

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Numéro de publication:

0 096 605**A1**

(12)

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(21) Numéro de dépôt: 83400976.3

(51) Int. Cl.³: **F 28 D 7/10**
F 28 F 13/10

(22) Date de dépôt: 16.05.83

(30) Priorité: 04.06.82 FR 8209725

(43) Date de publication de la demande:
21.12.83 Bulletin 83/51(84) Etats contractants désignés:
AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE(71) Demandeur: SUPRATHERM S.A.R.L.
3 Passage des Entrepreneurs
F-75015 Paris(FR)(72) Inventeur: Awerbuch, Nathan
49 Rue de la Convention
75015 Paris(FR)(54) **Echangeur de chaleur à canaux annulaires fonctionnant avec des fluides en régime d'écoulement giratoire et pulsatoire.**

(57) L'invention concerne un ensemble composé de plusieurs cylindres coaxiaux assemblés de façon à former des canaux annulaires dans lesquels circulent les fluides à contre-courant. (8 et 3)

Le régime giratoire des fluides est obtenu par l'alimentation tangentielle de grands collecteurs se trouvant à l'entrée et l'évacuation tangentielle des collecteurs se trouvant à la sortie des canaux. (1-2-4 et 6-7-9)

Cet écoulement giratoire engendre un mouvement secondaire transversal, lequel provoque un renouvellement rapide des couches limites et ceci sans la création de turbulences de la masse des fluides.

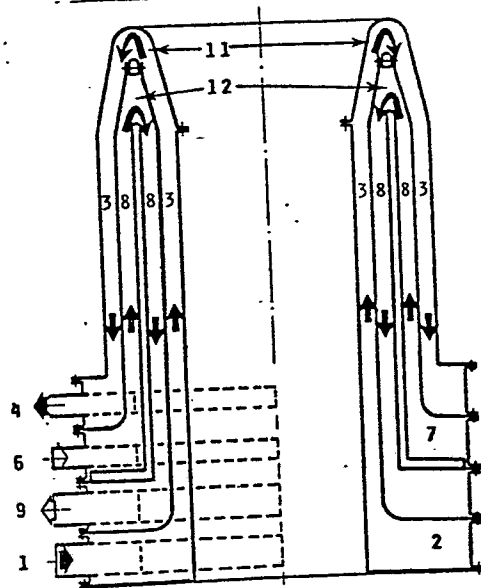
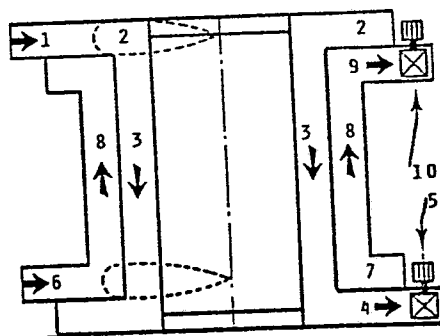
Le régime pulsatoire se superposant au régime giratoire est obtenu soit par des obturateurs rotatifs, motorisés (5 et 10) placés à la sortie des collecteurs (4 et 9) soit par des turbulences engendrées par des inverseurs des courants (11 et 12) de 180°. La fréquence des pulsations varie de 7 à 70 Hz.

On obtient ainsi un taux de transfert de chaleur pouvant être dix fois supérieur au taux des échangeurs conventionnels, sans la perte de charge considérable engendrée par ces derniers en raison du régime turbulent qui s'y manifeste.

Des échangeurs selon la présente invention seront 10 fois plus légers et peuvent par conséquent être réalisés en acier inoxydable à un prix voisin de celui d'un échangeur en acier ordinaire.

De ce fait une des applications les plus intéressante de cette invention est la condensation des gaz de combustion ("fumées") des chaudières, opération susceptible d'économiser 10 à 25 % des combustibles mis en oeuvre.

EP 0 096 605 A1



La présente invention concerne un échangeur de chaleur à taux d'échange très élevé et à perte de charge relativement faible pour tous fluides en général et plus particulièrement pour la récupération de la chaleur dans les gaz de combustion ou des gaz chauds provenant de fours ou sècheurs.

5 On connaît principalement des échangeurs de chaleurs à faisceau tubulaire, à serpentins, à plaques et même à canaux annulaires. Pour tous ces échangeurs le taux d'échange de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi est, toutes autres conditions égales, fonction du régime d'écoulement qui est défini "turbulent" ou "non-turbulent", ce dernier étant souvent synonyme de "laminaire".

10 Le régime turbulent provoque le renouvellement des couches limites et de ce fait le transfert de chaleur. Le régime turbulent est obtenu par une augmentation de la vitesse des fluides ou par l'insertion d'obstacles sur le parcours.

Or, ce régime turbulent, défini comme des déplacements desordonnés de petits volumes des fluides dans toutes les directions et à des vitesses variables,
15 conduit à des heurts de ces masses turbulentes et constitue de ce fait un gaspillage d'énergie. En effet, ces turbulences concernent la totalité de la masse des fluides alors que les couches limites visées ne constituent qu'un très faible pourcentage de la masse totale des fluides.

D'après les lois thermodynamiques qui s'appliquent à ce domaine le taux de
20 transfert de chaleur est dans les cas les plus favorables proportionnel aux débits des fluides, donc à leur vitesse d'écoulement devant les surfaces d'échange. Mais l'on sait que l'énergie à fournir augmente avec le cube du débit en cas de régime turbulent considéré en l'occurrence et que l'on trouve également dans tous^{les} cas des échangeurs à canaux annulaires.

25 Il en résulte que pour doubler le taux de transfert de chaleur il faut multiplier par huit la force-motrice à mettre en oeuvre, ce qui^{fait} rapidement plafonner les vitesses, donc le taux d'échange, à la limite économique. En effet, on ne peut pas dépenser 1 kWh de courant électrique pour échanger ou récupérer 3 kWh sous forme d'énergie thermique, étant donné que le kWh est 3 fois plus cher. Le bilan serait
30 négatif en raison des frais accessoires.

La présente invention vise le renouvellement rapide, donc un taux d'échange élevé sans engendrer des turbulences de la totalité de la masse des fluides. Elle met en application deux lois physiques, dont l'une stipule que tout mouvement persiste s'il n'est pas freiné (loi d'inertie), ce qu'est le cas de mouvements
35 giratoires engendrés dans des canaux annulaires formés par des cylindres co-axiaux, à condition de respecter certaines conditions à savoir:

- grande distance entre les cylindres
- parfaite rotondité des cylindres
- surfaces lisses
- 40 - admission des fluides tangentiellement dans un collecteur

L'autre loi physique concerne les mouvements secondaires transversaux engendrés dans certaines conditions par tout mouvement giratoire d'un fluide limité par une paroi concave. Ces mouvements secondaires de roulages co-directionnels, dûs à la force centrifuge, constituant le "phénomène Couette" (ou plus exactement: "Couette-Görtler") se trouvent expliqués sur la planche 1.

