



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Numéro de publication: **0 489 628 B1**

12

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

- 49 Date de publication du fascicule du brevet: **27.12.95** 51 Int. Cl.⁸: **F01P 3/22, F01P 7/16**
- 21 Numéro de dépôt: **91403235.4**
- 22 Date de dépôt: **29.11.91**

54 **Procédé de refroidissement par évaporation pour moteur à combustion interne et dispositif de mise en oeuvre**

30 Priorité: **30.11.90 FR 9015002**

43 Date de publication de la demande:
10.06.92 Bulletin 92/24

45 Mention de la délivrance du brevet:
27.12.95 Bulletin 95/52

84 Etats contractants désignés:
DE ES FR GB IT

56 Documents cités:

EP-A- 0 214 389	FR-A- 973 203
US-A- 1 812 899	US-A- 2 083 611
US-A- 2 825 317	US-A- 2 926 641
US-A- 4 570 579	US-A- 4 622 925
US-A- 4 686 942	US-A- 4 700 664
US-A- 4 768 484	

73 Titulaire: **REGIE NATIONALE DES USINES RE-NAULT S.A.**

**34, Ouai du Point du Jour
F-92109 Boulogne Billancourt (FR)**

72 Inventeur: **Gentile, Dominique**
**29, rue de la Perruche
F-78117 Chateaufort (FR)**

Inventeur: **Zidat, Said**
**73, Bd de la République
F-92100 Boulogne (FR)**

Inventeur: **Le Douaron, Alain**
**16, rue Monsieur le Prince
F-75006 Paris (FR)**

Inventeur: **Rousseau, Stéphane**
**16, Passage de l'homme
F-75011 Paris (FR)**

Inventeur: **Yu, Oinggen**
**Rue Waldek Rousseau
F-92600 Asnières (FR)**

EP 0 489 628 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

L'invention concerne un procédé de refroidissement pour un moteur à combustion interne et en particulier un procédé assurant le refroidissement d'un moteur automobile par évaporation d'un liquide de refroidissement.

L'invention concerne également un circuit de refroidissement et ses composants pour la mise en oeuvre du procédé.

Le rôle des systèmes de refroidissement est essentiel dans le bon fonctionnement des moteurs à combustion interne. Le rendement de ces moteurs, c'est-à-dire le rapport entre l'énergie apportée par la combustion est faible : environ 30% pour les moteurs à allumage commandé. La majeure partie de l'énergie apportée par la combustion est donc dissipée sous forme de chaleur.

Une partie de cette chaleur, environ la moitié, est emportée par les gaz d'échappement. L'autre moitié doit être évacuée par les parois des chambres de combustion sous peine d'entraîner de graves dysfonctionnements : serrage des pistons dans les cylindres (à cause de la différence des coefficients de dilatation), déformation de la culasse et fuites au niveau du joint, fissurations de la chambre de combustion etc...

L'évacuation des calories par un système de refroidissement est donc nécessaire.

Le refroidissement d'un moteur à combustion interne est généralement assuré par convection forcée : un fluide de refroidissement : eau, air, huile... balaye les parois des chambres de combustion.

Classiquement les systèmes de refroidissement utilisent une circulation forcée d'eau (mélangée à des inhibiteurs de rouille et à de l'antigel) dans un circuit en boucle fermée. L'eau entraînée par une pompe absorbe la chaleur des parties chaudes du moteur principalement dans une chambre d'eau entourant les cylindres, puis est refroidie à son tour dans un radiateur, où circule l'air ambiant, avant de retourner au moteur. On améliore ce fonctionnement par des moyens assurant la régulation de la température, par des moyens de dégazage, par des moyens de mise en pression du circuit d'eau pour éviter la cavitation de la pompe ou encore par des moyens de montée rapide en température lors des démarrages moteur froid.

De tels systèmes de refroidissement présentent cependant un certain nombre d'inconvénients.

La quantité de liquide introduite dans le circuit de refroidissement est importante.

En effet, compte tenu de la faible valeur du nombre de Prandtl l'eau $Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k}$ avec μ : viscosité dynamique, Cp : chaleur spécifique à pression constante et k : coefficient de conductivité) ; il est nécessaire

d'utiliser une assez grande quantité d'eau pour assurer un refroidissement correct du moteur à pleine charge.

Cette quantité d'eau est pénalisante : en terme de poids : elle alourdit le moteur et en terme de montée en température lors des démarrages à froid : elle freine cette montée d'où des émissions d'imbrûlés et de polluants.

Par ailleurs, en certains points de la chambre d'eau, notamment dans les zones à fort flux de chaleur, les températures des parois atteignent des valeurs assez élevées pour provoquer une ébullition locale non contrôlée. Il se crée alors des poches de vapeur qui séparent la paroi et le liquide et entraînent une chute brutale du coefficient de transfert de chaleur. De ce fait des points chauds apparaissent localement. Ces points chauds accentuent la production de certains polluants NO et HC en particulier et peuvent provoquer des fissurations des parois.

Pour ces raisons d'autres systèmes de refroidissement ont été développés et notamment les systèmes de refroidissement diphasiques du type eau-vapeur. On peut citer à ce sujet parmi les plus récentes publications les brevets US 4.572.115, US 4.570.579 et US 4.367.699.

Le principe de ces systèmes est simple : utiliser l'évaporation de l'eau pour absorber grâce au phénomène de la chaleur latente de vaporisation de l'eau d'importantes quantités de chaleur du moteur.

Dans un système typique de refroidissement par évaporation (ou encore par ébullition), pour un moteur à combustion interne, le liquide de refroidissement s'évapore à l'intérieur de la chambre d'eau. Par l'intermédiaire du système de prélèvement, dans la partie supérieure de la chambre d'eau, la vapeur parvient en traversant des canalisations tubulaires et par exemple des séparateurs de phases liquide-vapeur, jusqu'au radiateur, où la vapeur est condensée par le refroidissement dû au ventilateur. Le condensat est renvoyé, à partir du collecteur de condensat, à la chambre d'eau du moteur de façon appropriée en un point bas, soit sous l'action de la force de pesanteur (dans la mesure où le condenseur est disposé au-dessus de la chambre d'eau) soit au moyen d'une petite pompe de relevage.

De nombreux avantages des systèmes de refroidissement diphasiques ont été montrés :

- la quantité de liquide nécessaire est réduite,
- les points chauds sont limités, peu ou pas de gradients de température car l'ébullition se fait à température constante pour une pression donnée.

Néanmoins, certains problèmes demeurent : Une production de vapeur importante, notamment lors des fonctionnements à fortes charges, provo-

que une forte pressurisation du circuit qui peut endommager le moteur. Pour éviter des niveaux de pression trop importants des soupapes de sécurité doivent être prévues. Ces rejets de vapeurs à l'extérieur entraîne une consommation progressive du liquide ce qui compromet l'autonomie du véhicule et nécessite un entretien régulier.

Une pressurisation du circuit peut également se produire si l'évacuation de la vapeur en sortie de moteur n'est pas bien aménagée. Dans ce cas un écoulement inverse peut se produire et provoquer un assèchement des zones situées en haut du moteur.

La plupart des systèmes de refroidissement par ébullition sont mis en oeuvre en laissant une surface libre au liquide. C'est-à-dire que le moteur est refroidi par ébullition stagnante. La quantité de liquide vaporisé est alors systématiquement renouvelée.

Pour cela des capteurs de niveaux sont mis en place pour permettre la mise en marche d'une pompe quand cela s'avère nécessaire.

La mise au point de ces capteurs pose énormément de problèmes ; la surface libre d'un liquide en ébullition n'étant pas clairement définie.

L'ébullition stagnante est par ailleurs mal adaptée à un refroidissement en pente.

Le but de la présente invention est de pallier à ces inconvénients en proposant un procédé et un circuit de refroidissement par évaporation d'un liquide qui assurent un refroidissement performant quelles que soient les conditions d'utilisation du moteur et ce de manière assez simple.

