



(11)

EP 2 580 458 B1

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45) Date de publication et mention de la délivrance du brevet:

08.10.2014 Bulletin 2014/41

(21) Numéro de dépôt: **11744027.1**

(22) Date de dépôt: **30.05.2011**

(51) Int Cl.:

F02G 1/02 (2006.01)

(86) Numéro de dépôt international:

PCT/FR2011/000320

(87) Numéro de publication internationale:

WO 2011/154622 (15.12.2011 Gazette 2011/50)

(54) CULASSE ECHANGEUR

WÄRMETAUSCHENDER ZYLINDERKOPF
HEAT-EXCHANGING CYLINDER HEAD

(84) Etats contractants désignés:

**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorité: **11.06.2010 FR 1002471**

(43) Date de publication de la demande:

17.04.2013 Bulletin 2013/16

(73) Titulaire: **Macarez, Bernard
64290 Lasseube (FR)**

(72) Inventeur: **Macarez, Bernard
64290 Lasseube (FR)**

(56) Documents cités:

**WO-A2-2009/066178 DE-A1- 2 200 842
US-A- 4 514 979**

EP 2 580 458 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] Cette invention concerne un moteur thermique (à piston, ou rotatif type Wankel) dont l'apport d'énergie calorifique s'effectue à partir d'une source chaude externe qui peut être un fluide chaud ou un rayonnement. Il s'agit de l'application des cycles similaires aux cycles de Stirling ou d'Ericsson.

[0002] Pour produire de l'énergie mécanique ce moteur utilise un cycle ouvert ou fermé. Le fluide moteur est compressible dans les conditions de fonctionnement du moteur et rejette la chaleur de l'échappement à une source froide de quelque nature que ce soit (fluide ou solide) avec ou sans l'aide d'un échangeur de refroidissement externe selon qu'il s'agit d'un cycle ouvert ou fermé. Le fluide moteur utilisé peut être un fluide frigorigène ou un gaz comme l'air, ou tout fluide susceptible de pouvoir échanger de la chaleur dans les conditions de fonctionnement du moteur.

[0003] Ce moteur se caractérise en ce qu'il inclut une culasse échangeur qui, transfère au fluide interne du moteur par conduction au travers du matériau de la culasse elle-même l'énergie calorifique prélevée à la source chaude d'un fluide externe au moteur (liquide ou gazeux) ou encore par apport extérieur de chaleur par rayonnement. N'importe quelle forme de récupération de chaleur d'une source chaude peut être utilisée:

- À partir d'un concentrateur de rayons solaires,
- De la récupération de chaleur des gaz d'échappement de moteur à piston ou d'un cycle de turbine à gaz
- À partir d'une source chaude thermale
- De la récupération de chaleur à la sortie d'une turbine à vapeur.
- Toute source chaude capable d'échanger de la chaleur avec la culasse échangeur. Le fonctionnement de ce moteur n'est pas limité au domaine aérobique, mais il peut utiliser des fluides frigorigènes comme fluide moteur en particulier lorsque la température de la source chaude est faible.

[0004] Les applications possibles concernent les domaines terrestres, maritimes, aériens ou spatiaux.

[0005] L'application des cycles de Stirling, Rankine ou Hirn à un moteur thermique n'est pas nouvelle et de nombreux brevets (US 3 180 078, US 4 121 423, DE 101 43 342, GB1 081 499 et plus récemment WO 2008/031939) ont proposé d'utiliser une source de chaleur extérieure comme apport énergétique à partir d'une source chaude. D'autres brevets (US 4 514 979 A (MOHR ERNST), DE 22 00 842 A1 (ILG FRITZ), WO 2009/066178 A2 (CAO YDING US) proposent également des systèmes de récupération de chaleur.

[0006] Cependant la plupart de ces brevets posaient les problèmes suivants :

- Soit ils utilisaient un échangeur de chaleur indépen-

dant situé à l'extérieur et non solidaire de la chambre du moteur DE 22 00 842 A1 (ILG FRITZ) 12 Juillet 1973 pour récupérer les calories de la source chaude.

◦ Et le volume important de cet échangeur (équivalent à 500 ou 1000 fois le volume mort du cylindre) nécessitait d'abord une première mise en pression de cet échangeur d'où la nécessité de dépenser une énergie mécanique initiale importante incompatible avec les systèmes de démarrage conventionnel (capacité des démarreurs et taille des batteries).

◦ De plus, un débit important d'air était transvasé au travers de cet échangeur extérieur alors que seule une petite quantité de cet air était utile pour produire de l'énergie mécanique dans le cylindre. Il était donc nécessaire de prélever une énergie non négligeable sur le cycle moteur uniquement pour compenser le travail de transvasement de cet air non producteur d'énergie mécanique.

◦ Le transfert d'énergie calorifique prélevée s'effectuait le piston au point mort haut au cours de durées extrêmement faibles (quelques millisecondes selon le régime moteur). Ce transfert s'effectuait en transvasant cet air chaud de l'échangeur extérieur vers le volume mort du cylindre. Ceci nécessitait d'une part l'ajout de soupapes spécifiques supplémentaires (en plus de celles d'admission et d'échappement) de large dimension pour permettre le transvasement de la masse d'air chauffée mais d'autre part les ouvertures et les fermetures de ces soupapes devaient s'effectuer à une pression élevée car proche du point mort haut du piston. Ces hautes pressions et les tubes utilisés pour le transfert de masse de gaz généraient de nombreuses fuites.

◦ Enfin la taille de l'échangeur était incompatible avec des moteurs à forte pression du fait des contraintes engendrées par le différentiel de pression intérieur extérieur de cet échangeur. Les niveaux de contraintes thermique et mécanique étaient proches de celles rencontrées dans les culasses de moteur mais avec des volumes et surfaces d'échangeur bien plus importantes.

- Soit ils utilisaient un échangeur de chaleur situé à l'intérieur du moteur (brevets GB1081499 ,US 4 514 979 A (MOHR ERNST) 7 Mai 1985. WO 2009/066178 A2 (CAO YDING US) 28 Mai 2009). Cependant les canaux ou tubes d'apport de calorie et d'extraction de calorie sont tous deux situés à l'intérieur de la chambre du cylindre du moteur à air. Les dimensions nécessaires aux 2 types de tubes (apport de calorie au fluide et extraction de calorie

de la source chaude) n'étaient pas compatibles avec les dimensions du volume mort de la chambre lorsque le piston est point mort haut. Ce système conduit :

- Soit à des dimensions de tubes trop petites créant ainsi une perte de charge et une contre-pression à l'échappement des autres cylindres qui obéissent le taux de détente de ces cylindres moteurs conventionnels.
- Soit à des tubes convenablement dimensionnés et le volume mort de la chambre devenait alors trop petit pour placer ces tubes ou conduisait un rapport volumétrique de compression trop élevé avec le niveau de température de la source chaude.

[0007] C'est le lieu précis où s'effectue l'échange de chaleur entre le fluide de la source chaude et le fluide moteur qui caractérise l'invention. Le mot « échange » étant ici exprimé comme le lieu précis où le flux de chaleur passe par conduction à travers le matériau d'un côté d'une paroi (baigné par la source chaude) vers l'autre côté de cette même paroi (baigné par le fluide moteur). Comme le montre la Figure 12 on note trois types de conception A,B,C. Le caractère innovant de cette invention (type C) est d'utiliser le matériau du corps de la culasse même pour transférer par conduction la chaleur de la source chaude vers le fluide moteur. Cette conception évite le transvasement du fluide de la source chaude vers le « volume mort » du cylindre où se trouve le fluide moteur ou encore évite d'ajouter des valves additionnelles si le transvasement se fait du fluide moteur vers la source chaude. On gagne ainsi un espace dans le « volume mort » du cylindre moteur qui permet d'accroître la surface d'échange avec le fluide moteur d'une part et d'autre part de garder un rapport de compression ε cohérent avec le faible niveau de la température de la source chaude.

