OS2 du second collecteur 18.

[0067] De préférence, dans les première et seconde parties P1, P2, les premières séries de tubes S1P1 et S1P2 présentent une section totale de passage A11 et A21 qui sont respectivement globalement équivalente aux sections totales de passage A12 et A22 des première et deuxième séries de tubes S2P1 et S2P2.

[0068] Comme illustré aux figures 5 à 7, les tubes des premières séries S1P1 et S1P2 ainsi que les tubes des deuxième séries S2P1 et S2P2 de chacune des première et seconde parties P1, P2 présentent, suivant un plan de coupe vertical, une section longitudinale parallélépipédique, ici rectangulaire.

[0069] En variante (non représentée), les tubes des deuxième séries S1P1 et S1P2 ainsi que les tubes des deuxième séries S2P1 et S2P2 de chacune des première et seconde parties P1, P2 présentent suivant un plan de coupe vertical une section longitudinale globalement circulaire.

[0070] Grâce à l'invention, il est possible de réaliser un échangeur thermique 14 de forme oblongue, c'est-à-dire de grande longueur (L) et de faible hauteur (h), qui est ainsi susceptible d'être implanté en dessous ou au dessus du radiateur 22.

[0071] Les dimensions du faisceau 20 de l'échangeur thermique 14 sont par exemple comprises entre 500 et 800 mm pour la longueur (L), entre 40 et 200 mm pour la hauteur (h) et entre 50 et 120 mm pour la largeur (1).

[0072] Par comparaison avec un échangeur thermique de l'état de la technique comportant un faisceau tubes horizontaux de longueur "L", chaque partie du flux Fi traversant une série de tubes munis de turbulateurs 34 ne parcourt en réalité entre l'orifice d'entrée OE1 et l'orifice de sortie OE2 que la moitié de cette longueur, donc "L/2", soit dans la première partie P1 soit dans la seconde partie P2 ce qui permet d'obtenir une réduction de la perte de charge.

[0073] De plus, par comparaison avec un échangeur thermique de l'état de la technique, le nombre de tubes horizontaux du faisceau est avantageusement augmenté.

[0074] Avantageusement, un tel agencement d'un échangeur thermique 14 permet de supprimer des problèmes tels que "l'effet de masque" que provoque un premier échangeur qui, agencé devant un deuxième échangeur comme le radiateur de refroidissement, constitue alors un "écran" pour le deuxième échangeur et qui est notamment susceptible de perturber la circulation du flux extérieur d'air de refroidissement.

[0075] De plus, une telle implantation de l'échangeur thermique 14 facilite le raccordement des orifices d'entrée et de sortie de l'échangeur avec les conduits respectifs du circuit d'admission, en améliorant notamment

l'accessibilité à l'échangeur 14 et en permettant de surcroît une simplification des parcours des conduits auparavant tortueux et de plus grande longueur.

[0076] Bien entendu, les notions d'"entrée" et de "sortie" sont relatives et ne sont par conséquent pas limitatives des variantes de réalisation possibles, notamment en fonction des applications.

[0077] Ainsi, sans sortir du cadre de l'invention, le flux intérieur d'air Fi peut notamment circuler dans le faisceau 20 de tubes en sens inverse, c'est-à-dire de droite vers la gauche en traversant d'abord la seconde partie P2 puis la boîte de répartition 24 et enfin la première partie P1.

[0078] Dans ce cas, le second collecteur 18 constitue une boîte à air d'entrée du flux intérieur d'air Fi et le premier collecteur 16 une boîte à air de sortie.

[0079] Avantageusement, un groupe moto-ventilateur, tel que le groupe moto-ventilateur associé au radiateur du circuit de refroidissement du moteur, est susceptible d'amener à l'échangeur thermique 14 suffisamment d'air de refroidissement lorsque le flux extérieur d'air créé par la marche du véhicule est insuffisant, en particulier lorsque le véhicule roule doucement ou est arrêté alors que le moteur 12 continue de fonctionner.

[0080] Bien entendu, l'invention trouve à s'appliquer à tous types d'échangeur thermique et l'échangeur thermique de type air-air illustré par les figures n'est donné qu'à titre d'exemple non limitatif, ainsi en variante les tubes du faisceau 20 peuvent être verticaux.

[0081] En variante, l'échangeur thermique 14 est du type air-liquide dans lequel le liquide de refroidissement est par exemple constitué par de l'eau ou de l'huile.