La fig. 1 montre le secteur d'un canal annulaire dans lequel circule un fluide en mouvement giratoire. Ce dernier peut être provoqué par la rotation de la paroi concave (expérience Couette) ou par une alimentation tangentielle du fluide (hypothèse Görtler expérimentalement confirmée par Liepmann en 1943). On remarque la tendance du fluide à dévier de la direction circulaire en direction tangentielle.

La fig. 2 montre un canal annulaire dans lequel s'écoule un fluide animé d'un mouvement giratoire, lequel a engendré un régime stable de mouvements secondaires, transversaux sous forme de rouleaux (ou d'anneaux) à rotation co-directionnelle.

La fig. 3 montre ces rouleaux en perspective.

Ces mouvements primaires aussi bien que secondaires ont la particularité de conserver leur régime non-turbulent à des "vitesses relatives" très élevées pouvant dépasser plus de dix fois les vitesses limites de changement de régime non-turbulent en turbulent, des mêmes fluides, s'écoulant dans les mêmes canaux annulaires mais ^{en} régime rectiligne donc non-giratoire.

Sous l'expression "vitesse relative" il faut entendre la vitesse de passage du fluide devant la paroi concave. Celle-ci peut être 10 à 20 fois supérieure à la vitesse de translation du fluide qui résulte du débit volumique dans la section du canal annulaire par unité de temps.

En dehors de l'application technologique de ces deux lois physiques, la présente invention met en oeuvre l'action d'une soupape à obturation périodique d'un circuit aéraulique convenablement conçu.

Toute soupape à ouverture et fermeture périodique provoque des pulsations d'un fluide en circulation traversant cette soupape. Si ce fluide est compressible et véhiculé par un ventilateur, il se trouve à la fermeture de la soupape surpressé à la pression maximum fournie par le ventilateur tout en accumulant cette pression dans la capacité alimentée d'un côté mais obturée à la sortie. A l'ouverture de la soupape la capacité (collecteur) décharge le volume accumulé à une vitesse correspondant à sa surpression et à la section de l'orifice de sortie.

Dans le cas des échangeurs, objet de la présente invention, les pulsations se superposent au régime giratoire mentionné de deux façons:

- les rouleaux co-directionnels se trouvent déplacés parallèlement aux parois des cylindres
- l'augmentation passagère de la pression augmente la vitesse de rotation du fluide dans les canaux annulaires, sans pour autant faire appel à une énergie supplémentaire étant donné que la surpression du fluide est accompagnée d'une diminution du débit.

Les deux actions mentionnées augmentent la vitesse relative entre fluides et parois d'échange et par conséquent par l'entraînement la vitesse de renouvellement des couches, dont le taux de transfert de chaleur. Tous ces mouvements ne modifient pas le régime d'écoulement de la masse prépondérante des fluides qui reste non-turbulent et de ce fait ne gaspille pas d'énergie.

Les soupapes provoquant ces pulsations peuvent être soit mécaniques soit pneumatiques. Dans le premier cas on commande la rotation d'un disque ("papillon") ou d'une plaque obturant la section de sortie des collecteurs, dispositifs fixés sur un arbre, par un moteur comme indiqué planche 2 N° 5 et 10.

10 Dans le deuxième cas, soupape pneumatique, on provoque de très fortes turbulences par l'inversion brusque du courant sortant en régime giratoire d'un canal annulaire pour le guider dans un autre canal annulaire en direction opposée soit à 180°.

Le principe de fonctionnement d'une telle soupape pneumatique se trouve exposé sur la planche N°3 qui montre deux canaux annulaires, coaxiaux, contigus et assemblés de façon à inverser brusquement, c.a.d. avec un petit rayon de courbure, la direction d'écoulement du fluide.

Sur cette planche fig.1 montre une alimentation radiale, le fluide circulant dans les canaux annulaires en régime rectiligne. Dans ce cas l'inversion de la direction ne produit aucune turbulence sujette à des variations périodiques.

Les fig. 2 et 3 montrent une alimentation tangentielle engendrant un écoulement giratoire du fluide. On constate sur fig. 2 une vitesse plus élevée au voisinage des courbures concaves des cylindres, provoqué par la force centrifuge.

Fig. 3 montre que dès l'établissement d'une certaine vitesse le courant bute contre l'inverseur en raison de son inertie, ce qui engendre des turbulences dont l'intensité est toujours égale au pouvoir manométrique maximum du ventilateur à sa vitesse de fonctionnement. Ces turbulences constituent un obstacle infranchissable par le fluide, il en résulte pendant une fraction d'une seconde un débit nul, constituant la position fermeture de la soupape. A débit nul les turbulences disparaissent instantanément et il en résulte la position ouverture de la soupape pneumatique. Les battements de la soupape pneumatique sont fonction: des débits, des dimensions des canaux et des courbes caractéristiques des ventilateurs. Pour des débits allant de 3.000 à 30.000 m³/heure on constate que les pulsations ainsi engendrées se situent entre 70 et 7 Hz.

35 Grace au fonctionnement des soupapes les collecteurs des échangeurs jouent le rôle d'un réservoir d'air surpressé, dont l'action est en l'occurrence assimilable à celle d'un ressort ou d'un pendule qui consiste à restituer l'énergie accumulée.

La planche 3 ayant exposé le principe de fonctionnement de la soupape pneu-

matique la planche N°4 présente le schéma d'une réalisation d'un échangeur dont les numéros désignent les éléments suivants:

- 1 et 2 cylindres formant le canal annulaire 6
- 2 et 3 cylindres formant le canal annulaire 7
- 5 3 et 4 cylindres formant le canal annulaire 8
- 4 et 5 cylindres formant le canal annulaire 9
- 10 inverseur siège de la soupape pneumatique pour un fluide
- 11 inverseur siège de la soupape pneumatique pour l'autre fluide
- 12 collecteur de sortie du fluide primaire
- 10 13 collecteur d'entrée du fluide secondaire
- 14 collecteur de sortie du fluide secondaire
- 15 collecteur d'entrée du fluide primaire
- 16 calorifugeage

Il est précisé que le cylindre N°3 est également calorifugé afin de ne pas échanger de la chaleur avec lui même mais uniquement avec le fluide primaire.