Le procédé selon l'invention pour refroidir un moteur à combustion interne par vaporisation d'un fluide de refroidissement à l'intérieur d'un circuit d'écoulement primaire comprenant la chambre d'eau du moteur, la phase vapeur formée étant ramenée à l'état liquide par soutirage de chaleur dans un circuit secondaire, est caractérisé en ce qu'il consiste à établir en permanence par des moyens de mise en circulation adaptés un débit de fluide à l'état liquide dans tout ledit circuit d'écoulement primaire, ledit débit et la pression régnant dans les circuits primaires et secondaires étant adaptés suivant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur et/ou des caractéristiques physiques du fluide de refroidissement.

Grâce à ce procédé le refroidissement s'opère par ébullition circulante contrairement au procédé classique d'ébullition stagnante, ce qui supprime le problème des capteurs de niveau et permet un refroidissement efficace quelle que soit l'inclinaison du moteur tout en conservant l'avantage d'une quantité de liquide réduite. L'adaptation des caractéristiques physiques de l'ébullition circulante : débit et pression, permet une adéquation des moyens de refroidissement et des besoins du moteur en

refroidissement. Grâce à l'invention on limite fortement les refroidissements excessifs ou insuffisants qui pénalisent le fonctionnement du moteur en terme notamment d'émissions de produits polluants.

Selon une variante du procédé selon l'invention, le débit du liquide de refroidissement et la pression régnant dans les circuits d'écoulement primaires et secondaires évoluent avec la puissance développée par le moteur.

Selon une autre variante du procédé selon l'invention, tant que la puissance du moteur est inférieure à une valeur prédéterminée, le débit du liquide de refroidissement et la pression régnant dans les circuits d'écoulement primaires et secondaires sont maintenus constants à des valeurs prédéterminées respectivement Q_1 et P_1 et lorsque la puissance du moteur dépasse ladite valeur prédéterminée, ledit débit et ladite pression sont portés à de nouvelles valeurs prédéterminées Q_2 et P_2 avec $Q_2 > Q_1$ et $P_2 < P_1$.

L'invention concerne également un dispositif pour refroidir un moteur à combustion interne caractérisé en ce qu'il comporte un circuit d'écoulement primaire comprenant la chambre d'eau du moteur où est opérée la vaporisation d'un fluide de refroidissement, et un circuit secondaire où la phase vapeur formée est ramenée à l'état liquide par soutirage de chaleur et des moyens de mise en circulation d'un débit permanent de fluide à l'état liquide dans tout ledit circuit d'écoulement primaire, ledit débit et la pression régnant dans les circuits primaires et secondaires étant adaptés suivant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur et/ou des caractéristiques physiques du fluide de refroidissement.

Selon une caractéristique de l'invention, le circuit primaire de circulation du liquide de refroidissement se compose de la chambre d'eau du moteur, d'un collecteur, d'un séparateur de phase et d'une conduite de retour à la chambre d'eau munie d'une pompe hydraulique.

Selon une caractéristique de l'invention, le circuit secondaire de dérivation comprend un échangeur de chaleur refroidi par un ventilateur et relié au séparateur de phase par une conduite d'amenée, un réservoir de stockage du liquide et une conduite de retour au circuit primaire.

Selon une autre caractéristique, les moyens pour adapter le débit et la pression du liquide de refroidissement avec le fonctionnement du moteur comprennent un calculateur électronique qui en fonction de la puissance fournie par le moteur, la température du liquide dans le séparateur et/ou le taux de vide à la sortie du moteur pilote le ventilateur, la soupape et la pompe.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mis en évidence dans la suite de la

description donnée à titre d'exemple non limitatif de plusieurs modes de réalisation de l'invention en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 est une vue schématique, en coupe partielle du dispositif de refroidissement ;
- la figure 2 est une vue en coupe partielle précisant un mode de réalisation du séparateur de phase schématisé à la figure 1 ;
- les figures 3a et 3b sont des vues détaillant la vanne antivapeur schématisée à la figure 2 ;
- la figure 4 est une vue en coupe partielle du condenseur représenté à la figure 1 ;
- la figure 5 est une vue en coupe des moyens de mesure du taux de vide utilisés pour le pilotage du dispositif de refroidissement ;
- la figure 6 précise la réalisation des moyens de mesure de la figure 5.
- la figure 7 est une vue schématique en coupe partielle d'une variante du dispositif de refroidissement ;

Conformément à la figure 1, le dispositif de refroidissement comprend un circuit primaire de circulation du fluide de refroidissement C_1 . Ce circuit primaire comprend la "chambre d'eau" 20 du moteur à combustion interne 1. Cette chambre d'eau 20 se compose d'une enceinte entourant les parois des chambres de combustion, définie dans le carter cylindres et se prolongeant dans la culasse. La partie supérieure de la chambre d'eau 20 communique par un collecteur 2, avec un séparateur de phase 3. Le circuit primaire C_1 se poursuit ensuite par une conduite 5 qui relie la partie basse du séparateur de phase 3, où est recueillie le liquide, à une pompe d'alimentation 4 et la pompe 4 à la chambre d'eau. Le circuit primaire C_1 constitue donc une boucle de circulation pour le liquide de refroidissement.

Ce circuit primaire C_1 admet un circuit secondaire C_2 de dérivation pour le traitement de la phase vapeur. Ce second circuit C_2 comprend une conduite 12 reliant la partie haute du séparateur de phase 3 où circule la vapeur, à un échangeur 6, où est recueilli le condensat, dans lequel communique avec un réservoir 11 par la conduite 13. Ce réservoir 11 est muni d'une soupape 10 permettant d'ajuster la pression qui y règne. La dérivation générée par le second circuit se termine par la conduite 15 reliant le réservoir 11 à la pompe 4, la conduite 15 est équipée d'une vanne 8 commandée par le niveau de liquide dans le réservoir 11 grâce à un dispositif à flotteur 9.

La mise en oeuvre de la pompe 4, du ventilateur 7 et de la soupape 10 est pilotée par un calculateur électronique 17 en fonction de différents paramètres : la température du liquide dans le séparateur de phase (sonde 18), la puissance du moteur, la température au niveau des parois des

chambres de combustion, ou encore le taux de vide à la sortie de la chambre d'eau (sonde conductimétrique 19).

Le fonctionnement du dispositif qui vient d'être décrit est le suivant :

Avant le démarrage du moteur 1, le fluide de refroidissement se présente sous forme liquide et n'est présent que dans le circuit primaire C_1 exceptée une petite quantité retenue dans le réservoir 11, la vanne 8 est en position fermée, interdisant le passage du liquide du circuit primaire C_1 vers le réservoir 11 et l'échangeur 6. Lors du démarrage le calculateur 17 génère une valeur de consigne P_1 pour la pression régnant dans le réservoir 11 et donc dans l'ensemble du dispositif de refroidissement via l'échangeur 6 et la conduite 12. Cette pression est générée grâce à la manoeuvre de la soupape 10. Le calculateur 17 détermine également une valeur de débit Q_1 pour la pompe 4. Le fluide de refroidissement circule selon le circuit primaire C_1 jusqu'au moment où le liquide se met à bouillir dans la chambre d'eau 20 au contact des parois chaudes des chambres de combustion. Dès lors le collecteur 2 évacue un mélange liquide-vapeur. La séparation des phases s'opère dans le séparateur 3. Le liquide poursuit sa circulation en boucle fermée dans le circuit primaire C_1 . La vapeur empreinte le second circuit C_2 dit circuit de dérivation et passe dans l'échangeur 6 chassant l'air qui s'y trouve et le comprimant dans le réservoir 11.

Le condensat alimente le réservoir 11 et élève ainsi le niveau du liquide. Lorsqu'un seuil de niveau est dépassé, le dispositif à flotteur 9 formant capteur de niveau ouvre la vanne 8 ce qui permet de remettre en circulation dans le circuit ou boucle primaire C_1 une certaine quantité de liquide. Le dispositif à flotteur 9 referme la vanne 8 dès que le niveau à suffisamment baissé.

Si la pression augmente dans le circuit, le calculateur 17 commande la marche du ventilateur afin d'accélérer la condensation au niveau du radiateur 6 et si la condensation n'est pas suffisante, manoeuvre la soupape 10 de façon à échapper l'air comprimé préalablement emmagasiné dans le réservoir 11. Le suivi de la pression régnant dans le circuit est réalisé grâce au capteur de température 18 disposé dans la partie basse du séparateur de phase 3 en contact avec la phase liquide.