35 Revendications

1. Echangeur thermique (14), notamment du type air-air pour un moteur (12) à combustion interne suralimenté, du type comportant au moins un premier collecteur (16) et un second collecteur (18) qui sont reliés par un faisceau (20) de tubes horizontaux dans lesquels circule un flux intérieur d'air (Fi) à refroidir par un flux (Fe) de fluide de refroidissement circulant à l'extérieur des tubes du faisceau (20), **caractérisé en ce que** le faisceau (20) de tubes comporte au moins :

- une première partie (P1) comportant une première série de tubes (S1P1) avec turbulateurs (34) présentant une section totale de passage (S11) et une deuxième série de tubes sans turbulateurs (S2P1) présentant une section totale de passage (S12) globalement équivalente à la section totale de passage (S11),
- une seconde partie (P2) comportant une première série de tubes sans turbulateurs (S1P2) présentant une section totale de passage (S21) et une deuxième série de tubes (S2P2) avec

- turbulateurs (34) présentant une section totale de passage (S22) globalement équivalente à la section totale de passage (S21),
 - et une boîte de répartition (24) du flux intérieur d'air (Fi) à refroidir comportant des moyens de raccordement (40) de la sortie de la première série de tubes avec turbulateurs (S1P1) de la première partie (P1) avec l'entrée de la première série de tubes sans turbulateurs (S1P2) de la seconde partie (P2) et de raccordement de la sortie de la deuxième série de tubes sans turbulateurs (S2P1) de la première partie (P1) avec l'entrée de la deuxième série de tubes avec turbulateurs (S2P2) de la seconde partie (P2).
2. Echangeur thermique (14) selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la première série de tubes avec turbulateurs (S1P1) de la première partie (P1) comporte un groupe supérieur (26) de tubes et un groupe inférieur (28) de tubes et **en ce que** la deuxième série de tubes sans turbulateurs (S2P1) de la première partie est agencée verticalement entre les groupes supérieur (26) et inférieur (28) de tubes de la première série de tubes avec turbulateurs (S1P1) de la première partie (P1).
3. Echangeur thermique (14) selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la première série de tubes sans turbulateurs (S1P2) de la seconde partie (P2) comporte un groupe supérieur (30) de tubes et un groupe inférieur (32) de tubes et **en ce que** la deuxième série de tubes avec turbulateurs (S2P2) de la seconde partie (P2) est agencée verticalement entre les groupes supérieur (30) et inférieur (32) de tubes de la première série de tubes sans turbulateurs (S1P2) de la seconde partie (P2).
4. Echangeur thermique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'il** comporte au moins un passage (38) de circulation du flux (Fe) de fluide de refroidissement entre au moins une partie des tubes des première et deuxième séries avec turbulateurs (S1P1, S2P2) et/ou des première et deuxième séries sans turbulateurs (S1P2, S2P1).
5. Echangeur thermique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les tubes des premières séries (S1P1, S1P2) et des deuxièmes séries (S2P1, S2P2) de chacune des parties (P1, P2) présentent, suivant un plan de coupe vertical, une section longitudinale parallélépipédique, notamment rectangulaire.
6. Echangeur thermique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le premier collecteur (16) et le second collecteur (18) constituent respectivement une boîte à air d'en-

trée et une boîte à air de sortie du flux d'air intérieur (Fi) à refroidir.

7. Echangeur thermique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le fluide de refroidissement du flux intérieur d'air (Fi) est constitué par un flux extérieur d'air (Fe), tel qu'un flux d'air résultant de la pression dynamique de l'air provoqué par le déplacement du véhicule et/ou par un groupe moto-ventilateur.
8. Echangeur thermique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'il** présente transversalement une forme générale oblongue de manière à permettre notamment son implantation au dessus ou en dessous du radiateur (22) de refroidissement du moteur (12).
9. Echangeur thermique selon la revendication 8, **caractérisé en ce qu'il** est globalement de forme parallélépipédique-rectangle.