Un fonctionnement identique est obtenu avec l'échangeur avec deux canaux annulaires selon planche N°2 dont les numéros désignent les éléments suivants:

- 1 alimentation du fluide primaire
- 20 2 collecteur à l'alimentation du fluide primaire
- 3 canal annulaire du fluide primaire avec schéma du roulage co-directionnel
- 4 collecteur de sortie du fluide primaire
- 5 soupape rotative commandée par moteur
- 6 alimentation du fluide secondaire
- 25 7 collecteur à l'alimentation du fluide secondaire
- 8 canal annulaire du fluide secondaire
- 9 collecteur de sortie du fluide secondaire
- 10 soupape rotative commandée par moteur

Conformément à la présente invention on peut également combiner une soupape pneumatique constituée par les deux canaux contigus avec une soupape mécanique équipant la sortie du deuxième fluide comme indiqué schématiquement sur la planche N°5. Une telle solution permet d'opérer avec un inverseur sur le canal extérieur exécuté sous forme d'un demi-tor à très grand rayon, lequel, contrairement à celui des canaux contigus n'engendre pas des turbulences à régime périodique. Celles-ci seront donc engendrées par la soupape mécanique.

La réalisation d'un échangeur de chaleur selon planche N°2 ne comporte aucun problème particulier pour un homme de métier.

En revanche la construction d'un échangeur à quatre canaux dont deux et deux communiquent entre eux par un inverseur implique un certain mode opératoire qui se

trouve expliqué par la planche N°6. On constate que l'emplacement judicieux des brides permet le montage des divers cylindres. En particulier la cale annulaire 1 permet le montage du cylindre 2 muni d'un divergeant ainsi que le passage du cylindre calorifugé et épais 3, tout en assurant l'étanchéité après assemblage.

5 L'échangeur selon la présente invention comporte les avantages suivants:

- taux d'échange très élevé allant jusqu'à dix fois plus que le taux habituel dans les mêmes conditions de différences de températures,
- perte de charge sensiblement inférieure à celle des échangeurs habituels,
- insensibilité aux poussières en raison de pulsations qui balayent toutes

10 les surfaces ainsi qu'en raison de l'absence de lieux de décantation

- poids sensiblement inférieur à celui des échangeurs habituels
- encombrement inférieur à celui des échangeurs habituels.

Par conséquent cet appareil peut être réalisé économiquement en acier résistant aux acides et utilisé au refroidissement des gaz de combustion contenant du soufre ("fumées") jusqu'à la condensation de la vapeur d'eau produite par la combustion des combustibles contenant de l'hydrogène.

15 Refroidissement poussée et condensation apportent d'une part une économie de combustible allant de 10 à 30 %, selon la situation des déperditions préalables et d'autre part une facilité pour le traitement ultérieur de ces "fumées" dans l'intérêt
20 rêt de la lutte contre les nuisances.

REVENDECATIONS

- 1) Echangeur de chaleur pour fluides composé de cylindres co-axiaux assemblés de façon à constituer entre eux des canaux annulaires, dans lesquels circulent les fluides animés d'un mouvement giratoire grace à l'alimentation tangentielle de collecteurs de sections sensiblement plus grandes que celles des canaux annulaires et se trouvant aménagés du côté d'entrée des fluides dans les canaux annulaires.
- 2) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que des collecteurs se trouvent aménagés du côté de sortie de l'un et/ou de l'autre canal annulaire.
- 10 3) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'un et/ou l'autre des deux collecteurs de sortie selon revendication 2, sont obturés périodiquement.
- 3) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que deux canaux annulaires (planche 4 N°7 et 8), co-axiaux, contigus et communicants par une extrémité sont constitués par l'insertion d'un cylindre-séparateur (planche 4 N°3) dans un espace annulaire formé par l'assemblage de deux cylindres (planche 4 N°2 et 4).
- 4) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le cylindre-séparateur (3) selon la revendication 3, est constitué par une double paroi formant un espace annulaire indépendant et complètement isolé du fluide circulant dans les deux canaux annulaires (7 et 8) contigus, assurant ainsi leur isolation thermique.
- 5) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le cylindre-séparateur (3) selon la revendication 3, est constitué ou couvert d'un matériau de faible conductibilité thermique.
- 6) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'assemblage des deux cylindres (planche 4 N° 2 et 4) selon la revendication 3, est effectué par un cercle ou une couronne (planche 6 N°1) de largeur suffisante pour permettre le montage coaxial des cylindres.
- 30 7) Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les cylindres (2 et 4) selon revendication 6, sont prolongés l'un cone divergeant et l'autre d'un cone convergeant.
- 8) Echangeur de chaleur selon revendication 1, caractérisé en ce que l'assemblage des deux cylindres (planche 4 N° 1 et 5) formant deux canaux annulaires avec les cylindres (planche 4 N° 2 et 4) mentionnés dans la revendication 3, se fait par un demi-tor fixe par brides ou par soudure sur les cones divergeant et convergeant prolongeant les cylindres respectifs.