[0008] L'invention proposée ici permet de résoudre ces problèmes

- Grâce d'une part à la culasse échangeur **2** qui distingue l'échangeur externe **11** en contact avec la source chaude située à l'extérieur du « volume mort » mais solidaire de la culasse **2** et de la chambre du moteur et l'échangeur interne **9** en contact avec le fluide moteur situé à l'intérieur du « volume mort » de cette chambre. Les **2** échangeurs de chaleur **11** et **9** peuvent être l'assemblage de plusieurs pièces telles que montré sur la Figure 8. La pièce **10** est utilisée comme conducteur de chaleur entre la pièce **11** et la pièce **9**. Les 2 échangeurs **9** et **11** peuvent également être une même pièce (les pièces **9,10** et **11** forment alors une seule pièce la culasse échangeur **2**). Dans la suite du texte, nous appellerons cet ensemble de pièces **9,10** et **11** la culasse échangeur **2** tel que montré sur la figure 7. Cette conformation

permet d'obtenir des contraintes thermiques et mécaniques dans la culasse échangeur **2** similaire à celles rencontrées dans les culasses conventionnelles des autres moteurs. Elle permet également de limiter la masse d'air transvasée au cours de l'échange de chaleur au strict minimum.

- Et d'autre part, en optimisant le rapport volumétrique de compression du moteur avec le niveau de température de la source chaude. L'énergie récupérée ou échangée à la source chaude étant gratuite, on réduit ce rapport volumétrique de compression à un niveau suffisamment bas pour libérer un volume mort assez grand lorsque le piston est point mort haut pour y placer l'échangeur de chaleur interne **9**. Le rapport volumétrique de compression du moteur, qui ne sera pas au point du meilleur rendement, sera quand même suffisamment élevé pour extraire une énergie mécanique significative. Il s'agit d'accroître la faisabilité technologique au détriment d'une perte de rendement acceptable compte tenu de la gratuité de l'apport de la source chaude.

Étude de cycles

- [0009]** Les études de cycles et le diagramme de la figure 1 montrent que l'influence du rapport volumétrique de compression du moteur sur le rendement de cycle ou sur l'énergie mécanique extractible est d'autant moins importante que le rapport de température $T4/T0$ (source chaude/source froide) est faible. Il existe donc un rapport volumétrique de compression optimum pour chaque source chaude. En d'autres termes si l'apport de chaleur de la source chaude est gratuit il est possible d'extraire du travail utile d'un cycle en modifiant le dessin du moteur afin de pouvoir permettre la captation et le transfert de chaleur de cette source chaude au fluide du moteur au travers d'une culasse échangeur. Cette invention propose de réduire le rapport volumétrique de compression du moteur à un niveau suffisamment bas pour permettre d'une part de produire du travail utile et d'autre part pour permettre de placer une culasse échangeur **2** avec un échangeur interne **9** directement placé dans le volume mort libéré dans le cylindre lorsque le piston est point mort haut.
- [0010]** Des premiers calculs d'échange, paroi air côté cylindre (loi de Woschni) montrent qu'il est possible de dimensionner un échangeur de chaleur **9** interne au cylindre dont la surface et le volume d'échange aux parois sont cohérents avec d'une part le volume mort disponible (piston point mort haut) et d'autre part le taux de compression du cycle moteur.
- [0011]** Le cycle moteur est conventionnel à 2 temps ou 4 temps. L'apport de chaleur au fluide moteur se fait continûment au travers de la culasse échangeur **2** au cours de la compression et de la détente. L'apport initial de chaleur étant gratuit, nous recherchons d'abord à augmenter la surface d'échange de la culasse échangeur **2** tel que montré sur la pièce **9** des figures 4 et 5 tout en

dimensionnant un volume mort qui soit cohérent avec le rapport volumétrique de compression du moteur choisi.

[0012] Bien que cette invention puisse s'appliquer à tout type de moteur à piston, ou rotatif type Wankel et qu'elle puisse trouver diverses types d'application selon la nature de la source chaude disponible (rayonnement ou échanges gazeux) nous nous limiterons dans ce qui suit à la description de moteur à piston conventionnel afin de faciliter la compréhension.

Description de l'invention

[0013]

- La figure 1 est un diagramme illustrant l'énergie maximale extractible fonction du rapport volumétrique de compression du moteur pour 3 valeurs de rapport T4/T0 de température source chaude (T4) sur température source froide (T0) données comme exemple.
- La figure 2 est une vue de 1/4 d'un exemple de moteur à piston conventionnel 1 équipé d'une culasse échangeur 2.
- La figure 3 est une vue de coupe d'un moteur 2 temps équipé d'une culasse échangeur 2.
- La figure 4 est une vue de coupe d'un moteur 4 temps équipé d'une culasse échangeur 2 et de soupapes latérales 5 et 6.
- La figure 5 est une vue de coupe d'un moteur 2 temps équipé d'une culasse échangeur 2 dont la surface d'échange a été augmentée.
- La figure 6 est une vue de coupe d'un moteur rotatif (type Wankel) équipé d'une culasse échangeur 2 adaptée à ce type de moteur.
- La figure 7 est une vue de coupe d'une culasse échangeur 2 qui peut - être monobloc mais ici représenté composé de 3 éléments 9 - 10 et 11
- La figure 8 est une vue de coupe selon BB du système de régulation du moteur 1 effectué par obstruction dans cet exemple du passage des fluides chauds en provenance de la source chaude
- La figure 9 est une vue de dessus selon DD du système présenté à la figure 8.
- La figure 10 est une vue de coupe transversale selon AA ou CC du système présenté à la figure 8.
- La figure 11 est une vue schématique d'une installation utilisant le rayonnement solaire 22 comme source chaude et la position du refroidisseur 19 situé dans l'écoulement d'une rivière 20 ou enterré dans le sol 20 comme source froide à titre d'exemple.
- La figure 12 montre les différents types A, B, C de conception échangeur possible.

[0014] L'échangeur interne 9 situé à l'intérieur du « volume mort » du cylindre peut être constitué d'ailettes faisant partie intégrante ou solidairement attachée à la culasse échangeur 2 du moteur 1. D'autres types d'échangeurs peuvent être utilisés comme les échan-

geurs microporeux.

[0015] L'échangeur de chaleur externe 11 baigné par le fluide de la source chaude (par échange avec un fluide ou par rayonnement) est situé à l'extérieur « volume mort » du cylindre. L'échange de chaleur entre les 2 échangeurs (externe 11 et interne 9) peut se faire par conduction à travers le matériau de la pièce 10 ou à l'aide d'un fluide d'échange entre les 2 échangeurs. Elle présente un profil d'ailettes ou tout autre forme pour échanger la chaleur avec cette source chaude. Les profils et forme d'ailettes d'échanges intérieurs 9 et extérieurs 11 de la culasse échangeur 2 seront adaptés au type de fluide moteur compressible et au type de fluide de la source chaude (liquide ou vapeur d'eau ou gaz d'échappement ou rayonnement)

[0016] Le moteur thermique 1 à 2 ou 4 temps peut disposer de soupapes conventionnelles ou des lumières couramment rencontrées dans les moteurs actuels pour permettre l'admission 5 et l'échappement 6 du fluide moteur. Ce moteur 1 peut utiliser une lubrification conventionnelles par barbotage ou sous pression hydraulique.

[0017] Pour séparer la zone de la source chaude de la source froide un joint thermique isolant 7 est disposé entre la culasse échangeur et le corps chemise du cylindre ou bloc-moteur 4 selon le type de moteur afin de réduire le transfert de chaleur de la culasse vers ce corps. L'installation de ce joint 7 sera adaptée au type d'utilisation selon qu'il est nécessaire ou non d'éviter un transfert de caloric vers le bloc-moteur 4 par exemple pour éviter des températures de paroi trop élevées incompatibles avec les caractéristiques du fluide lubrifiant utilisé (exemple huile). Dans certaines conditions d'utilisation de fluide frigorigène, on peut vouloir au contraire conserver un apport de chaleur aux parois pour prévenir une condensation trop rapide du fluide en fin de détente. Dans ce cas, le joint 7 ne sera pas installé et une culasse échangeur 2 à paroi augmentée sera utilisée telle que montré figure 5.

[0018] Pour améliorer le remplissage et la vidange du cylindre d'un moteur 2 temps équipé de lumières d'admission 5 et d'échappement 6 conventionnelles il est possible d'ajouter 1 ou 2 soupapes latérales ou monté en tête et intégré dans le dessin de la culasse échangeur 2 comme montré figure 4. Ces soupapes additionnelles amélioreront le remplissage en air frais du cylindre moteur 1.