Cette régulation permet donc de conserver une pression quasiment constante et donc une température de vaporisation fixe, ce qui ne nécessite pas une ouverture fréquente de la soupape de régulation.

Lorsqu'au cours du fonctionnement la puissance du moteur dépasse un seuil prédéterminé, le calculateur 17 génère alors une seconde valeur de consigne P_2 pour la pression régnant dans le cir-

cuit de refroidissement avec $P_2 < P_1$, en pilotant le ventilateur 7 et la soupape 10.

De même le débit de la pompe 4 est modifié et porté à une valeur Q_2 avec $Q_2 > Q_1$.

En diminuant le point d'ébullition et en augmentant le débit du liquide de refroidissement, le circuit est à même de satisfaire les besoins accrus de refroidissement en utilisant le même dispositif et la même quantité de fluide de refroidissement.

A l'arrêt du moteur, la dépression créée dans le radiateur 6 et le séparateur de phase 3 provoque la vidange de la réserve 11.

La figure 2 précise un mode privilégié de réalisation du séparateur de phase 3 et du collecteur 2 décrit précédemment.

Un séparateur de phase nécessite un volume important de façon à ralentir le mélange liquide vapeur dès son entrée et diminuer ainsi l'effet de la force de traîne des deux phases. Les deux phases sont alors séparées par leur force de gravité : la vapeur sort par le haut du séparateur, tandis que le liquide recueilli au fond du récipient sort par le bas.

Quant au collecteur de vapeur, il a pour rôle de faciliter l'évacuation de la vapeur du moteur vers le condenseur. Avec ses conduites verticales situées au droit de la culasse du moteur il diminue le risque d'une crise d'ébullition en homogénéisant le taux de vide et la température de l'écoulement diphasique.

Par ailleurs pour faciliter le passage de la vapeur du collecteur au séparateur, il est nécessaire de relier ces deux éléments avec une conduite de fort diamètre.

Il en résulte qu'un ensemble collecteur-séparateur occupe habituellement un volume important peu compatible avec les exigences des véhicules d'aujourd'hui.

Suivant le mode de réalisation de la figure 2 le séparateur et le collecteur ont été réunis en un seul ensemble 23. Cet ensemble comprend une pluralité de conduites verticales 232, une chambre cylindrique 234, une sortie de vapeur 233 et une sortie d'eau 231 munie d'une vanne anti-vapeur.

Les conduites verticales 232 font saillies à l'intérieur de la chambre 234 jusqu'à environ un tiers de la hauteur de cette dernière. Ainsi le mélange liquide vapeur évacué directement du moteur peut déboucher librement des conduites 232 dans la chambre 234. La vapeur sort du haut du séparateur en direction du condenseur par la conduite 12, alors que le liquide retombe au fond du collecteur où il est ensuite évacué vers le bas par la conduite 5 après avoir traversé la vanne anti-vapeur.

Cette vanne anti-vapeur est précisée conformément aux figures 3a et 3b. Cette vanne a pour rôle d'interdire tout passage de vapeur dans le circuit 5 de retour du liquide au moteur, passage qui pourrait engendrer des dépressions préjudiciables.

La vanne est logée dans une cavité 235 au fond de laquelle est pratiqué l'orifice de sortie d'eau 231. Cet orifice est pourvu d'un siège 236 obturable par l'extrémité inférieure d'un flotteur 237 formant pointeau. Le flotteur 237 est maintenu au-dessus du siège, logé dans un tube de guidage 238 cylindrique fermé dans sa partie haute et ajouré dans sa partie basse pour les passages du liquide.

Lorsque du liquide est évacué par les conduites verticales 232 il remplit la cavité 235 et le flotteur 237 monte dans le tube de guidage 238 libérant l'orifice 231. Lorsqu'il n'y a plus de liquide le flotteur 237 retombe, le pointeau en appui contre le siège 236 ferme l'orifice 231 et empêche tout passage de vapeur.

Conformément à la figure 4 le condenseur 6 décrit précédemment est du type à deux passes. Il est formé par un radiateur 46 comportant deux boîtes de distribution verticales : une première boîte 460 et une seconde boîte 461, ces boîtes communiquent entre elles par des faisceaux 462 de tubes de faible diamètre s'étendant sensiblement horizontalement. La première boîte 460 où débouche la conduite d'amenée de la vapeur 12 est scindée en deux demi-boîtes par une paroi de séparation horizontale.

La vapeur pénètre dans la demi-boîte supérieure et traverse les faisceaux de tubes horizontaux 462 pour atteindre la seconde boîte 461. Une partie de la vapeur se condense au cours de ce passage et s'écoule au fond de la seconde boîte 461.

La vapeur restante traverse dans l'autre sens les tubes horizontaux pour rejoindre la demi-boîte inférieure. Une nouvelle partie de la vapeur se condense lors de ce second passage et est recueillie au fond de la demi-boîte inférieure.

La vapeur résiduelle est aspirée et réintroduite dans la demi-boîte supérieure à l'aide d'un système d'aspiration actionnée par une turbine 463. En raison de la faible chute de pression entre l'entrée et la sortie de ce type de condenseur, la turbine ne nécessite qu'une faible puissance d'entraînement.

La demi-boîte inférieure et la seconde boîte sont munies dans le fond d'un orifice d'évacuation du condensat. Pour empêcher que la vapeur ne s'échappe du condenseur sans avoir été condensée chacun de ces orifices est muni d'une vanne anti-vapeur 464 similaire à celle décrite précédemment.

La figure 5 représente plus précisément une vue en coupe de la sonde conductimétrique 19 des moyens de mesure du taux de vide. Elle est constituée essentiellement de deux électrodes annulaires 191 - 192 insérées coaxialement à une certaine distance l'une de l'autre dans un cylindre 190 isolant et résistant à la chaleur. Cet ensemble ainsi réalisé forme une sortie du circuit de refroidisse-

ment reliant la sortie de la chambre d'eau du moteur au séparateur.

La figure 6 représente le circuit électrique connecté à la sortie des électrodes et permettant la mesure du taux de vide moyen. Il se compose d'un conductimètre C associé à un intégrateur I. Le conductimètre comprend : une source de tension U_0 connecté à une des électrodes de la sonde conductimétrique, une résistance R_1 connectée entre la masse et la deuxième électrode de la sonde. L'intégrateur comprend classiquement un ampli opérationnel T_1 et un condensateur C_1 .

La sonde présentant une conductance G constitue avec la résistance R_1 un pont diviseur sur lequel peut être prélevée la mesure du taux de vide grâce à la mesure de la tension U_r aux bornes de la résistance R_1 .

La loi d'Ohm permet d'écrire :

$$U_r = \frac{R_1}{\frac{1}{G} + R_1} \times U_0$$

R_1 est choisi tel que $1/G$ soit très supérieur à R_1

$$\text{d'où } U_r = R_1 \times G \times U_0$$

d'où

$$G = \frac{1}{R_1} \times \frac{U_r}{U_0}$$

La conductance étant directement liée au taux de vide celui-ci est connu.

L'intégration permet classiquement une estimation du taux de vide moyen par l'estimation de la conductance moyenne dans le temps t_0 :

$$\langle G \rangle = - \frac{R_2 C}{R_1 U_0} \times \frac{U_s}{t_0}$$

or U_s est la tension de sortie du système.

La figure 7 présente une variante de réalisation du circuit de refroidissement dans lequel la soupape 10 de mise à l'air est supprimée. Il apparaît en effet que si un tel système de purge est simple à mettre en oeuvre il présente toutefois certains inconvénients au nombre desquels on peut citer la perte de liquide de refroidissement et l'accélération

du vieillissement de ce dernier par oxygénation.

Pour éviter ces inconvénients il est proposé de garder le circuit complètement fermé comme dans un circuit de refroidissement conventionnel monophasique, en utilisant un réservoir à volume variable compensant l'expansion du volume.

Un tel système permet un réglage de la pression du circuit de manière à la fois simple, sûre et stable : une simple pression sur le soufflet augmente la pression du circuit contrairement à un système à purge qui nécessite un temps plus important pour ajuster les pressions.