1/7

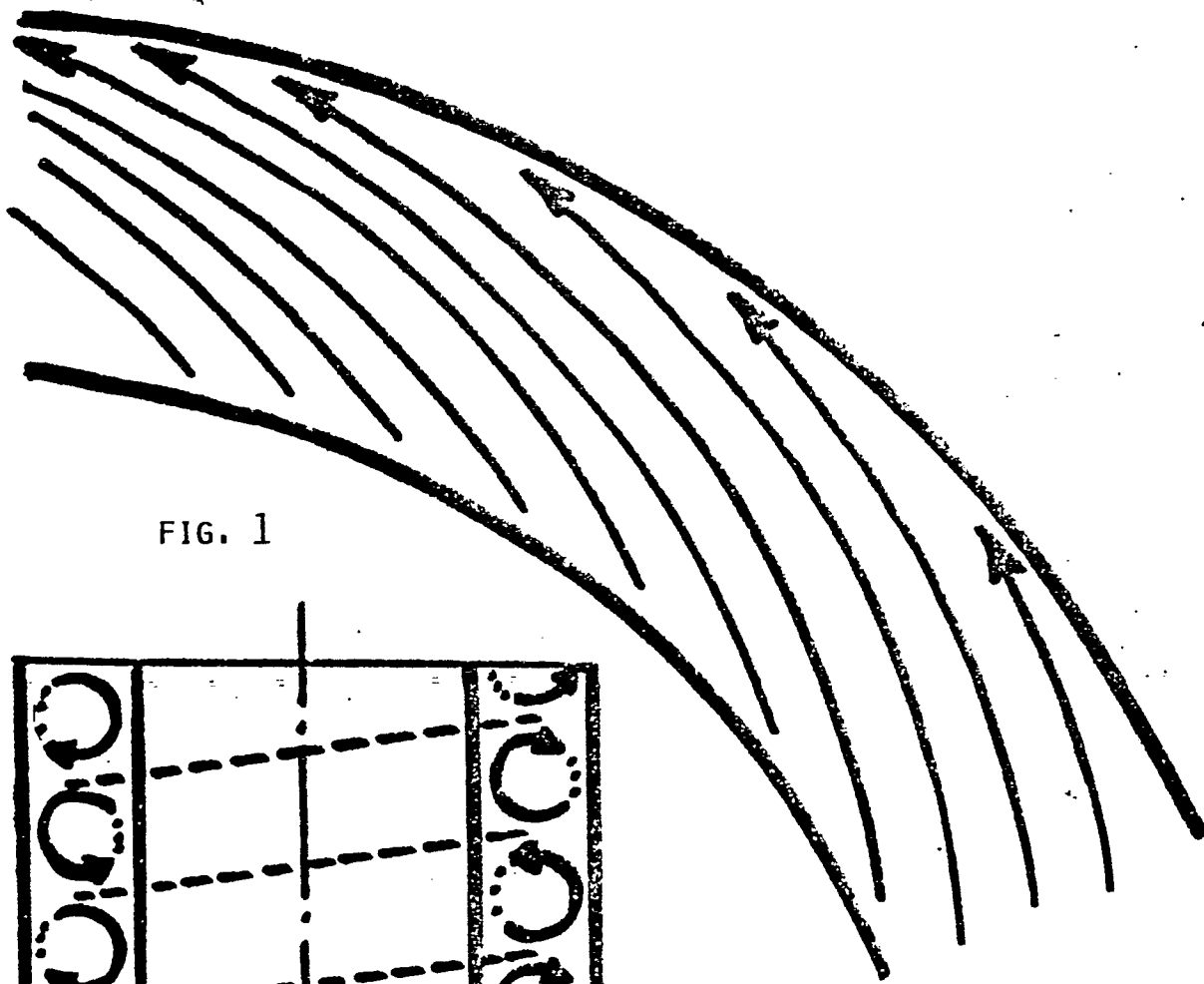


FIG. 1

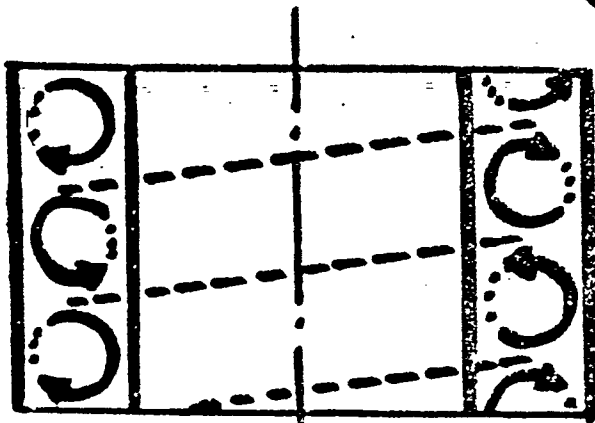


FIG. 2