[0019] Selon le niveau de température de la source chaude et en fonction du niveau thermique, le bloc-moteur 4 pourra être refroidi par air ou par fluide ou ne pas être refroidi si le niveau de la température de la paroi interne est compatible avec le niveau de température acceptable du fluide lubrifiant (qui peut être de l'huile). Selon le niveau de température de la source chaude une paroi de séparation 8 pourra être installée afin de séparer la source chaude de la source froide ou d'une zone intermédiaire de refroidissement du moteur si le fluide moteur est distinct du fluide de refroidissement comme montré sur la figure 11 dans le cadre d'une application d'un

fluide moteur frigorigène. Dans ce cas il est possible par exemple d'enterrer dans le sol **20** ou de placer dans un fluide froid (rivière **20**) un refroidisseur **19** qui baigne dans la source froide **20**. Une pompe **21** hydraulique ou diphasique (liquide vapeur) pourra être utilisée pour alimenter l'évaporateur **18** qui peut-être à rayonnement également d'où sera transférer la vapeur du fluide moteur vers le moteur **1** comme indiqué sur la figure 11.

[0020] Enfin pour contrôler de manière simple la puissance du moteur **1** la présente invention propose d'installer une déviation ou obstruction au passage du fluide de la source chaude. Cette déviation pouvant se faire à l'aide d'une paroi mobile **14** installée comme montré sur les figures 8 - 9 et 10 qui peut être déplacée par un vérin ou un moteur électrique ou hydraulique. Les fluides chauds **17** en provenance de la source chaude sont totalement ou partiellement déviés vers la culasse échangeur **2** afin de contrôler la puissance du moteur **1**. Sur ces figures 8 - 9 et 10 seul le fluide dévié **16** échange avec la culasse échangeur **2**. Ce système utilise les parois fixes **12**, **13** et **8** pour distinguer les débits **16** et **17**. On contrôle ainsi la puissance du moteur en contrôlant le débit du fluide de la source chaude. Un autre moyen est d'installer une soupape de mise à l'air libre du cylindre. Le moteur s'arrêtant faute de compression.

Revendications

- Moteur thermique **(1)** fonctionnant suivant un cycle ouvert ou fermé, à 2 ou à 4 temps, utilisant un fluide moteur gazeux, air ou fluide frigorigène ou tout fluide susceptible de pouvoir échanger de la chaleur dans les conditions de fonctionnement du moteur, rejettant, si le cycle est fermé à l'aide d'un échangeur de refroidissement externe **(19)**, la chaleur d'échappement à une source froide qui peut-être un fluide ou un solide, et, comportant au moins un piston **(3)** conventionnel ou un piston rotatif type Wankel, au moins une soupape ou au moins une lumière d'admission **(5)** et au moins une soupape ou au moins une lumière d'échappement **(6)**, au moins un bloc-moteur ou un corps chemise-cylindre **(4)** conventionnel ou non, dans lequel se déplace le piston **(3)**, et au moins une culasse-échangeur **(2)**, dont l'apport de chaleur issue d'un rayonnement qui peut-être solaire ou un apport de chaleur issu d'un fluide d'une source chaude située à l'extérieur du moteur **(1)** est caractérisé en ce que ladite culasse-échangeur **(2)** transfère la chaleur par conduction au travers d'un échangeur **(11)** externe au cylindre, dont les parois en profil d'ailettes, sont en contact avec la source chaude et au travers d'un échangeur **(9)** interne au cylindre dont les parois sont en contact avec le fluide moteur, lesquels échangeurs **(9)** et **(11)** ont les parois qui font partie intégrantes et sont solidaires du corps de cette culasse-échangeur **(2)** elle-même, et que ce moteur **(1)** comporte au moins un joint isolant thermique **(7)** installé entre la culasse échangeur **(2)** et le corps du corps chemise-cylindre **(4)**, et qu'il peut comporter des parois fixes de séparation **(8, 12 et 13)** dont l'une des parois **(8)** est installée au niveau du joint isolant thermique **(7)** et qu'il peut comporter une autre paroi de déviation au passage du fluide de la source chaude à l'aide d'une paroi mobile **(14)**.
- Moteur thermique **(1)** selon la revendication 1 caractérisé en ce que les parois internes **(9)** de la culasse échangeur **(2)** sont des ailettes dont la forme est adaptée au fluide moteur (ailette fendue) ou des parois d'échangeurs microporeux, entièrement solidaires et faisant partie intégrante du corps de cette culasse échangeur **(2)** elle-même, qui peut ainsi former la même pièce monobloc, la culasse échangeur **(2)**, permettant ainsi le transfert direct de chaleur par conduction de la source chaude extérieure vers le fluide moteur situé à l'intérieur du volume mort ou à l'intérieur du corps chemise-cylindre **(4)** tout en diminuant les niveaux de contraintes mécaniques et thermiques dans les parois **(9 et 11)**, lesquelles contraintes, proches ou similaires à celles rencontrées dans les culasses conventionnelles, résultent du différentiel de pression et de température entre le fluide de la source chaude et le fluide moteur, c'est le corps de la culasse **(2)** elle-même qui est utilisé pour conduire la chaleur par conduction et séparer le fluide moteur du fluide de la source chaude.
- Moteur thermique **(1)** selon les revendications 1 et 2 caractérisé en ce que le joint isolant thermique **(7)** installé entre la culasse échangeur **(2)** et le corps du bloc chemise/cylindre **(4)** réduit le transfert de chaleur au travers du matériau du bloc chemise/cylindre **(4)** et limite ainsi la température de paroi intérieure du bloc chemise/cylindre **(4)** à un niveau de température compatible avec le lubrifiant utilisé.
- Moteur thermique **(1)** selon les revendications 1,2 et 3 caractérisé en ce que les parois fixes de séparation **(8, 12 et 13)** séparent la source chaude de la source froide afin que le rayonnement ou la chaleur du fluide de la source chaude n'échauffe pas les parois extérieures du bloc chemise/cylindre **(4)**.
- Moteur thermique **(1)** selon les revendications 1,2,3,4 et 5 caractérisé en ce que la position de la paroi **(8)** installé au niveau du joint isolant thermique **(7)** peut se situer à un niveau plus bas que le niveau des segments du piston **(3)** lorsqu'il est point mort haut, afin d'augmenter la hauteur de la culasse échangeur **(2)** et accroître ainsi les surfaces d'échanges des parois **(9)** et les surfaces d'échanges des parois **(11)** selon le niveau de la température de la source chaude, afin d'accroître l'apport de chaleur au cours de la compression et de la détente, sans augmenter les contraintes dans les parois