Claims

1. Heat exchanger (14), in particular of the air-air type for a supercharged internal combustion engine (12), of the type comprising at least one first header (16) and one second header (18) which are connected by a core (20) of horizontal tubes in which circulates an inner airflow (Fi) which is to be cooled by a flow (Fe) of cooling fluid circulating on the outside of the core tubes (20), **characterized in that** the core (20) of tubes comprises at least:
- one first portion (P1) comprising a first series of tubes (S1P1) with turbulators (34) having a total cross section (S11) and a second series of tubes without turbulators (S2P1) having a total cross section (S12) generally equal to the total cross section (S11);
 - one second portion (P2) comprising a first series of tubes without turbulators (S1P2) having a total cross section (S21) and a second series of tubes (S2P2) with turbulators (34) having a total cross section (S22) generally equal to the total cross section (S21); and
 - a chamber for distribution (24) of the inner airflow (Fi) which is to be cooled comprising means of connecting (40) the outlet of the first series of tubes with turbulators (S1P1) in the first portion (P1) with the inlet of the first series of tubes without turbulators (S1P2) in the second portion (P2) and connecting the outlet of the second series of tubes without turbulators (S2P1) in the first portion (P1) with the inlet of the second series of tubes with turbulators (S2P2) in the second portion (P2).

2. Heat exchanger (14) according to Claim 1, **characterized in that** the first series of tubes with turbulators (S1P1) in the first portion (P1) comprises an upper group (26) of tubes and a lower group (28) of tubes and **in that** the second series of tubes without turbulators (S2P1) in the first portion is arranged vertically between the upper (26) and lower (28) groups of tubes of the first series of tubes with turbulators (S1P1) in the first portion (P1).
3. Heat exchanger (14) according to one of Claims 1 or 2, **characterized in that** the first series of tubes without turbulators (S1P2) in the second portion (P2) comprises an upper group (30) of tubes and a lower group (32) of tubes and **in that** the second series of tubes with turbulators (S2P2) in the second portion (P2) is arranged vertically between the upper (30) and lower (32) groups of tubes of the first series of tubes without turbulators (S1P2) in the second portion (P2).
4. Heat exchanger (14) according to any one of the preceding claims, **characterized in that** it comprises at least one passage (38) for circulation of the flow (Fe) of cooling fluid between at least one portion of the tubes of the first and second series with turbulators (S1P1, S2P2) and/or the first and second series without turbulators (S1P2, S2P1).
5. Heat exchanger (14) according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the tubes of the first series (S1P1, S1P2) and the second series (S2P1, S2P2) of each of the portions (P1, P2) have, along a vertical cross section, a longitudinal section which is parallelepipedic, in particular rectangular.
6. Heat exchanger (14) according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the first header (16) and the second header (18) constitute respectively an air inlet chamber and an air outlet chamber for the inner airflow (Fi) which is to be cooled.
7. Heat exchanger (14) according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the cooling fluid for the inner airflow (Fi) is composed of an outer airflow (Fe), such as an airflow resulting from the dynamic pressure of the air caused by the movement of the vehicle and/or a fan unit.
8. Heat exchanger (14) according to any one of the preceding claims, **characterized in that** transversely it has an oblong general shape so as to allow in particular its installation above or below the cooling radiator (22) of the engine (12).
9. Heat exchanger according to Claim 8, **characterized in that** it is generally of parallelepipedic/rectan-