De manière similaire au circuit décrit figure 1, le présent circuit comprend un circuit primaire de circulation du fluide de refroidissement V_1 . Le circuit primaire V_1 comprend la "chambre d'eau" du moteur 1, un collecteur-séparateur de vapeur 23, une conduite 5 équipée d'une vanne anti-retour 55 qui permet de relier la partie basse du séparateur recueillant le liquide à une pompe d'alimentation 4 et qui se poursuit de la pompe jusqu'à l'entrée de la chambre d'eau.

La phase vapeur est traitée dans un circuit secondaire V_2 de dérivation au circuit V_1 où une conduite 12 relie la sortie vapeur du séparateur 23 à l'entrée du condenseur 46, un capteur de précision équipe cette conduite.

Une turbine 122 est insérée avant l'entrée du condenseur, afin de faciliter l'extraction de la vapeur de sortie moteur si celui-ci était problématique.

A la sortie de l'échangeur, le condensat est recueilli dans une conduite 13 équipée d'une vanne anti-retour 131. Cette conduite communique avec un réservoir à volume variable 51 et se prolonge jusqu'à une vanne 8 commandée par le calculateur.

La dérivation V_2 se termine par une conduite reliant la vanne 8 à la pompe 4.

Ce circuit étant complètement fermé, il n'y a pas de soupape de mise à l'air comme dans le dispositif décrit précédemment, il est nécessaire de placer une soupape de sécurité 47 dans la partie supérieure du condenseur 46. Celle-ci a pour but d'éviter toute augmentation de pression que l'on ne pourrait pas contrôler. L'origine de cette surpression pouvant être une panne de la pompe ou le blocage d'une vanne par exemple.

La mise en oeuvre de la pompe 4, du ventilateur 7, de la vanne 81, du réservoir 51 et éventuellement de la turbine 122 est pilotée par un calculateur électronique 171 en fonction de différents paramètres :

- puissance du moteur
- température au niveau des parois des chambres de combustion
- pression dans la branche vapeur

- taux de vide, etc...

Le fonctionnement du dispositif qui vient d'être décrit est le suivant. A froid, avant le démarrage du moteur 1, la totalité du circuit (V_1 et V_2), est remplie par le fluide de refroidissement à l'état liquide. Le réservoir à volume variable 51 est alors en position minimale.

Lors du démarrage le calculateur 171 ordonne la fermeture de la vanne 8 interdisant ainsi la circulation du fluide dans la dérivation V_2 , et détermine un débit Q pour la pompe 4, ainsi qu'une pression P de fonctionnement. Le réglage du réservoir à volume variable 51 à partir des données du capteur 121 permettent une adaptation quasi-instantanée de la pression. L'échauffement du liquide dans la boucle V_1 , provoque une dilatation du fluide qui est compensée par l'expansion du réservoir à volume variable 51.

Lorsque l'ébullition est initiée dans la chambre d'eau du moteur 1, le mélange diphasique liquide-vapeur est séparé dans le collecteur-séparateur 23. Le liquide poursuit sa circulation dans la boucle V_1 . La vapeur empreinte la conduite 12 du circuit V_2 et entre dans le condenseur 46.

L'occupation d'un certain volume, dans la conduite 123 et l'échangeur 46, par la vapeur provoque l'évacuation d'un volume correspondant de liquide vers le réservoir à volume variable 51. Le calculateur 171 recevant des informations du capteur de pression 121 autorise un déplacement progressif du soufflet formant le réservoir 51 de façon à maintenir la pression sensiblement constante.

Lorsque le réservoir est rempli ou lorsque le niveau du liquide dans le condenseur atteint une valeur limite, le calculateur 17 déclenche le ventilateur 7 et ouvre la vanne 81.

Le calculateur 171 contrôle alors la pression et le refroidissement du fluide en condensant plus ou moins la vapeur dans l'échangeur. Il pilote, simultanément, le réservoir à volume variable de manière à atténuer les fluctuations de pressions elles sont trop importantes, en faisant varier le volume du soufflet suivant les besoins.

Le calculateur 171 fait varier la consigne des actionneurs (pompe, ventilateur, soufflet) de façon à adapter P et Q au régime de fonctionnement désiré.

Lors d'un dysfonctionnement du système (augmentation incontrôlée de la pression) la soupape de sécurité va libérer une certaine quantité de vapeur. Le calculateur 17, compense alors, immédiatement, cette perte de fluide, en réduisant le volume du soufflet 51 pour réinjecter du liquide dans le circuit.

Ainsi une augmentation de pression due à un dysfonctionnement n'entraîne pas un arrêt immédiat du système.

Les vannes anti-retour 51 et 131 ont pour but d'éviter toute remontée de liquide par les conduites 5 et 12 lorsqu'on réduit le volume du soufflet.

A l'arrêt du moteur 1, on termine la condensation de la vapeur subsistant dans le circuit et on réduit progressivement le volume du soufflet, afin de se retrouver dans la configuration initiale, c'est-à-dire V_1 et V_2 pleins d'eau. Pendant ce temps la pompe 4 continue à assurer un débit afin de mélanger les fluides des circuits V_1 et V_2 .

Il est évident que l'invention n'est pas limitée aux réalisations décrites et qu'on peut y apporter d'autres variantes d'exécution.

Ainsi il est possible d'avoir une adaptation de la pression et du débit N -modale $N > 2$ et non pas seulement bimodale en décomposant le domaine d'évolution de la puissance du moteur en N segments.

Ainsi il est possible d'avoir une adaptation de la pression et du débit qui tienne compte de la puissance du moteur mais également de la température au niveau des parois des chambres de combustion.

Revendications

1. Procédé pour refroidir un moteur à combustion interne par vaporisation d'un fluide de refroidissement à l'intérieur d'un circuit d'écoulement primaire (C_1) comprenant la chambre d'eau du moteur (20), la phase vapeur formée étant ramenée à l'état liquide par soutirage de chaleur dans un circuit secondaire (C_2), caractérisé en ce qu'il consiste à établir en permanence par des moyens de mise en circulation adaptés (4, 17) un débit de fluide l'état liquide dans tout ledit circuit d'écoulement primaire (C_1), ledit débit et la pression régnant dans les circuits primaire (C_1) et secondaire (C_2) étant adaptés suivant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur et/ou des caractéristiques physiques du fluide de refroidissement.
2. Procédé pour refroidir un moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que ledit débit du liquide de refroidissement et la pression régnant dans les circuits d'écoulement primaire (C_1) et secondaire (C_2) évoluent avec la puissance développée par le moteur.
3. Procédé pour refroidir un moteur selon la revendication 2, caractérisé en ce que tant que la puissance du moteur est inférieure à une valeur prédéterminée, ledit débit du liquide de refroidissement et la pression régnant dans les circuits d'écoulement primaire (C_1) et secondaire (C_2) sont maintenues constantes à des valeurs prédéterminées respectivement Q_1 et