- d'échange (9 et 11).
6. Moteur thermique (1) selon la revendication 1,2,3,4, et 5 **caractérisé en ce que** le taux de compression du moteur est diminué pour augmenter le volume mort dans le corps chemise-cylindre (4) afin d'utiliser ce volume mort libéré pour augmenter les surfaces d'échange des parois (9) solidaires du corps de la culasse échangeur (2), et accroître ainsi la faisabilité technologique. 5
7. Moteur thermique (1) selon les revendications 1,2 ,3,4,5 et 6 **caractérisé en ce que** les parois de séparation fixes (8 ,12 et 13) et au moins la paroi mobile (14) sont installées pour réguler le débit de la source chaude externe en contact avec les parois de l'échangeur (11) afin de réguler la puissance ou le régime du **moteur** (1). 15
8. Moteur thermique (1) selon les revendications 1,2 ,3,4,5,6 et 7 équipée de la culasse échangeur (2) **caractérisé en ce que** lorsque le fluide moteur est un fluide frigorigène, on utilise un refroidisseur (19) pour échanger avec la source froide (20) qui est un fluide ou un solide. 20
9. Moteur thermique (1) selon les revendications 1,2,3,4,5,6,7 et 8 **caractérisé en ce que** le fluide frigorigène du moteur (1) utilise une pompe (21) hydraulique ou diphasique pour faire circuler le fluide frigorigène vers le moteur (1). 25
10. Moteur thermique (1) selon les revendications 1,2,3,4,5,7,8 et 9 **caractérisé en ce que** le fluide frigorigène du moteur (1) est vaporisé avec l'évaporateur (18) dont l'apport de chaleur peut également être le rayonnement. 30
1. Wärmekraftmaschine (1), in einem offenen oder geschlossenen thermodynamischen Zyklus, 2 oder 4 Takt-Motor, Verwendung eines gasförmigen Arbeitsfluids , Luft oder Kühlmittel oder keine Flüssigkeit in der Lage, den Wärmeaustausch in den Betriebsbedingungen des Motors, Zurückweisen, mit einem externen Kühltauscher (19) wenn es ein geschlossenen thermodynamischen Zyklus, die Abwärme zu einer kalten Quelle, die eine Flüssigkeit oder ein Feststoff sein kann, und, umfassend zumindest einen Kolben (3) Herkömmliches, oder Drehabolben Wankel-Typ, zumindest ein Ventil oder mindestens eine Einlassöffnung (5), und, zumindest ein Ventil oder mindestens eine Auslassöffnung (6), mindestens ein Motorblock oder Zylinderlaufbuchsenkörper (4) Herkömmliche oder nicht, wobei sich der Kolben (3) bewegt und und mindestens eine 35
- Wärmeaustauschzylinderkopf (2), die von einem Sonnenstrahlung entstanden sein kann oder Zuführen von Wärme von einem heißen Fluid aus einer Quelle außerhalb des Wärmekraftmaschine (1), angeordnet ist - Wärmekraftmaschine (1), ist, dass der Wärmeaustauschzylinderkopf (2) überträgt von Wärme durch Wärmeleitung durch einen Wärmetauscher (11) außerhalb des Zylinders, dessen Wände an Rippensprofilen in Kontakt mit dem heißen Wärme Quelle und durch einen Wärmetauscher (9) in den Zylinder, dessen Wände in Kontakt mit dem Motorarbeitsfluids, Wärmetauscher (9) und (11) befindet, die Wände, die ein integraler Bestandteil sind und einstückig mit dem Körper des Wärmeaustauschzylinderkopf (2) selbst haben, und daß die Brennkraftmaschine (1) zumindest eine wärmeisolierende Dichtung (7) zwischen dem Wärmeaustauschzylinderkopf (2) und dem Motorblock oder Zylinderlaufbuchsenkörper (4) installiert aufweist, und dass feste Trennwände (8, 12) und (13), die eine der Wand (8) auf der Ebene der wärmeisolierenden Dichtung (7) installiert sind, und es kann eine weitere Wand Auslenkung der Wärmeträgerflüssigkeit durch eine bewegliche Wand (14) umfassen, 40
2. Wärmekraftmaschine (1), nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Innenwände (9) des Wärmeaustauschzylinderkopf (2) sind Rippen, deren Form an das Arbeitsfluid geeignet ist, (Split Fin) oder mikro Wände Tauscher, und voll integrierte oder integral in der Wärmeaustauschzylinderkopf (2) selbst gebildet, und die das gleiche Stück Teil, den Wärmetauscher Zylinderkopf (2) bilden können, wodurch direkte Wärmeübertragung durch Wärmeleitung von der externen Wärmequelle zu dem innerhalb der Totvolumen befindet Arbeitsfluid, Gold in der Motorblock oder Zylinderlaufkörper (4) befindet, während eine Verringerung des mechanischen und thermischen Beanspruchungen in den Wänden (9 und 11), die betont, nahe oder ähnlich zu denen in herkömmlichen Zylinderkopf auftreten, sind eine Folge der Druckdifferenz und der Temperatur der Flüssigkeit zwischen der Quelle und das heiße Arbeitsfluid, Es ist der Körper des Wärmeaustauschzylinderkopf 2 selbst, der verwendet wird, um Wärme durch Leitung zu führen und die Motorarbeitsfluid und den heißen Wärmefluidquelle zu trennen. 45
3. Wärmekraftmaschine (1) gemäß den Ansprüchen 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** ; die wärmeisolierende Dichtung (7) zwischen dem Wärmeauschzylinderkopf (2) installiert ist und der Körper der Schachtel sleeve / Zylinder (4) reduziert die Wärmeübertragung durch das Material der Box sleeve / Zylinder (4) und Begrenzung der Temperatur der Innenwand des Hülsenkasten / Zylinder (4) auf ein Temperaturniveau mit dem Schmiermittel verwendet werden, kompatibel. 50 55

4. Wärmekraftmaschine (1) gemäß den Ansprüchen 1,2 und 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** ; feste Trennwände (8, 12) und (13) trennt Wärmequelle und Kältequelle, so dass die Strahlungswärme oder Flüssigkeit Wärme aus Wärmequelle nicht die Außenwände der Motorblock oder Zylinderlaufkörper (4) nicht erwärmen. 5
5. Wärmekraftmaschine (1) gemäß den Ansprüchen 1,2,3,4 und 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** ; die Position der Wand (8) auf der wärmeisolierenden Dichtung installiert (7) auf einem niedrigeren Niveau als dem der Kolbenringe (3), wenn an dem oberen Totpunkt, um die Höhe der Wärmeaustauschzyllinderkopf (2) zu erhöhen und dadurch die Austauschflächen der Wände (9) und die Austauschflächen der Wände (11) in Abhängigkeit von der Höhe der Temperatur der Wärmequelle erhöhen , Um die Wärmezufuhr während der Kompression und Expansion zu erhöhen, ohne die Spannung in der Austauschwände 9 und 11. 10
6. Wärmekraftmaschine (1) gemäß den Ansprüchen 1,2,3,4 und 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kompressionsverhältnis des Wärmekraftmaschine (1) verringert wird, um das Totvolumen in dem Motorblock oder Zylinderlaufbuchsenkörper (4), um dieses Totvolumen freigegeben zu erhöhen verwenden steigern die Wärmeaustauschflächen der Wände (9) integraler Bestandteil mit dem Körper des Wärmeaustauschzyllinderkopf (2), wodurch die technische Durchführbarkeit zu. 15
7. Wärmekraftmaschine (1) nach Anspruch 1,2,3,4,5 und 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die festen Trennwände (8, 12) und (13) und zumindest der beweglichen Wand (14) sind installiert, um die Strömung von der externen Wärmequelle in Kontakt zu steuern die Wände des Wärmetauschers (11) die Leistung oder die Drehzahl des Wärmekraftmaschine (1) zu regeln. 20
8. Wärmekraftmaschine (1) nach Anspruch 1,2,3,4,5,6 und 7, mit einer Wärmeaustauschzyllinderkopf (2), **dadurch gekennzeichnet, dass**, wenn das Fluid ein Kühlmittel, eine Kühlvorrichtung (19) zum Austausch verwendet mit der Kältequelle (20), die eine Flüssigkeit oder ein Feststoff ist. 25
9. Wärmekraftmaschine (1) nach den Ansprüchen 1,2,3,4,5,6,7 und 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kühlmittel des Wärmekraftmaschine (1) verwendet einen hydraulischen oder zweiphasigen Pumpe (21) zum Zirkulieren von Kühlmittel zu dem Wärmekraftmaschine (1). 30
10. Wärmekraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1,2, 3, 4, 5, 7, 8 und 9, **dadurch gekennzeichnet,** 35
- 40
- 45
- 50
- 55

dass das Kühlmittel des Verbrennungsmotors (1) wird in dem Verdampfer (18), der die Wärmezufuhr kann auch Strahlung verdampft.