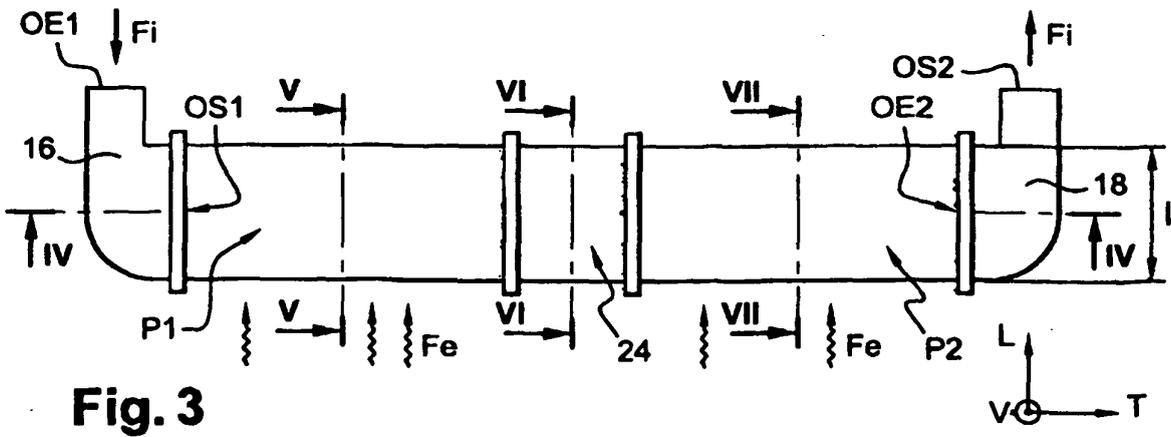
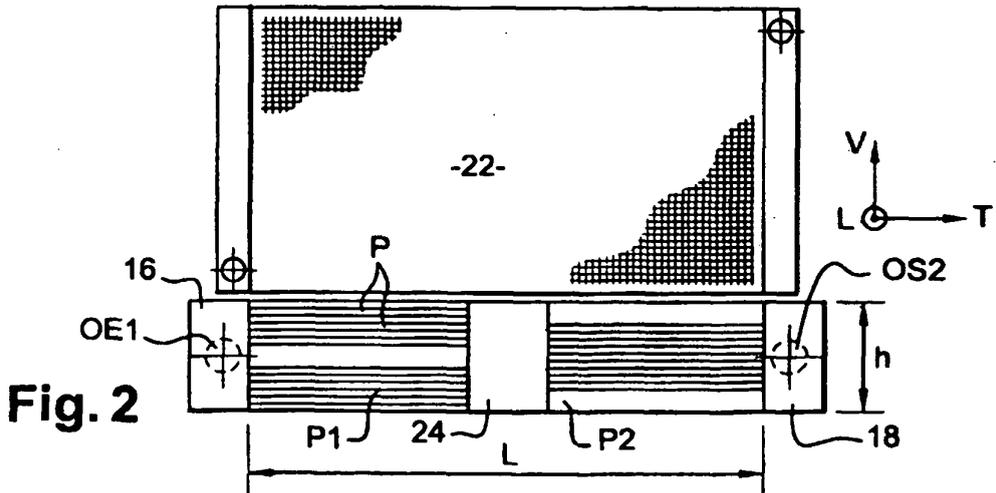
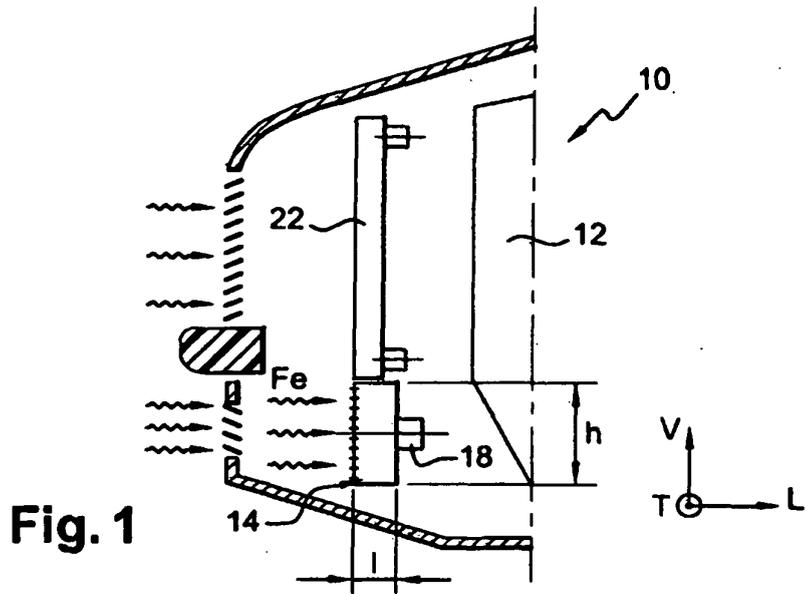
gular shape.