- P_1 et en ce que lorsque la puissance du moteur dépasse ladite valeur prédéterminée, ledit débit et ladite pression sont portés à de nouvelles valeurs prédéterminées Q_2 et P_2 avec $Q_2 > Q_1$ et $P_2 < P_1$.
4. Dispositif pour refroidir un moteur à combustion interne du type comportant un circuit d'écoulement primaire (C_1) comprenant la chambre d'eau du moteur (20) où est opérée la vaporisation d'un fluide de refroidissement, et un circuit secondaire (C_2) où la phase vapeur formée est ramenée à l'état liquide par soutirage de chaleur, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens de mise en circulation adaptés (4, 17) d'un débit permanent de fluide à l'état liquide dans tout ledit circuit d'écoulement primaire (C_1), ledit débit et la pression régnant dans les circuits primaire (C_1) et secondaire (C_2) étant adaptés suivant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur et/ou des caractéristiques physiques du fluide de refroidissement.
 5. Dispositif de refroidissement selon la revendication 4, caractérisé en ce que le circuit primaire (C_1) de circulation du liquide de refroidissement se compose de la chambre d'eau du moteur d'un collecteur (2, 23), d'un séparateur de phase (3, 23) et d'une conduite de retour (5) à la chambre d'eau munie d'une pompe hydraulique (4).
 6. Dispositif de refroidissement selon la revendication 5, caractérisé en ce que ledit collecteur et ledit séparateur de phase sont réunis en un seul ensemble (23).
 7. Dispositif de refroidissement selon l'une quelconque des revendications 5 à 6, caractérisé en ce que l'embouchure (231) de la conduite de retour (5) est munie d'une vanne à flotteur (237) interdisant le passage de la vapeur.
 8. Dispositif de refroidissement selon l'une quelconque des revendications 4 à 7, caractérisé en ce que le circuit secondaire (C_2) de dérivation comprend un échangeur de chaleur (6, 46) refroidi par un ventilateur (7) et relié au séparateur de phase par une conduite d'amenée (12), un réservoir de stockage (11, 511) du liquide et une conduite de retour (15) au circuit primaire.
 9. Dispositif de refroidissement selon la revendication 8, caractérisé en ce que ledit échangeur de chaleur est formé par un radiateur à deux passes (46) comportant deux boîtes à eau collectrices disposées verticalement (460, 461) lesdites boîtes à eau étant reliées par des faisceaux de tubes horizontaux (462), les orifices d'évacuation du condensat disposés dans le fond desdites boîtes à eau sont munis de vannes anti-vapeur (464), une turbine (463) assurant une circulation de la vapeur résiduelle jusqu'à sa condensation totale.
 10. Dispositif de refroidissement selon l'une quelconque des revendications 8 à 9, caractérisé en ce que ledit réservoir de stockage du liquide est constitué par un réservoir à volume variable (511).
 11. Dispositif de refroidissement selon la revendication 10, caractérisé en ce que le réservoir est formé par une enceinte à soufflet (512) dont le volume est piloté par des moyens de contrôle.
 12. Dispositif de refroidissement selon la revendication 8, caractérisé en ce que ladite conduite de retour (15) est munie de moyens obturateurs (8,9) commandés par le niveau de liquide dans ledit réservoir.
 13. Dispositif de refroidissement selon l'une quelconque des revendications 6 à 7, caractérisé en ce que le réservoir de stockage (11) est muni d'une soupape (10) permettant d'ajuster la pression dans le réservoir et dans l'ensemble des circuits primaire et secondaire (C_1 , C_2).
 14. Dispositif de refroidissement selon l'une quelconque des revendications 4 à 12, caractérisé en ce que les moyens pour adapter le débit et la pression du liquide de refroidissement avec le fonctionnement du moteur comprennent un calculateur électronique (17) qui en fonction de la puissance fournie par le moteur et la température du liquide dans le séparateur (3) et ou le taux de vide pilote le ventilateur (7), la soupape (10) ou le soufflet (512), et la pompe (4).
 15. Dispositif de refroidissement selon la revendication 14, caractérisé en ce que les moyens pour mesurer le taux de vide comprennent une sonde conductimétrique (19) à deux électrodes disposées à la sortie de la chambre d'eau.

Claims

1. A method for cooling an internal combustion engine by evaporation of a cooling fluid within a primary flow circuit (C_1) comprising the water chamber of the engine (20), the vapour phase

- formed being returned to the liquid state by removal of heat in a secondary circuit (C_2), characterised in that it consists in permanently establishing, by appropriate circulation means (4, 17), a flow of fluid in the liquid state in the whole of the primary flow circuit (C_1), the flow and the pressure in the primary (C_1) and secondary (C_2) circuits being adapted to one or several operating parameters of the engine and/or physical characteristics of the cooling fluid.
2. A method for cooling an engine as claimed in claim 1, characterised in that the flow of cooling fluid and the pressure in the primary (C_1) and secondary (C_2) flow circuits develop with the power developed by the engine.
 3. A method for cooling an engine as claimed in claim 2, characterised in that while the engine power is below a predetermined value, the flow of cooling fluid and the pressure in the primary (C_1) and secondary, (C_2) flow circuits are kept constant at predetermined values of Q_1 and P_1 respectively and in that when the engine power exceeds this predetermined value, the flow and pressure are brought to new predetermined values Q_2 and P_2 , where $Q_2 > Q_1$ and $P_2 > P_1$.
 4. A device for cooling an internal combustion engine of the type comprising a primary cooling circuit (C_1) comprising the water chamber of the engine (20) where the evaporation of a cooling fluid takes place, and a secondary circuit (C_2) where the vapour stage formed is returned to the liquid stage by removal of heat, characterised in that it comprises appropriate circulation means (4, 17) for a permanent flow of fluid in the liquid state throughout the primary flow circuit (C_1), the flow and pressure in the primary (C_1) and secondary (C_2) circuits being adapted to one or more operating parameters of the engine and/or physical characteristics of the cooling fluid.
 5. A cooling device as claimed in claim 4, characterised in that the primary circuit (C_1) for circulation of the cooling fluid comprises the water chamber of the engine, a collector (2, 23), a phase separator (3, 23) and a return duct (5) to the water chamber provided with a hydraulic pump (4).
 6. A cooling device as claimed in claim 5, characterised in that the collector and phase separator are formed as a single assembly (23).
 7. A cooling device as claimed in any one of claims 5 to 6, characterised in that the opening (231) of the return duct (5) is provided with a float valve (237) preventing the passage of vapour.
 8. A cooling device as claimed in any one of claims 4 to 7, characterised in that the secondary branch circuit (C_2) comprises a heat exchanger (6, 46) cooled by a fan (7) and connected to the phase separator by an inlet duct (12), a fluid storage tank (11, 511) and a return duct (15) to the primary circuit.
 9. A cooling device as claimed in claim 8, characterised in that this heat exchanger comprises a two-pass radiator (46) comprising two water collector boxes disposed vertically (460, 461), these water boxes being connected by bundles of horizontal tubes (462) and in that the discharge openings for the condensate disposed in the base of these water boxes are provided with anti-vapour valves (464), a turbine (463) ensuring the circulation of the residual vapour until it is fully condensed.
 10. A cooling device as claimed in any one of claims 8 to 9, characterised in that the fluid storage tank is formed by a variable volume tank (511).
 11. A cooling device as claimed in claim 10, characterised in that the tank is formed by a bellows chamber (512) whose volume is driven by control means.
 12. A cooling device as claimed in claim 8, characterised in that the return duct (15) is provided with shutter means (8, 9) controlled by the level of fluid in the tank.
 13. A cooling device as claimed in any one of claims 6 to 7, characterised in that the storage tank (11) is provided with a valve (10) making it possible to adjust the pressure in the tank and throughout the primary and secondary circuits (C_1 , C_2).
 14. A cooling device as claimed in any one of claims 4 to 12, characterised in that the means for adjusting the flow and the pressure of the cooling fluid to the operation of the engine comprise an electronic computer (17) which, as a function of the power supplied by the engine and the temperature of the fluid in the separator (3) and/or the vacuum level, drives the fan (7), the valve (10) or the bellows (512) and the pump (4).

15. A cooling device as claimed in claim 14, characterised in that the means for measuring the vacuum level comprise a conductometric probe (19) with two electrodes disposed at the outlet of the water chamber.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Kühlen eines Verbrennungsmotors durch Verdampfen eines Kühlfluids im Innern einer die Wasserkammer des Motors enthaltenden primären Strömungskreis (C₁), bei dem die gebildete Dampfphase in den flüssigen Zustand durch Entziehen von Wärme in einem sekundären Kreis (C₂) rückgeführt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß man durch geeignete Umwälzeinrichtungen (4, 17) ständig einen Durchfluß von Fluid im flüssigen Zustand in dem gesamten primären Strömungskreis (C₁) erzeugt, wobei der in dem primären Kreis (C₁) und dem sekundären Kreis (C₂) herrschende Durchfluß und Druck an einen oder mehrere Betriebsparameter des Motors und/oder physikalische Kenndaten des Kühlfluids angepaßt sind.
2. Verfahren zum Kühlen eines Motors nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich der Durchfluß der Kühlflüssigkeit und der Druck, die in dem primären (C₁) und dem sekundären Strömungskreis (C₂) herrschen, mit der von dem Motor abgegebenen Leistung verändern.
3. Verfahren zum Kühlen eines Motors nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß, solange die Leistung des Motors unterhalb eines vorbestimmten Werts liegt, der Durchfluß der Kühlflüssigkeit und der Druck, die in dem ersten (C₁) und dem zweiten Strömungskreis (C₂) herrschen, auf vorbestimmten Werten Q₁ bzw. P₁ konstant gehalten werden, und daß, wenn die Leistung des Motors diesen vorbestimmten Wert überschreitet, dieser Durchfluß und dieser Druck auf neue vorbestimmte Werte Q₂ und P₂ gebracht werden, wobei Q₂ > Q₁ und P₂ < P₁.
4. Vorrichtung zum Kühlen eines Verbrennungsmotors mit einem primären Strömungskreis (C₁), der die Wasserkammer (20) des Motors enthält, in der die Verdampfung eines Kühlfluids durchgeführt wird, und einem sekundären Kreis (C₂), bei dem die gebildete Dampfphase durch Entziehen von Wärme in den flüssigen Zustand rückgeführt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß sie Einrichtungen zur Umwälzung (4, 17) aufweist, die durch einen