Claims

1. Thermal engine (1) operating according to a open or closed cycle, 2 or 4 strokes, using a gaseous working fluid, air or refrigerant or any fluid capable to exchange heat in the operating conditions of the engine, that can reject exhaust heat, by using an external cooling exchanger (19) if it is a closed cycle, to a cold source which may be a fluid or a solid, and, comprising at least one conventional piston (3) or a rotary piston Wankel, at least one inlet valve or at least an inlet port (5) and at least one exhaust valve or at least an exhaust port (6), at least an engine block or cylinder liner body (4) conventional or not, in which moves the piston (3), and at least one heat exchanging cylinder head (2), whose supply of heat from a radiation which may be solar or an heat coming from a hot fluid source located outside of the engine (1) is **characterized in that** said heat-exchanging cylinder head (2) transfers heat by conduction through a heat exchanger (11) external to the cylinder, whose walls at fin profile are in contact with the hot heat source and through a heat exchanger (9) located in the cylinder, whose walls are in contact with the engine working fluid, heat exchangers (9) and (11) which have walls which are an integral part and are integral with the body of the heat-exchanging cylinder head (2) itself, and that said engine (1) comprises at least one heat insulating gasket (7) installed between the heat-exchanging cylinder head (2) and engine block or cylinder liner body (4), and that can include fixed separating walls (8, 12) and (13) which one of the wall (8) is installed at the level of the heat insulating gasket (7) and it may comprise a further wall deflection of the heat carrier fluid by means of a movable wall (14). 40
2. Thermal engine (1) according to claim 1 **characterized in that** the internal walls (9) of the heat-exchanging cylinder head (2) are fins which shape is adapted to the working fluid (split fin) or exchanger walls micro porous and fully integrated or integrally formed in the heat-exchanging cylinder head (2) itself, and which can form the same piece part, the heat-exchanging cylinder head (2), thereby allowing direct transfer of heat by conduction from the external heat source to the internal engine working fluid located inside the dead volume or located inside the engine block or cylinder liner body (4) while decreasing the levels of mechanical and thermal stresses in the walls (9) and (11), which stresses, near or similar to those encountered in conventional piston engine heads, are a consequence of the pressure and tem- 45

perature differential between the external heat source fluid and the internal engine working fluid, it is the body of the heat-exchanging cylinder head (2) itself, which is used to conduct heat by conduction and to separate the engine working fluid and the hot heat fluid source.

3. Thermal engine (1) according to claims 1 and 2 **characterized in that** the heat insulating gasket 7 installed between the heat-exchanging cylinder head (2) and the engine block or cylinder liner body (4) reduces the heat transfer through the material of engine block or cylinder liner body (4) and thus limits the temperature of inner wall of the engine block or cylinder liner body (4) at a temperature compatible with the lubricant used. 15
4. Thermal engine (1) according to claims 1,2 and 3, **characterized in that** fixed partition walls (8, 12) and (13) separates heat source and cold source so that radiation heat or fluid heat from the heat source does not heat the external walls of the engine block or cylinder liner body (4). 20
5. Thermal engine (1) according to claims 1,2, 3.4 and 5, **characterized in that** the position of the wall (8) installed at the level of the heat insulating gasket (7) may be at a lower level than the level of the piston rings (3) when at top dead center, in order to increase the height of the heat-exchanging engine head (2) and thus increase the heat exchange surfaces of the walls (9) and the exchange surfaces of the walls (11) depending on the level of the temperature of the heat source, in order to increase the supply of heat during the compression and expansion , without increasing the stress in the exchange walls (9) and (11). 30 35
6. Thermal engine (1) according to claims 1,2, 3.4 and 5, **characterized in that** the compression ratio of the engine (1) is decreased to increase the dead volume in the engine block or cylinder liner body (4) in order to use this dead volume released to increase the heat exchange surfaces of the walls (9) integral part with the body of the heat-exchanging cylinder head (2), thereby increasing technological feasibility. 40 45
7. Thermal engine according to claims 1,2, 3,4,5 and 6, **characterized in that** the fixed separation walls (8, 12) and (13) and at least the movable wall (14) are installed to control the flow of the external heat source in contact with the walls of the exchanger (11) to regulate the power or the rotation speed of the engine (1). 50
8. Thermal engine (1) according to claims 1,2, 3,4,5,6 and 7 with a heat-exchanging cylinder head (2) **characterized in that** when the fluid is a refrigerant, a cooler (19) is used to exchange with the cold source 55

(20) which is a fluid or a solid.

9. Thermal engine (1) according to claims 1,2,3,4,5,6,7 and 8, **characterized in that** the refrigerant of the engine (1) uses a hydraulic or diphasic pump (21) for circulating refrigerant to the engine (1). 5
10. Thermal engine (1) according to claims 1,2, 3, 4, 5, 7, 8 and 9 **characterized in that** the refrigerant of the heat engine 1 is vaporized in the evaporator 18, which the supply of heat can also be radiation. 15 20