Patentansprüche

1. Wärmetauscher (14), insbesondere vom Typ Luft-Luft für einen aufgeladenen Verbrennungsmotor (12) von dem Typ, der mindestens einen ersten Kollektor (16) und einen zweiten Kollektor (18) aufweist, die durch ein Bündel (20) von waagrecht Rohren verbunden sind, in denen ein innerer Luftstrom (Fi) zirkuliert, der von einem Kühlfluidstrom (Fe) gekühlt werden soll, der außerhalb der Rohre des Bündels (20) zirkuliert, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Bündel (20) von Rohren mindestens aufweist :
- einen ersten Teil (P1), der eine erste Reihe von Rohren (S1P1) mit Turbulenzerzeugern (34) mit einem Gesamtdurchlassquerschnitt (S11) und eine zweite Reihe von Rohren (S2P1) ohne Turbulenzerzeuger mit einem Gesamtdurchlassquerschnitt (S12) aufweist, der global gleich dem Gesamtdurchlassquerschnitt (S11) ist,
 - einen zweiten Teil (P2), der eine erste Reihe von Rohren (S1P2) ohne Turbulenzerzeuger mit einem Gesamtdurchlassquerschnitt (S21) und eine zweite Reihe von Rohren (S2P2) mit Turbulenzerzeugern (34) mit einem Gesamtdurchlassquerschnitt (S22) aufweist, der global gleich dem Gesamtdurchlassquerschnitt (S21) ist,
 - und einen Verteilerkasten (24) des zu kühlenden inneren Luftstroms (Fi), der Mittel (40) zur Verbindung des Ausgangs der ersten Reihe von Rohren (S1P1) mit Turbulenzerzeugern des ersten Teils (P1) mit dem Eingang der ersten Reihe von Rohren (S1P2) ohne Turbulenzerzeuger des zweiten Teils (P2) und zur Verbindung des Ausgangs der zweiten Reihe von Rohren (S2P1) ohne Turbulenzerzeuger des ersten Teils (P1) mit dem Eingang der zweiten Reihe von Rohren (S2P2) mit Turbulenzerzeugern des zweiten Teils (P2) aufweist.
2. Wärmetauscher (14) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Reihe von Rohren (S1P1) mit Turbulenzerzeugern des ersten Teils (P1) eine obere Gruppe von Rohren (26) und eine untere Gruppe von Rohren (28) aufweist, und dass die zweite Reihe von Rohren (S2P1) ohne Turbulenzerzeuger des ersten Teils senkrecht zwischen der oberen (26) und unteren Gruppe (28) von Rohren der ersten Reihe von Rohren (S1P1) mit Turbulenzerzeugern des ersten Teils (P1) angeordnet ist.
3. Wärmetauscher (14) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Reihe von Rohren (S1P2) ohne Turbulenzerzeuger

- des zweiten Teils (P2) eine obere Gruppe von Rohren (30) und eine untere Gruppe von Rohren (32) aufweist, und dass die zweite Reihe von Rohren (S2P2) mit Turbulenzerzeugern des zweiten Teils (P2) senkrecht zwischen der oberen Gruppe (30) und der unteren Gruppe (32) von Rohren der ersten Reihe von Rohren (S1P2) ohne Turbulenzerzeuger des zweiten Teils (P2) angeordnet ist. 5
4. Wärmetauscher (14) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** er mindestens einen Durchlass (38) für die Zirkulation des Kühlfluidstroms (Fe) zwischen mindestens einem Teil der Rohre der ersten und der zweiten Reihe von Rohren mit Turbulenzerzeugern (S1P1, S2P2) und/oder der ersten und der zweiten Reihe ohne Turbulenzerzeuger (S1P2, S2P1) aufweist. 10
15
5. Wärmetauscher (14) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rohre der ersten Reihen (S1P1, S1P2) und der zweiten Reihen (S2P1, S2P2) jedes der Teile (P1, P2) gemäß einer senkrechten Schnittebene einen parallelepipedischen, insbesondere rechteckigen Längsquerschnitt aufweisen. 20
25
6. Wärmetauscher (14) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Kollektor (16) und der zweite Kollektor (18) einen Lufteingangskasten bzw. einen Luftausgangskasten des zu kühlenden inneren Luftstroms (Fi) bilden. 30
7. Wärmetauscher (14) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kühlfluid des inneren Luftstroms (Fi) aus einem äußeren Luftstrom (Fe) besteht, wie einem Luftstrom, der aus dem dynamischen Druck der Luft resultiert, der durch die Bewegung des Fahrzeugs und/oder von einem Kühlerventilator verursacht wird. 35
40
8. Wärmetauscher (14) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** er in Querrichtung eine im Wesentlichen längliche Form aufweist, um insbesondere seinen Einbau über oder unter dem Kühler (22) des Motors (12) zu erlauben. 45
9. Wärmetauscher (14) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** er global von parallelepipedischer rechteckiger Form ist. 50