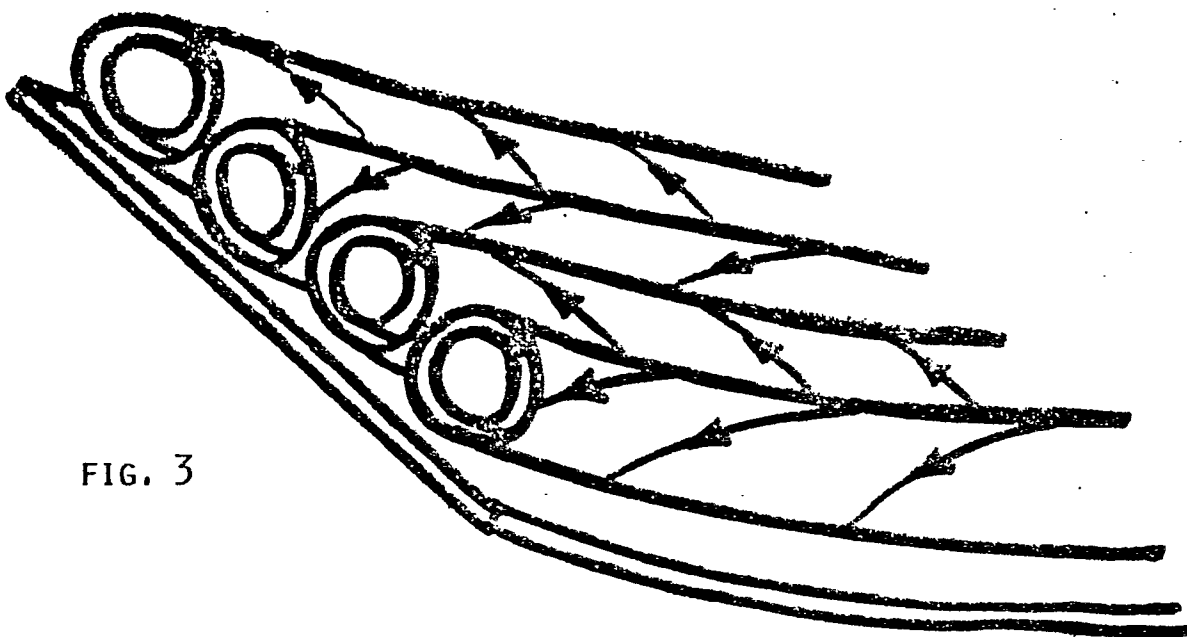
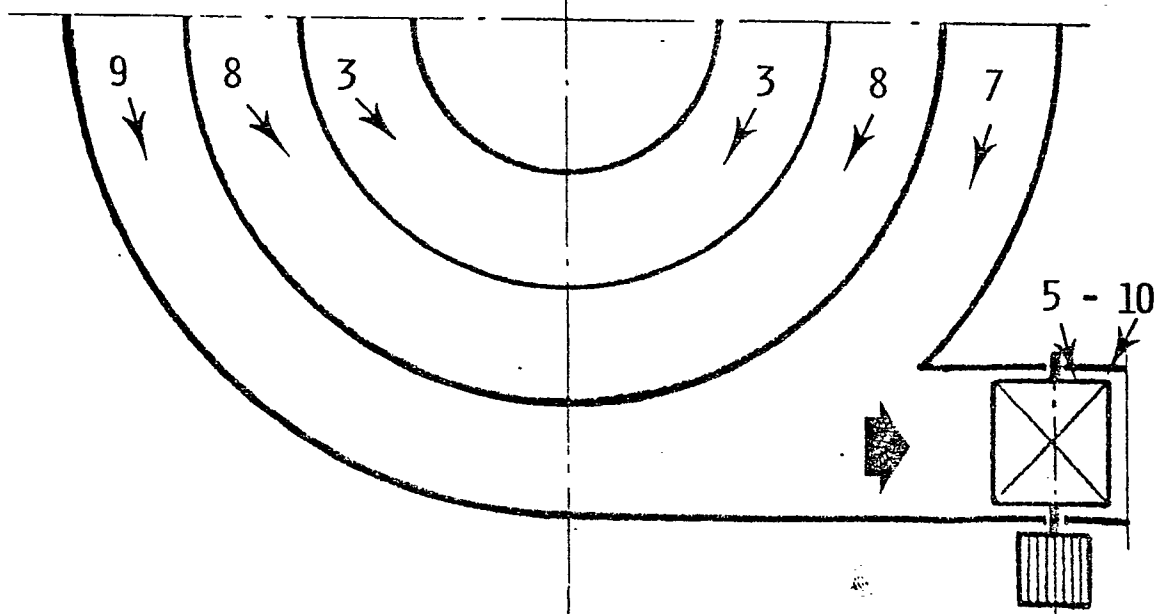
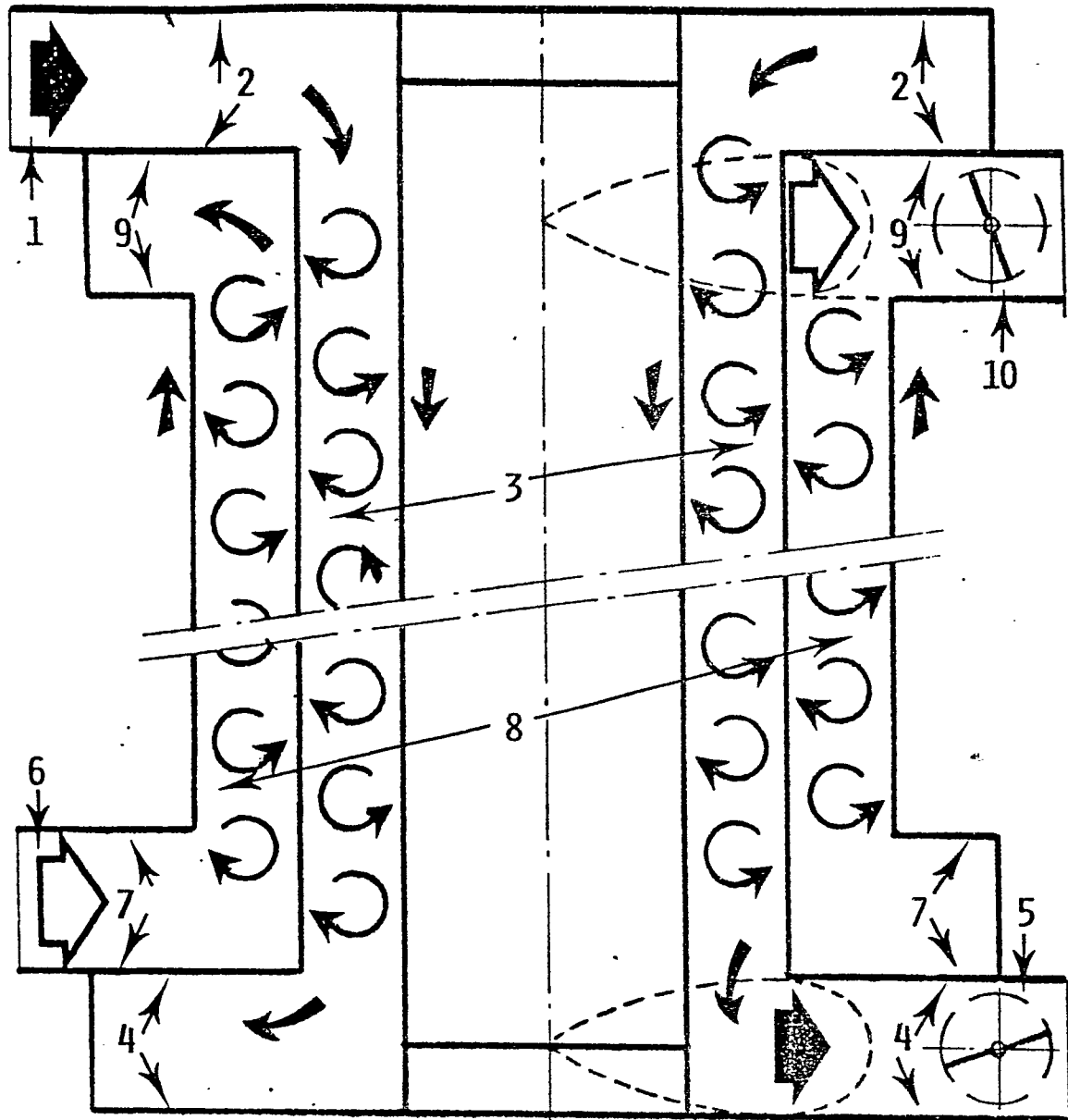