FIG.1

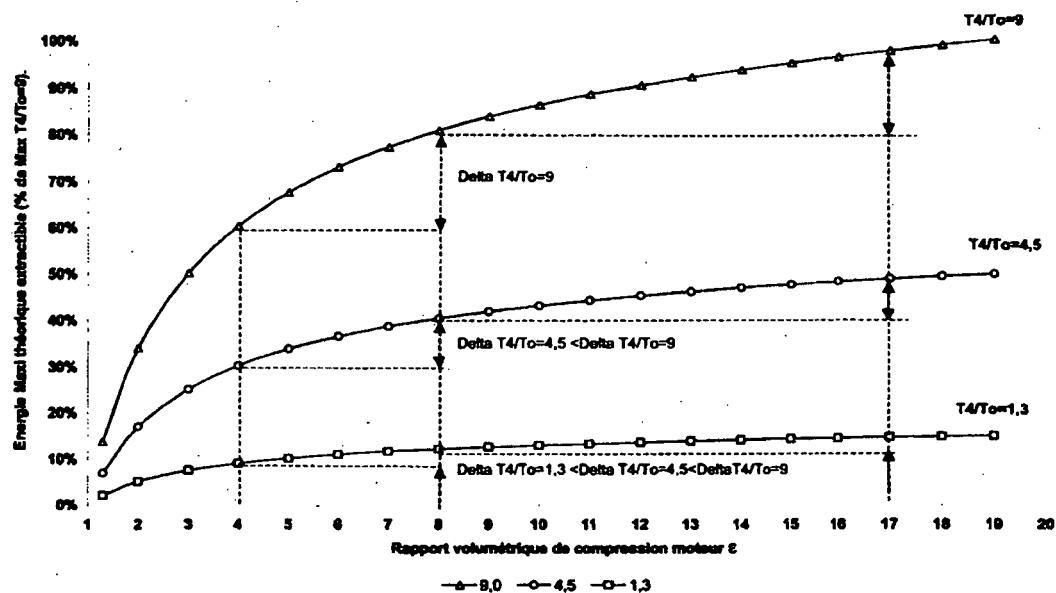


FIG.2

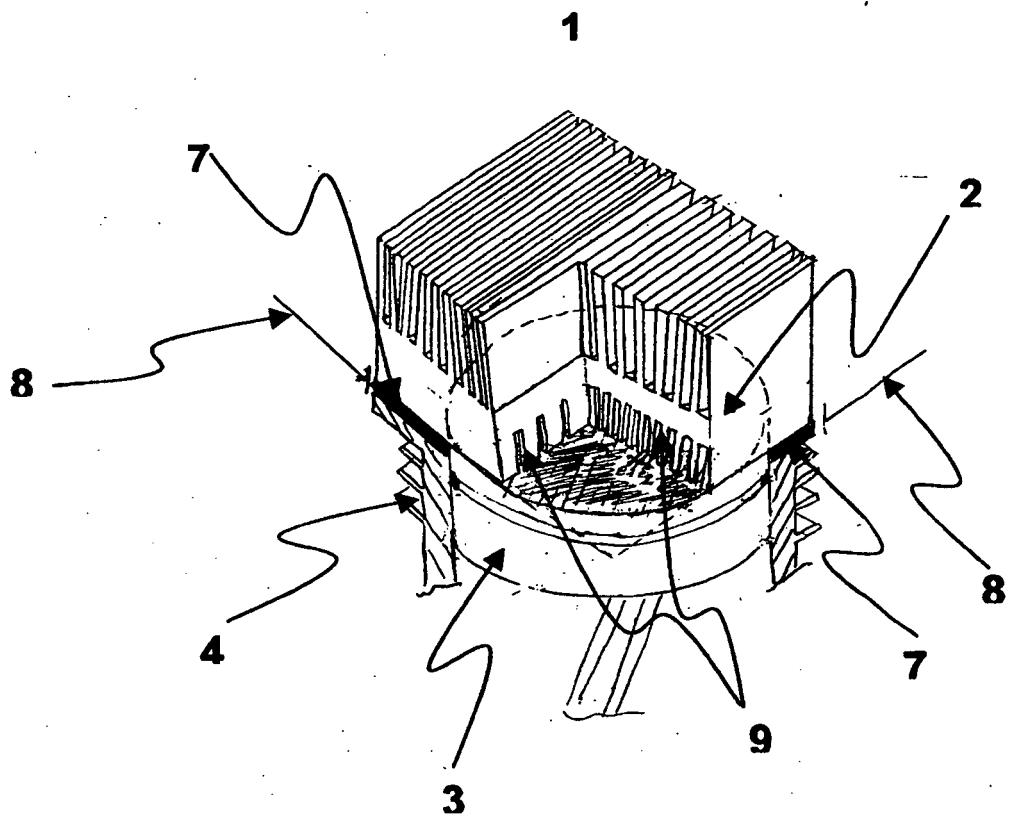


FIG.3

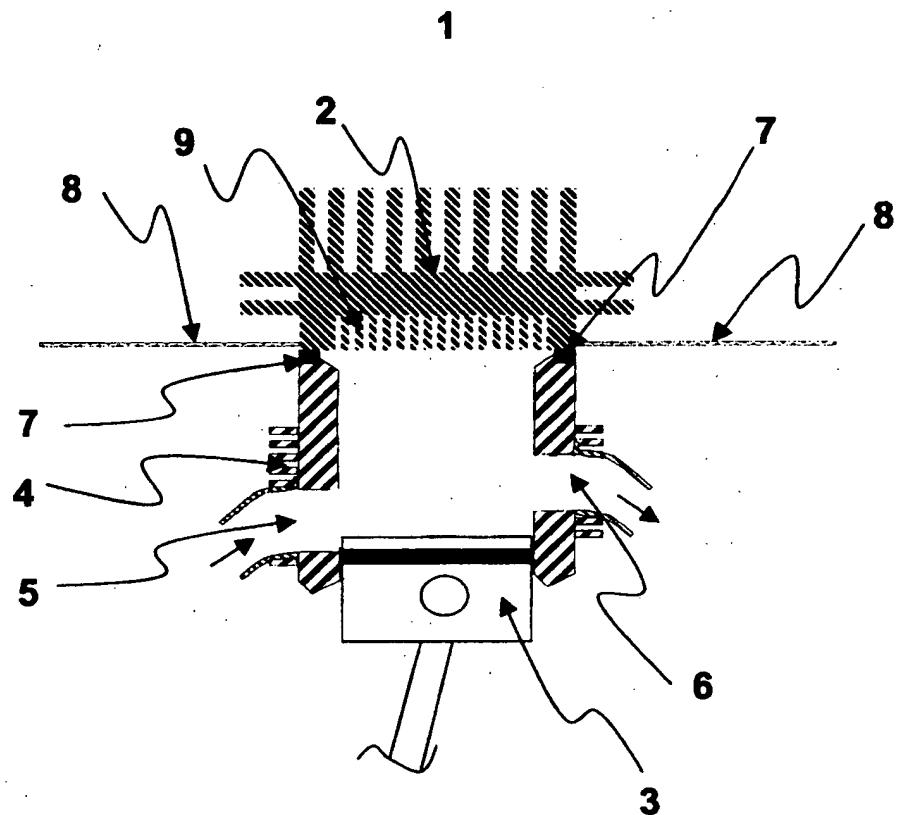


FIG.4

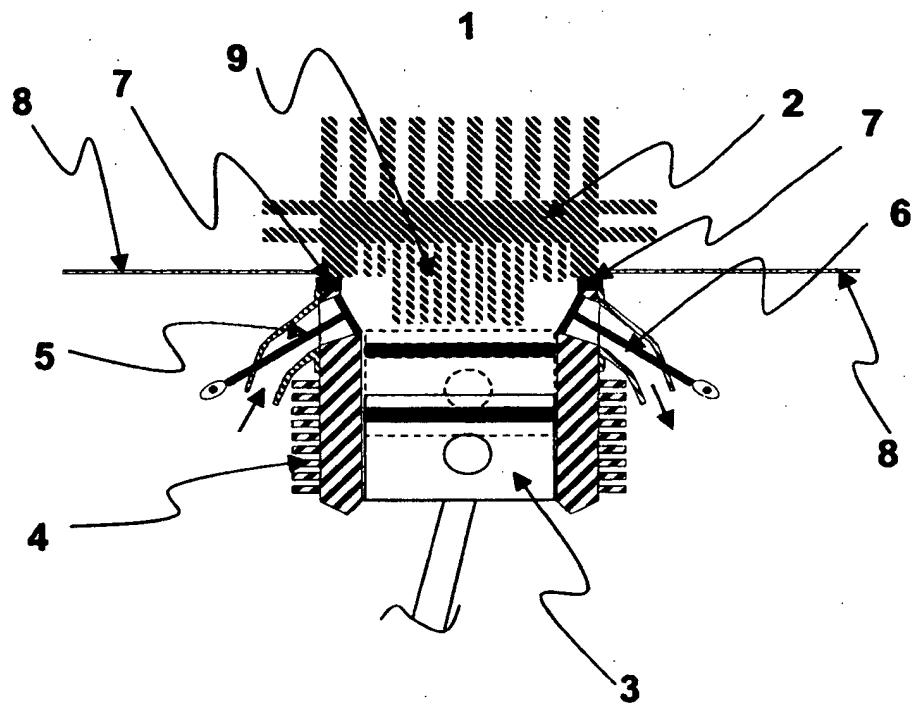


FIG.5

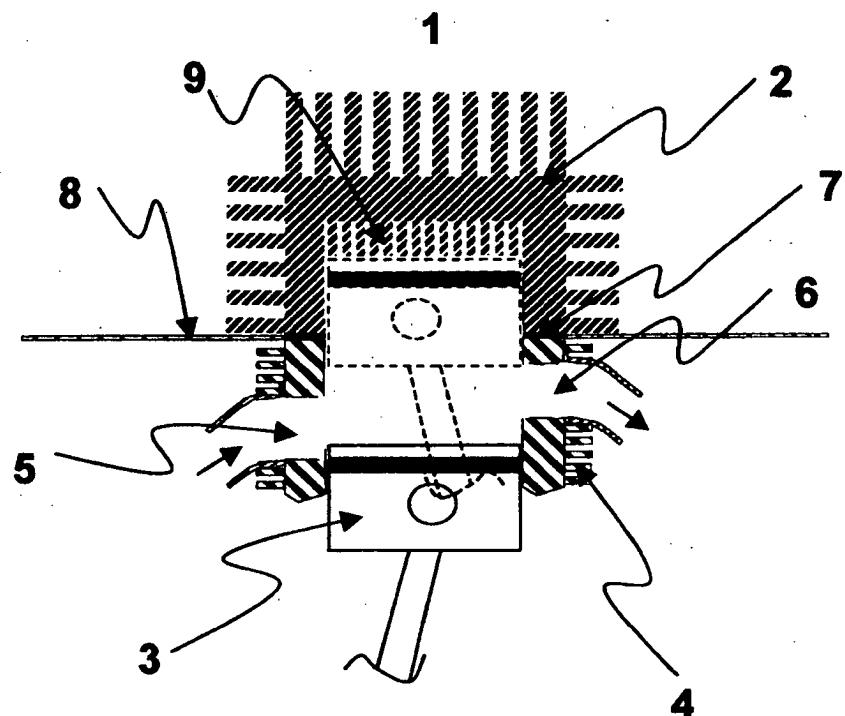


FIG.6

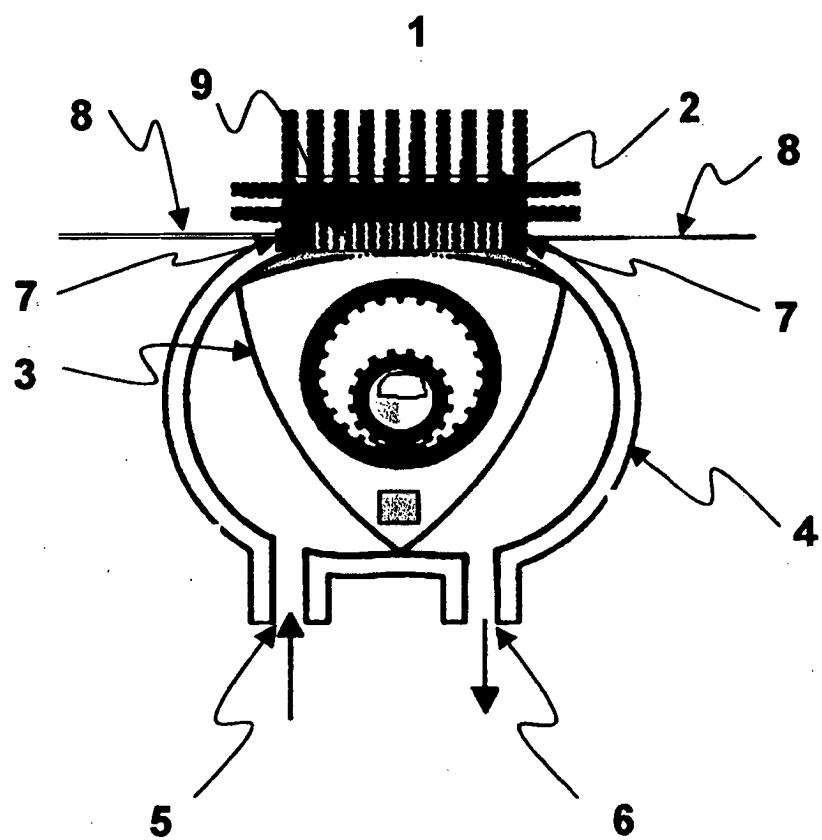