ständigen Durchfluß von Fluid im flüssigen Zustand in dem gesamten primären Strömungskreis (C₁) ausgelegt sind, wobei der Durchfluß und der Druck, die in dem primären (C₁) und dem sekundären Kreis (C₂) herrschen, an einen oder mehrere Betriebsparameter des Motors und/oder physikalische Kenndaten des Kühlfluids angepaßt sind.

5. Vorrichtung zum Kühlen nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß der primäre Strömungskreis (C₁) der Kühlflüssigkeit aus der Wasserkammer des Motors, einer Sammelleitung (2, 23), einer Phasentrennvorrichtung (3, 23) und einer Rücklaufleitung (5) zur Wasserkammer, die mit einer hydraulischen Pumpe (4) ausgestattet ist, besteht.
6. Vorrichtung zum Kühlen nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Sammelleitung und die Phasentrennvorrichtung in einer einzigen Einheit (23) vereinigt sind.
7. Verfahren zum Kühlen nach einem der Ansprüche 5 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Mündung (231) der Rücklaufleitung (5) mit einem Schwimmerventil (237) ausgestattet ist, welches den Durchtritt des Dampfes unterbindet.
8. Verfahren zum Kühlen nach einem der Ansprüche 4 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß der sekundäre Entnahmekreis (C₂) einen Wärmetauscher (6, 46), der durch einen Ventilator (7) gekühlt wird und mit der Phasentrennvorrichtung über eine Zufuhrleitung (12) verbunden ist, einen Flüssigkeitsspeicherbehälter (11, 511) und eine Rücklaufleitung (15) zu dem primären Kreis aufweist.
9. Verfahren zum Kühlen nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Wärmetauscher aus einem Kühler mit zwei Durchläufen (46) gebildet ist, welche zwei Wassersammeln aufweisen, die vertikal angeordnet sind (460, 461), wobei die Wasserkammern über Bündel horizontaler Röhren (462) verbunden sind und die Entleerungsöffnungen des Kondensats, die im Boden der Wasserkammern angeordnet sind, mit Antidampfventilen (464) ausgestattet sind und eine Turbine (463) eine Zirkulation des restlichen Dampfes bis zu seiner vollständigen Kondensation sichert.
10. Vorrichtung zum Kühlen nach einem der Ansprüche 8 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Flüssigkeitsspeicherbehälter aus einem Speicherbehälter mit veränderlichen, Vo-

lumen (511) gebildet ist.

11. Vorrichtung zum Kühlen nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Speicherbehälter aus einem Blasebalgraum (512) gebildet ist, dessen Volumen über die Überwachungseinrichtungen gesteuert wird. 5
12. Vorrichtung zum Kühlen nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Rücklaufleitung (15) mit Blockiereinrichtungen (8, 9) versehen ist, die durch den Flüssigkeitspegel in dem Speicherbehälter gesteuert werden. 10
13. Vorrichtung zur Kühlung nach einem der Ansprüche 6 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Speicherbehälter (11) mit einem Ventil (10) versehen ist, welches eine Einstellung des Drucks in dem Speicherbehälter und in der Gruppe aus dem primären Kreis und dem sekundären Kreis (C_1 , C_2) ermöglicht. 15
20
14. Vorrichtung zur Kühlung nach einem der Ansprüche 4 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einrichtungen zum Anpassen des Durchflusses und des Druckes der Kühlflüssigkeit an den Betrieb des Motors einen elektronischen Rechner (17) aufweisen, der in Abhängigkeit von der von dem Motor abgegebenen Leistung und von der Temperatur der Flüssigkeit in der Trennvorrichtung (3) und/oder von dem Vakuumgrad den Ventilator (7), das Ventil (10) oder den Blasebalg (512) und die Pumpe (4) steuert. 25
30
35
15. Vorrichtung zum Kühlen nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einrichtungen zum Messen des Vakuumgrades eine Leitfähigkeitssonde (19) mit zwei Elektroden aufweisen, die am Ausgang der Wasserkammer angeordnet sind. 40