55



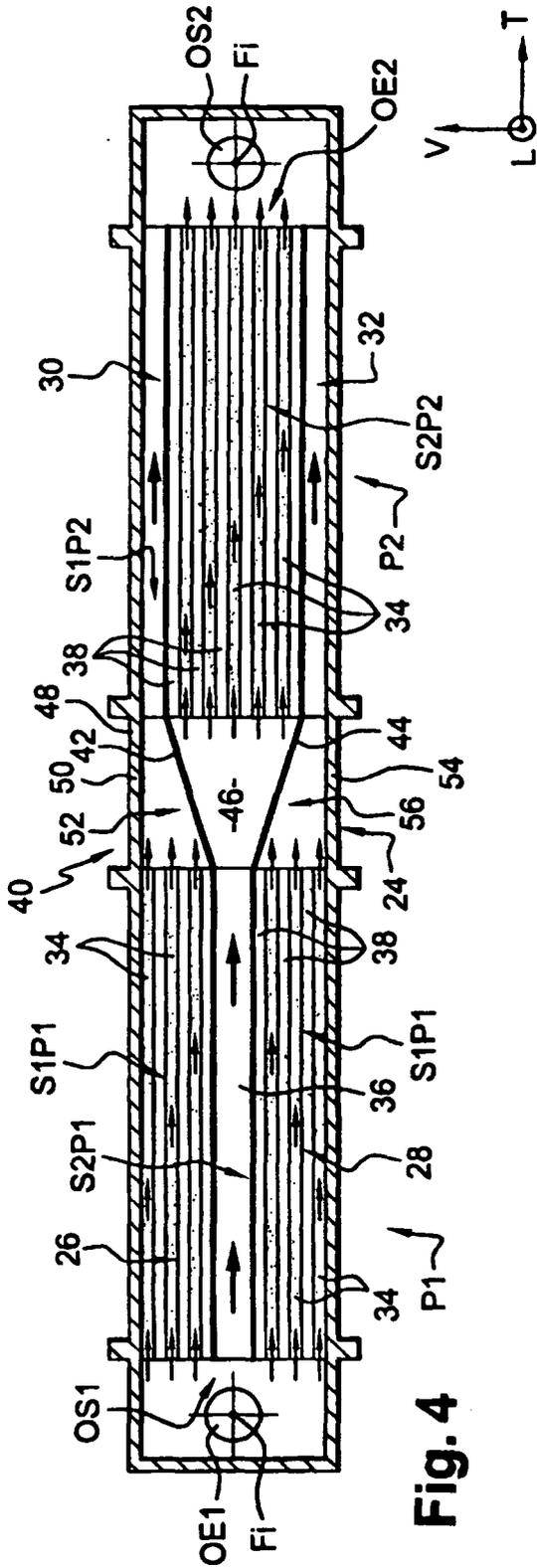


Fig. 4

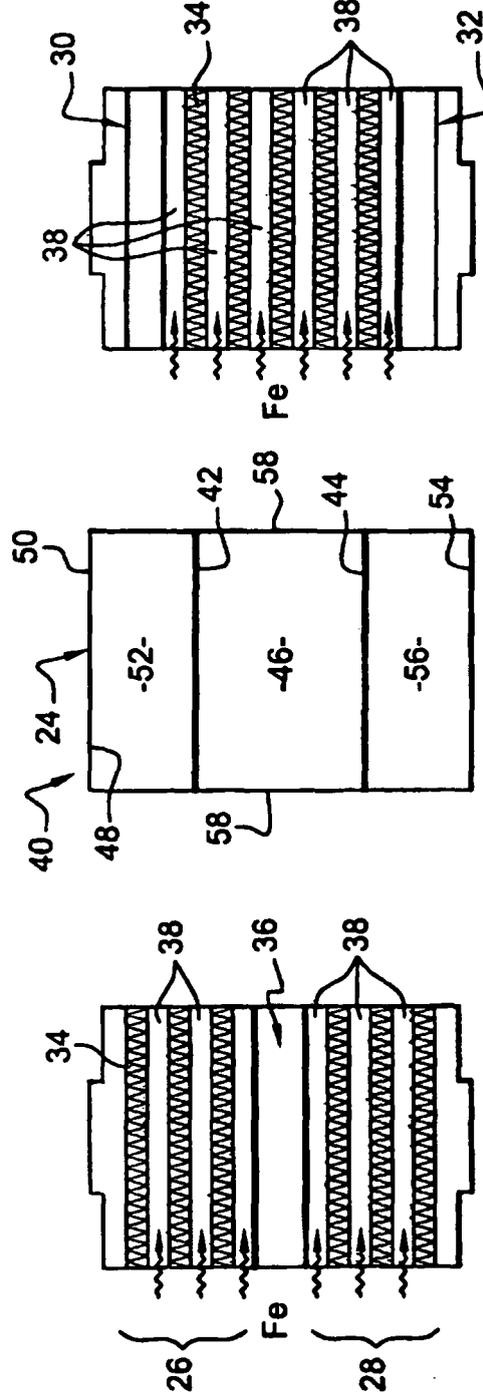


Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- US 4702079 A [0007]