FIG.7

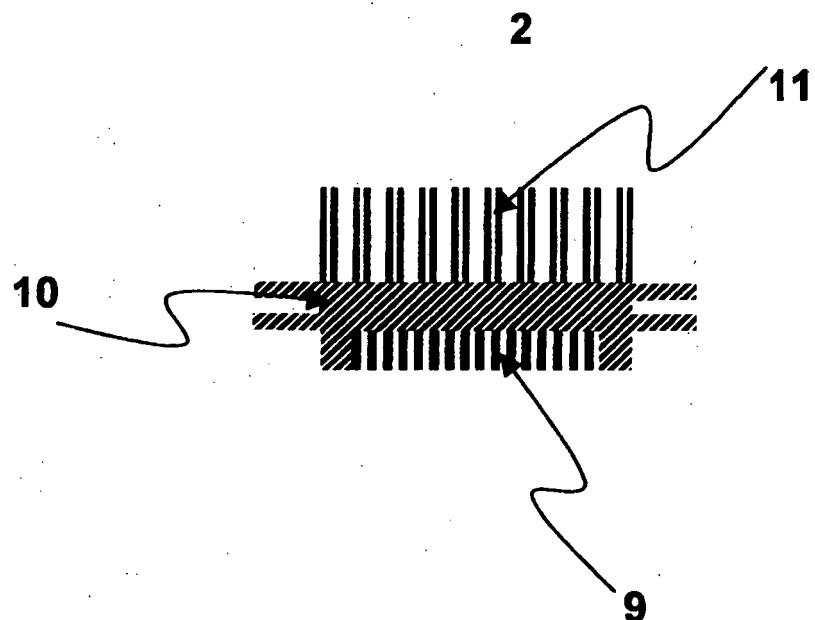


FIG.8

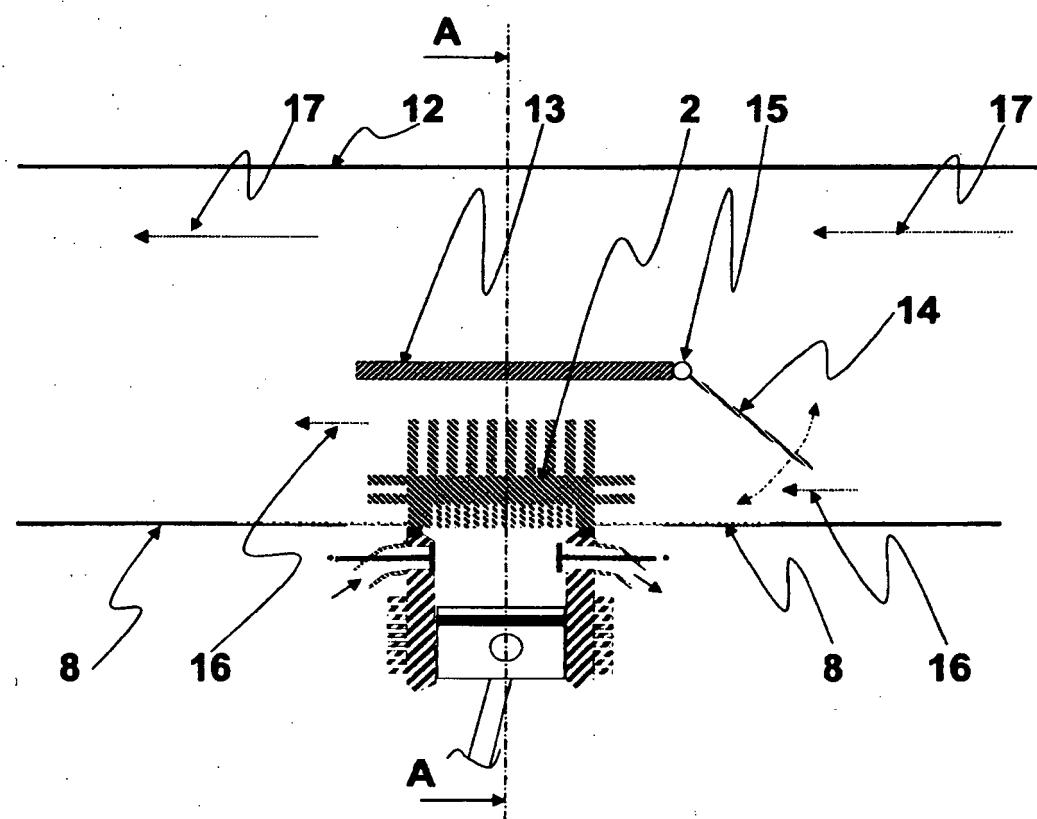


FIG.9

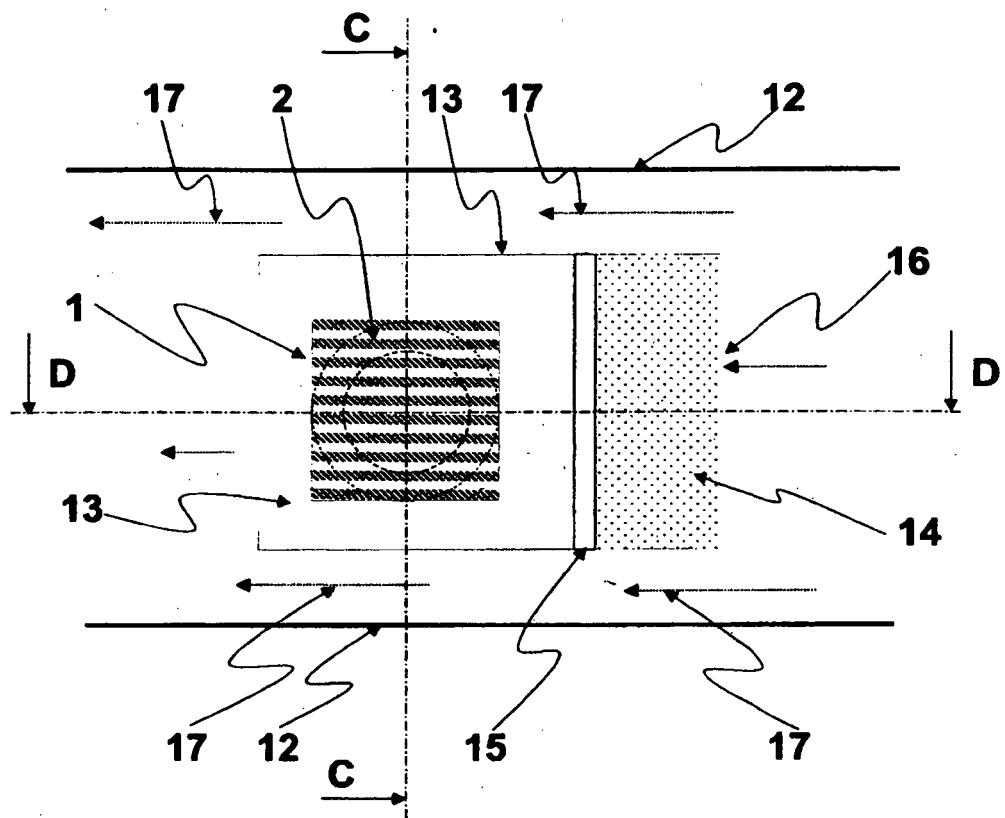


FIG.10

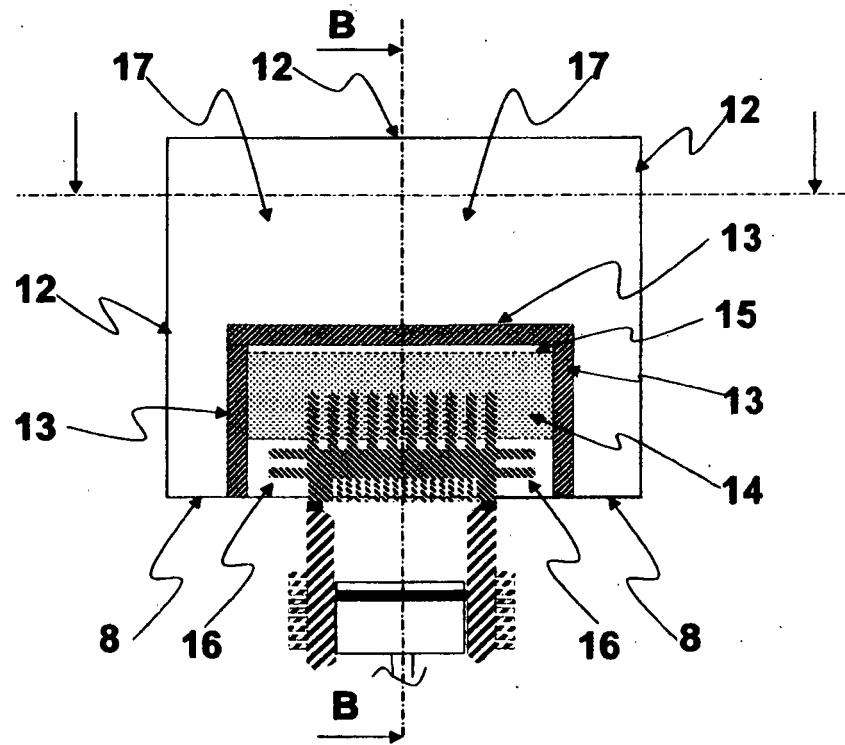


FIG.11

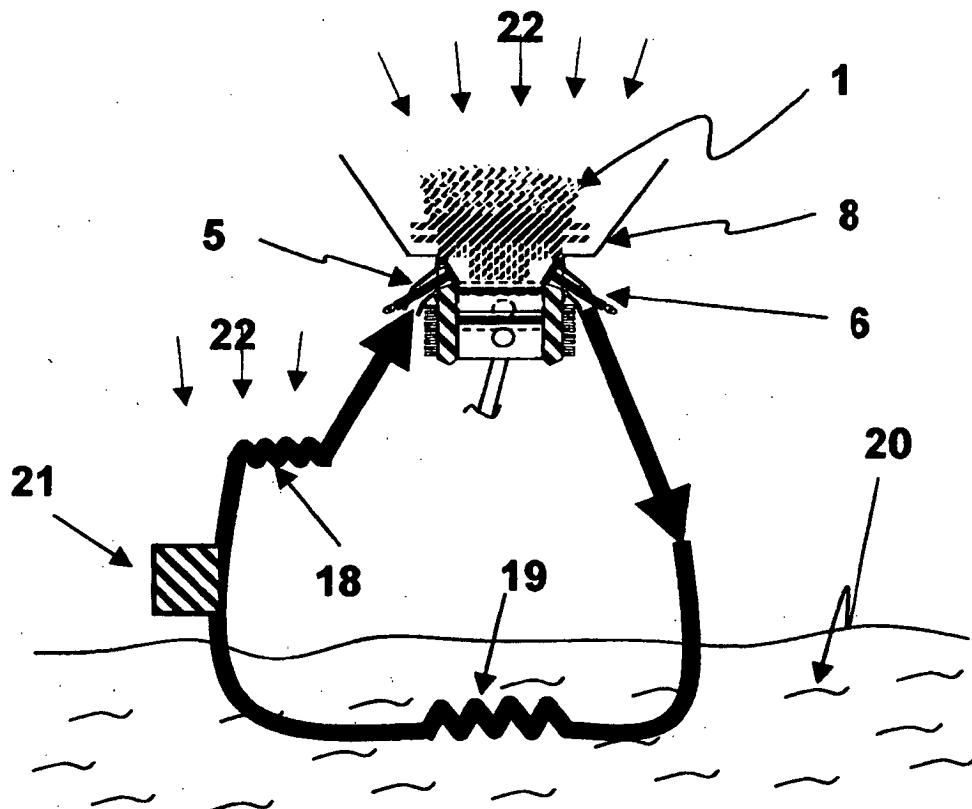
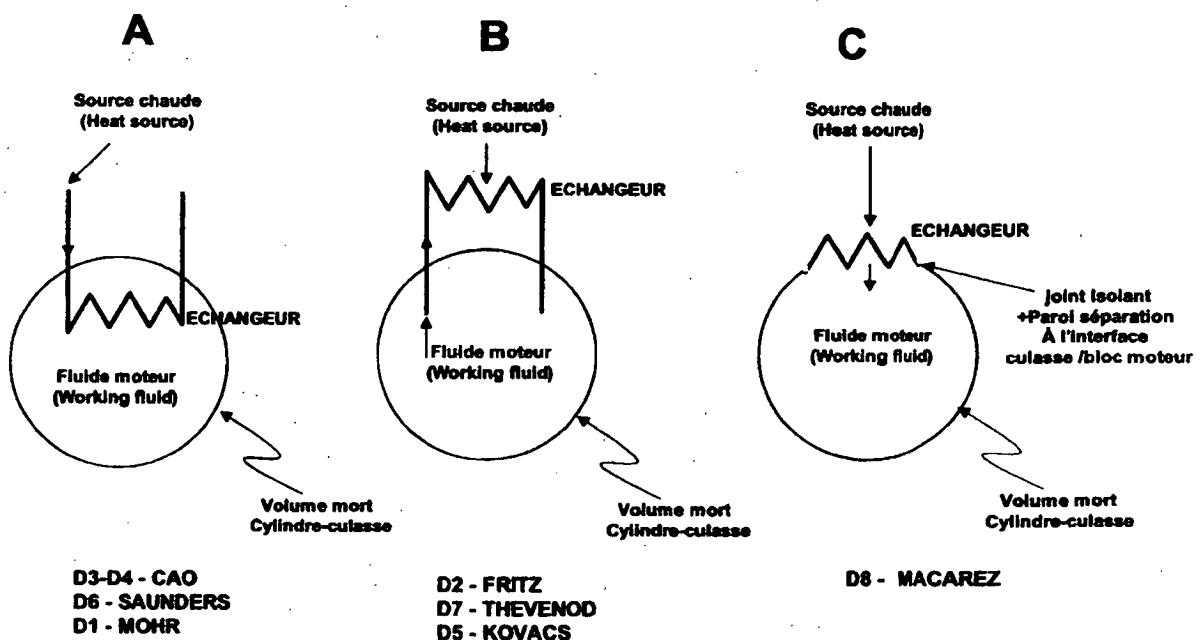


FIG.12



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 3180078 A [0005]
- US 4121423 A [0005]
- DE 10143342 [0005]
- GB 1081499 A [0005] [0006]
- WO 2008031939 A [0005]
- US 4514979 A, MOHR ERNST [0005] [0006]
- DE 2200842 A1, ILG FRITZ [0005] [0006]
- WO 2009066178 A2, CAO YDING US [0005] [0006]