FIG. 3



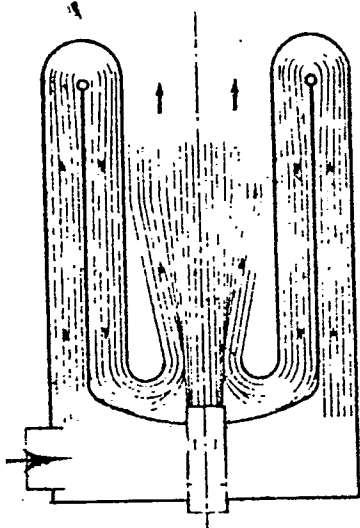


FIG. 1

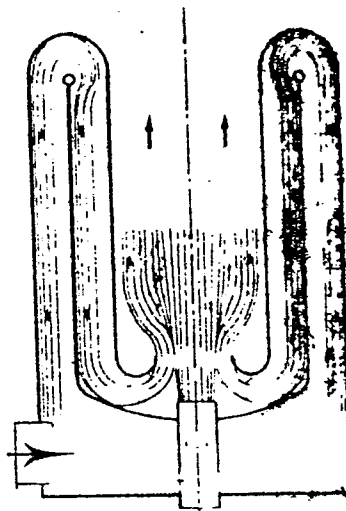


FIG. 2

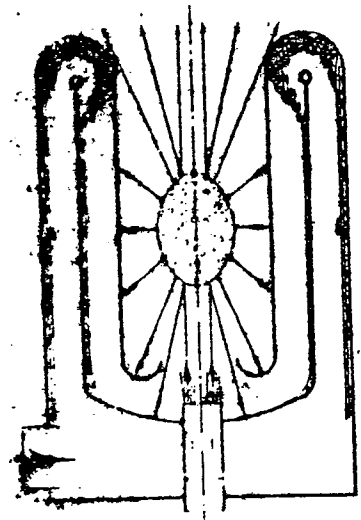
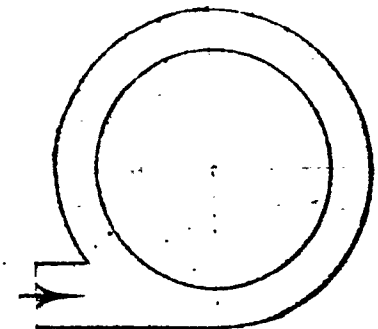