45

50

55

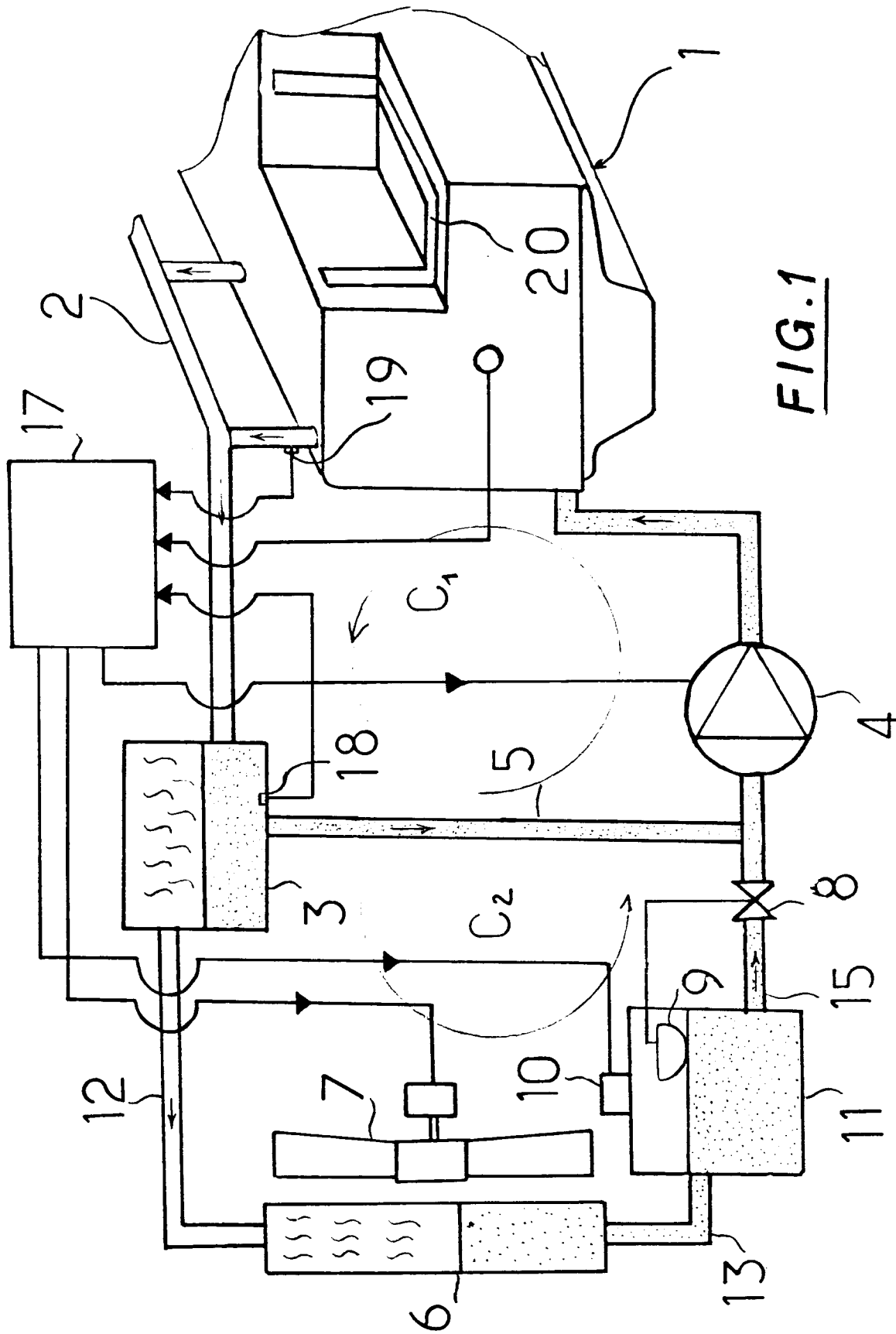
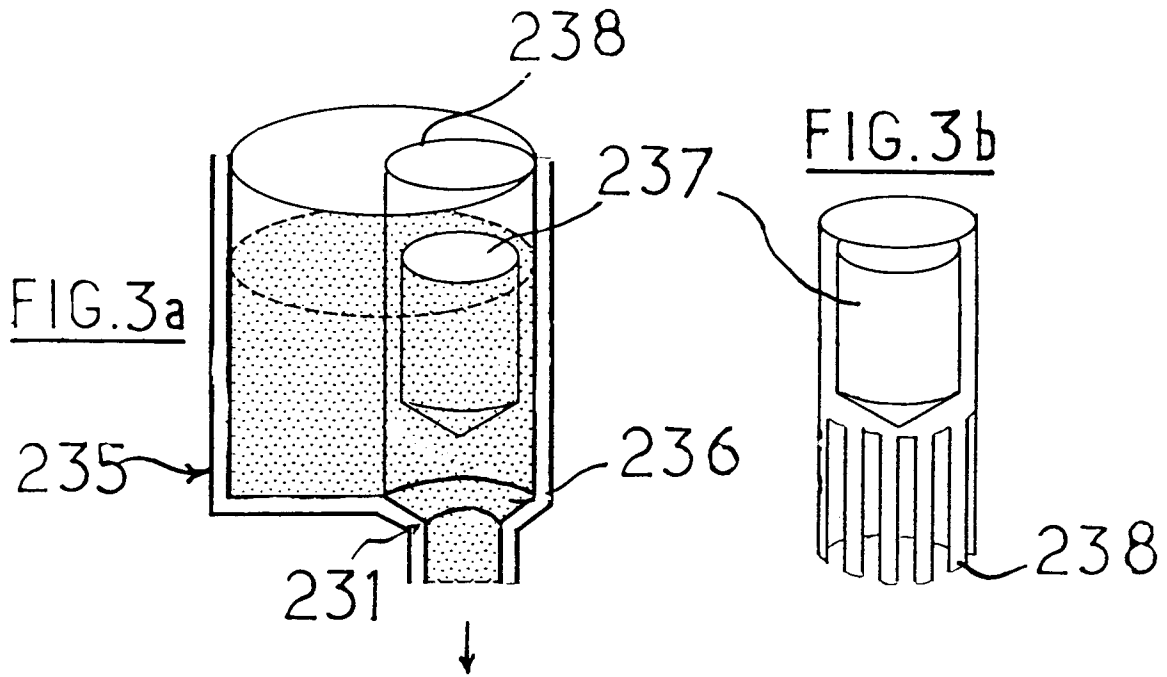
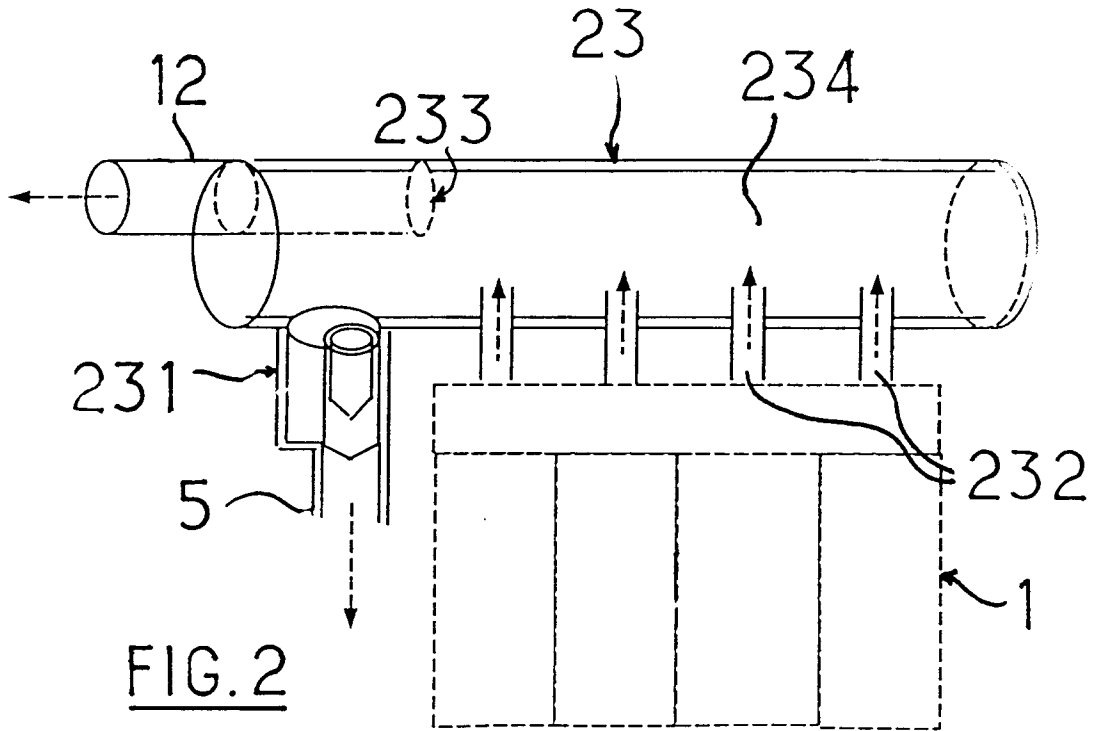
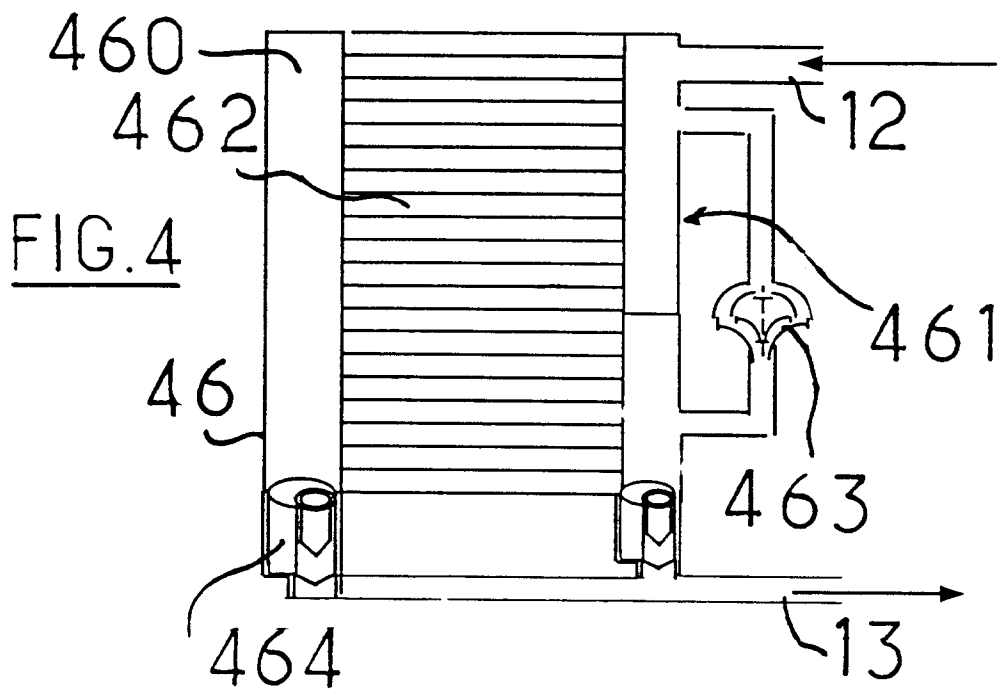