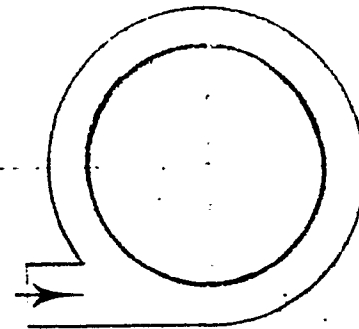
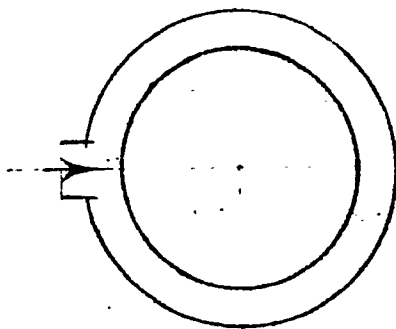
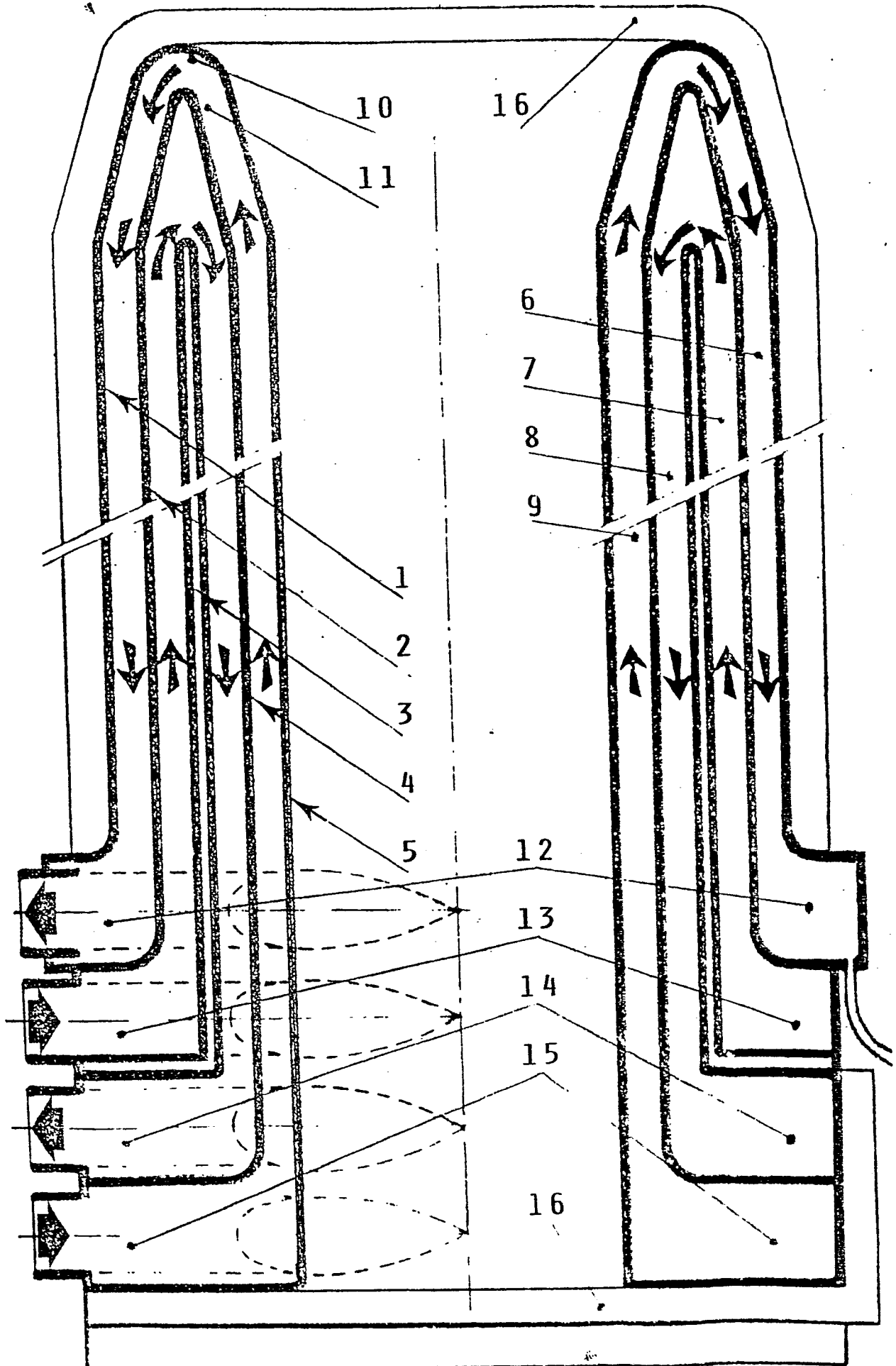
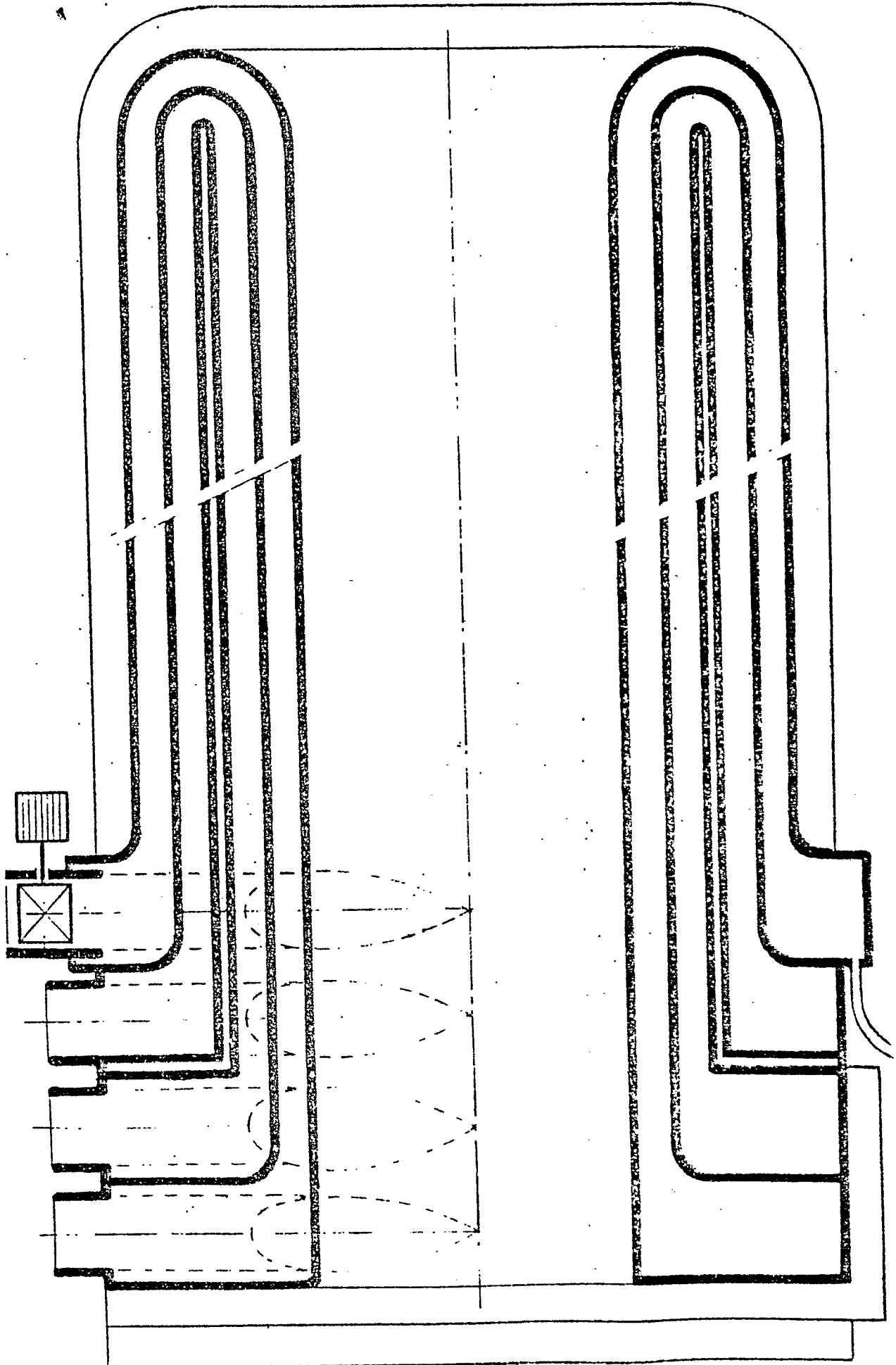
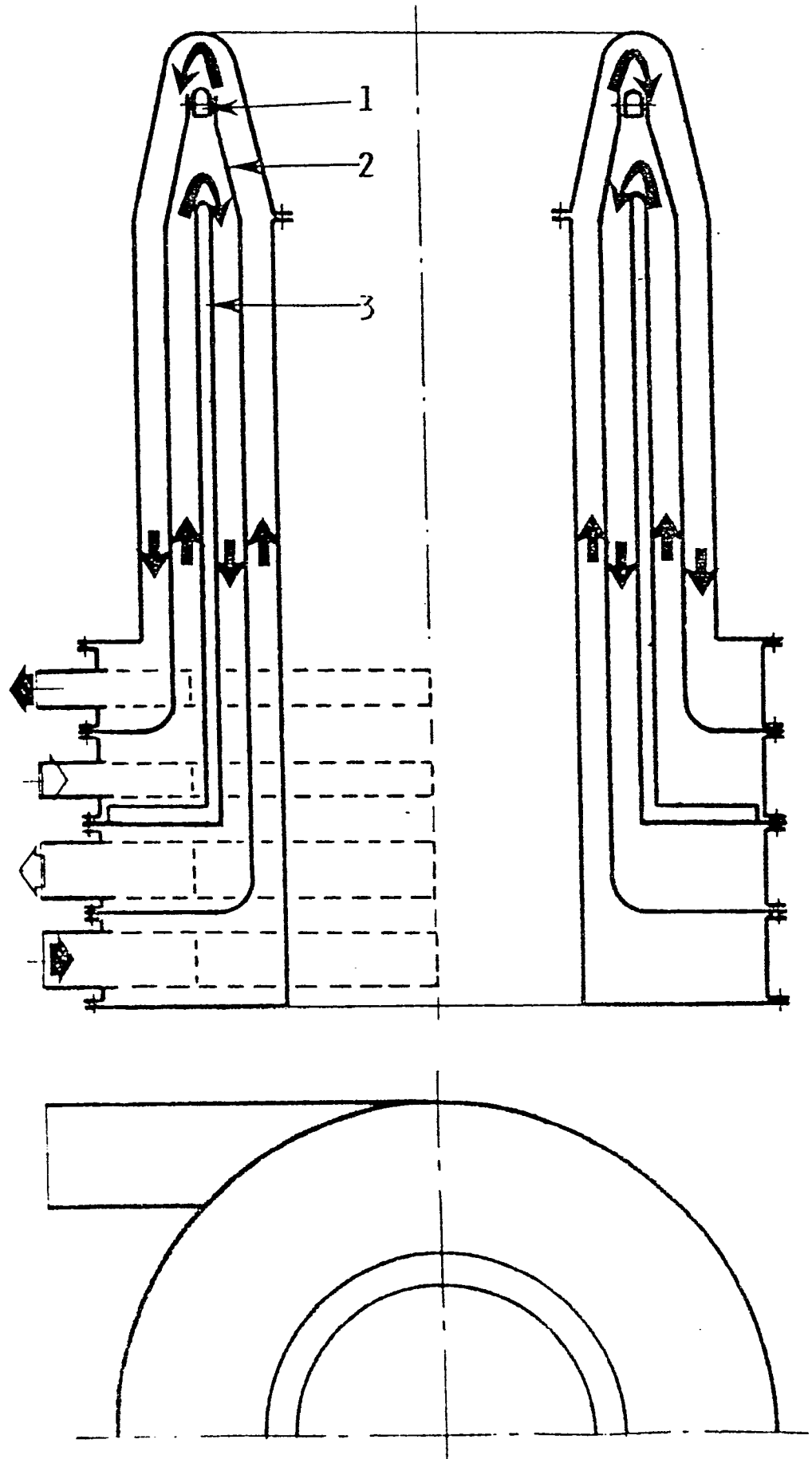