FIG. 1





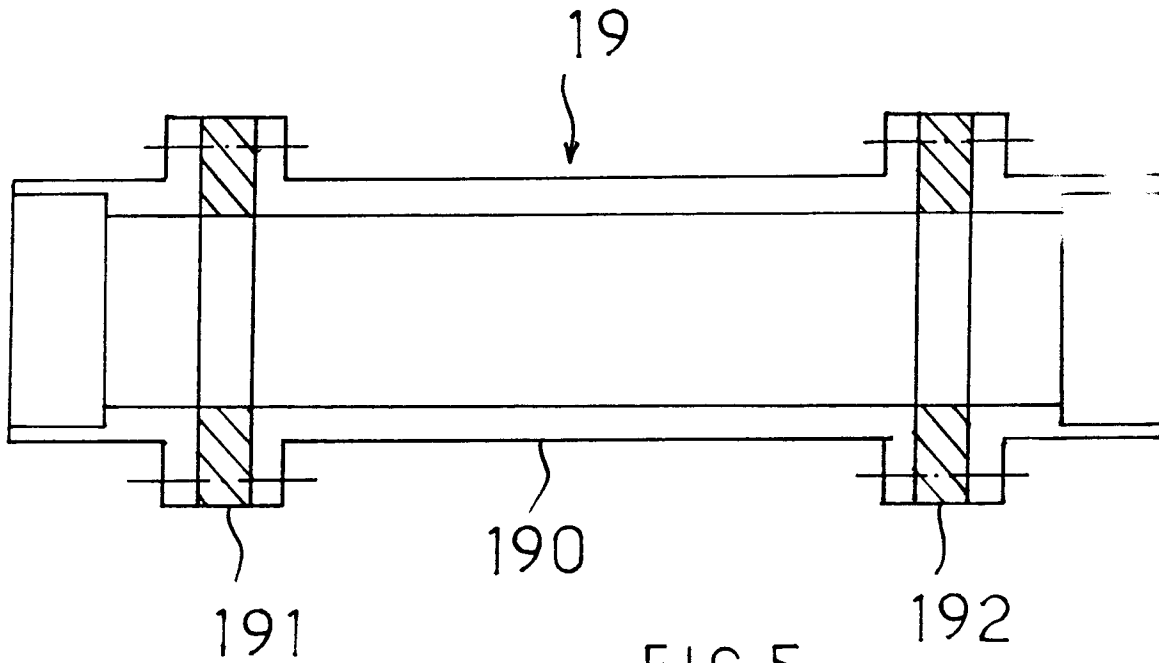


FIG.5

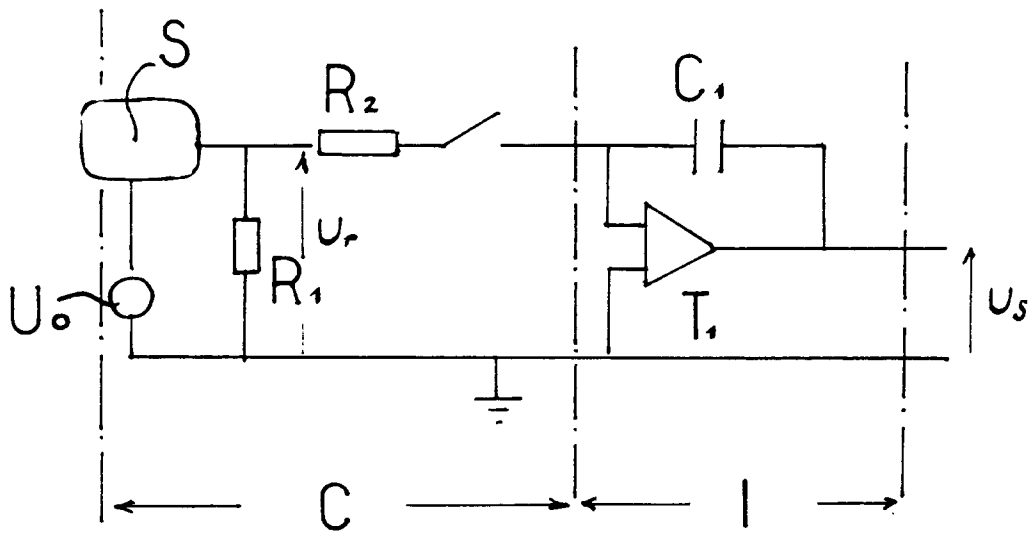


FIG.6

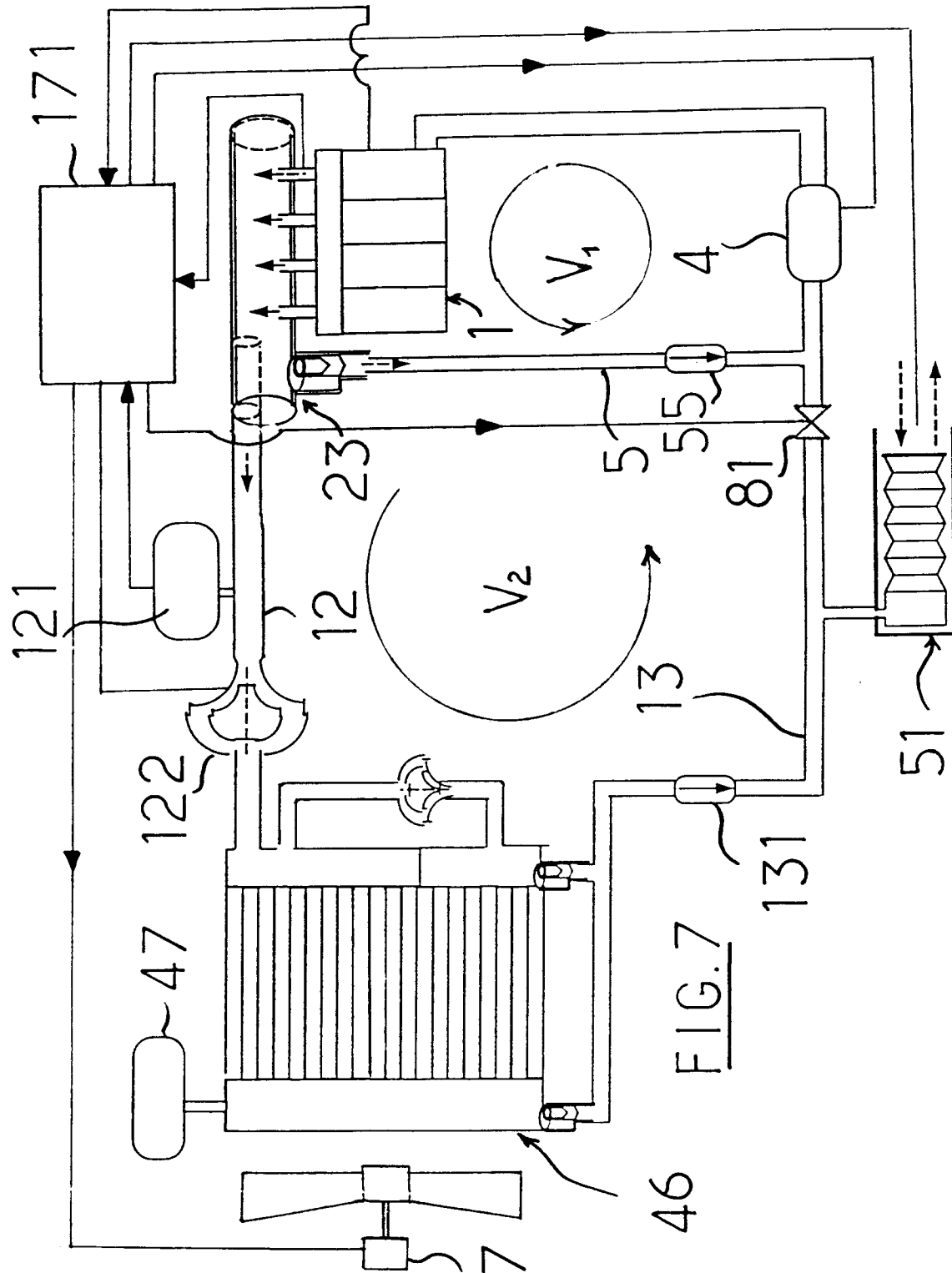


FIG. 7