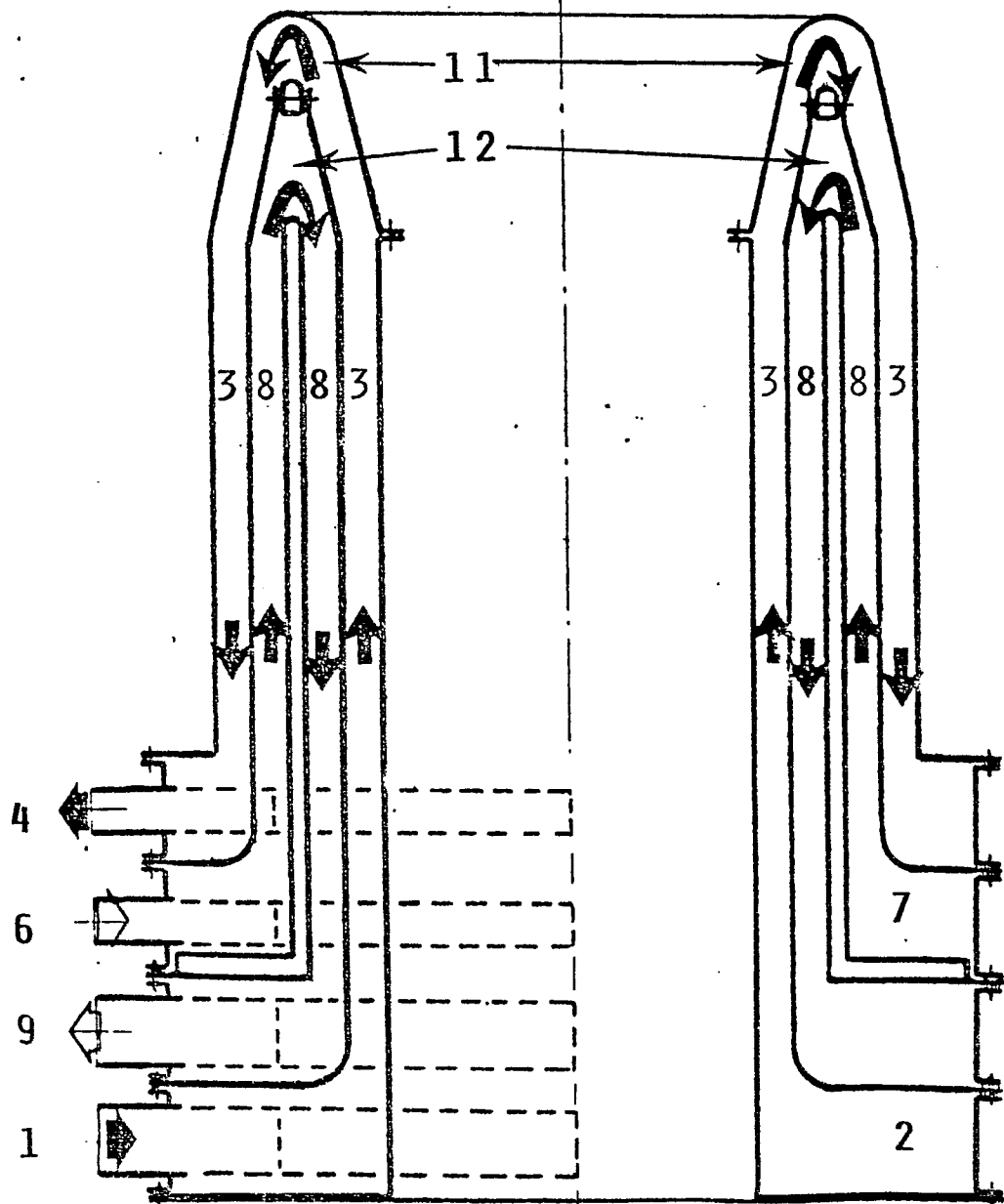
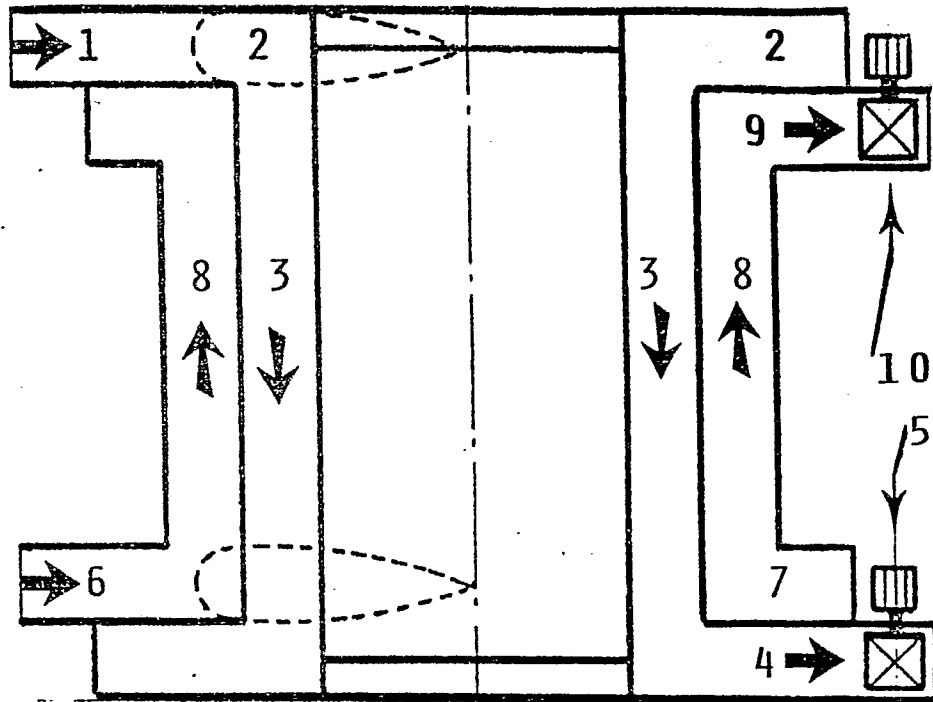
FIG. 3













Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

0096605

Numéro de la d

EP 83 40 0976

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl. 3)
X	FR-A-2 307 237 (BRESIN) * Page 2, ligne 17 - page 3, ligne 35; figures 1,2 *	1,2,4,5	F 28 D 7/10 F 28 F 13/10
A	FR-E- 55 494 (WESTINGHOUSE) * En entier *	1,2,3	
A	FR-A-1 419 583 (VIOLOT) * En entier *	1,2,4,5,7,9	
A	FR-A-2 107 868 (INTERATOM) * Page 3; figure *	4,5,6	
A	US-A-2 662 749 (BUSCHOW) * Colonne 3, ligne 38 - colonne 6, ligne 69; figures 1,5A,6A *	4,5,6,8	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl. 3) F 28 D F 28 F
A	FR-A-1 257 804 (THOMSON-HOUSTON)		
A	US-A-2 870 997 (SÖDERSTROM)		
Le présent rapport de recherche a été établi pour toutes les revendications			
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 08-09-1983	Examineur SCHOUFOUR F.L.
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant			