

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11 Numéro de publication:

0 016 689
A1

12

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

21 Numéro de dépôt: 80400328.3

51 Int. Cl.³: F 28 C 3/02

22 Date de dépôt: 13.03.80

30 Priorité: 15.03.79 FR 7906613

43 Date de publication de la demande:
01.10.80 Bulletin 80/20

84 Etats Contractants Désignés:
BE DE IT SE

71 Demandeur: Société dite: SOCIETE CARRIER
90, Rue Rouget-de-Lisle
F-92153 Suresnes(FR)

72 Inventeur: Orwat, Daniel
Chemin Rural No 6
Aulnay S/Iton F-27000 Evreux(FR)

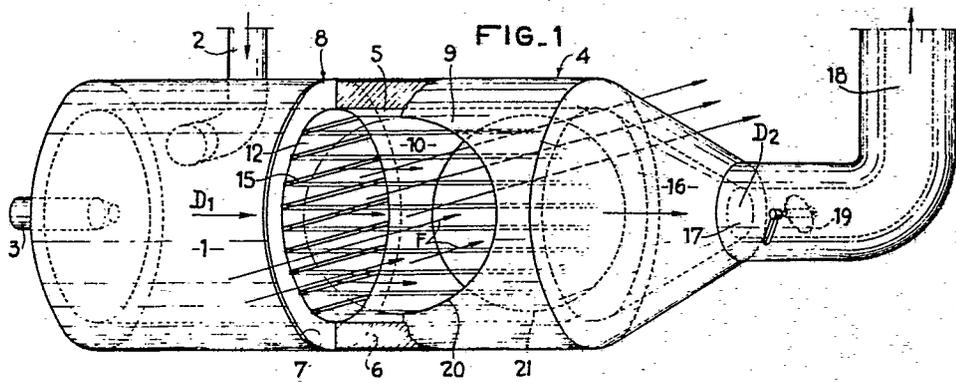
74 Mandataire: Lavoix, Jean et al,
c/o Cabinet Lavoix 2, Place D'Estienne D'Orves
F-75441 Paris Cedex 09(FR)

54 Procédé d'échange thermique et échangeur de chaleur pour sa mise en oeuvre.

57 Echangeur de chaleur comprenant une enceinte d'échange thermique pourvue d'un orifice d'admission (7) d'un premier fluide à refroidir, d'un orifice d'évacuation (17) dudit premier fluide, d'un orifice d'admission (20) d'un second fluide à réchauffer, d'un orifice d'évacuation (22) dudit second fluide, caractérisé en ce qu'au moins dans l'orifice (7) d'admission dudit premier fluide est monté un dispositif (8) de division du courant du premier fluide dans ladite enceinte d'échange thermique (5) en une série de nappes (9) séparées par des intervalles (10) et en ce que les axes des orifices d'admission et d'évacuation (7, 17) du premier fluide sont perpendiculaires aux axes des orifices d'admission et d'évacuation (20, 21) dudit second fluide.

EP 0 016 689 A1

./...



Procédé d'échange thermique et échangeur de chaleur
pour sa mise en oeuvre.

La présente invention concerne les échangeurs de chaleur et se rapporte plus particulièrement à un échangeur destiné à être associé à la chambre de combustion d'un générateur-incinérateur à haute température.

5 A l'heure actuelle, l'échange thermique à la sortie de la chambre de combustion d'un générateur-incinérateur à haute température (de 700°C à 800°C) se fait selon deux processus distincts :

Selon un premier processus, cet échange a lieu par l'intermédiaire d'un échangeur classique à surfaces physiques réelles, ce qui permet au circuit chaud de céder ses calories au circuit froid sans qu'il y ait échange de masse par exemple de solvants sous forme de vapeur du circuit froid vers le circuit chaud. De cette manière, il est possible de rejeter vers l'atmosphère extérieure des gaz propres à une température convenable, de l'ordre de 500°C.

L'inconvénient de ce système est qu'il nécessite des puissances de ventilateur considérables pour vaincre les pertes de charge de l'échangeur qui sont généralement importantes. Par ailleurs, en raison même de sa construction, il entraîne une inertie thermique importante, ce qui est préjudiciable à la souplesse de l'installation, et donc aux économies d'énergie.

25 Selon un second processus, l'échange thermique a lieu par l'intermédiaire d'une chambre de mélange qui permet le mélange intime des circuits d'air chaud et d'air froid en caisson étanche.

L'inconvénient de ce système réside dans le fait qu'il y a à la fois échange thermique et échange de masse car l'air épuré sortant de la chambre de combustion se trouve de nouveau pollué au contact de l'air froid, Il n'y a donc aucune possibilité de rejet vers l'extérieur.

L'invention vise à créer un échangeur de chaleur qui allie à la fois les propriétés des deux processus précédents, indiqués ci-dessus.

Elle a donc pour objet un procédé d'échange thermique entre un premier fluide gazeux à refroidir et un second fluide gazeux à réchauffer, caractérisé en ce qu'il consiste à diviser un courant du premier fluide en une série de nappes de faible épaisseur séparées par des intervalles, à faire passer lesdites nappes dans une enceinte d'échange thermique, à introduire dans ladite enceinte, un courant dudit second fluide gazeux à réchauffer, la direction du courant du second fluide étant perpendiculaire à celle du premier, de façon que des quantités dudit second fluide pénètrent dans lesdits intervalles séparant les nappes dudit premier fluide, le second fluide se trouvant ainsi en contact direct d'échange thermique avec le premier et à évacuer hors de l'enceinte, le premier et le second fluides après ledit échange thermique par contact direct.

L'invention a également pour objet, un échangeur de chaleur destiné à la mise en oeuvre du procédé ci-dessus, comprenant une enceinte d'échange thermique pourvue d'un orifice d'admission du premier fluide à refroidir, d'un orifice d'évacuation dudit premier fluide, d'un orifice d'admission du second fluide à réchauffer, d'un orifice d'évacuation dudit second fluide, caractérisé en ce qu'au moins dans l'orifice d'admission dudit premier fluide est monté un dispositif de division du courant du premier fluide dans ladite enceinte d'échange thermique en une série de nappes séparées par des intervalles, et en ce que les axes des orifices d'admission et d'évacuation du premier fluide sont perpendiculaires aux axes des orifices d'admission et d'é-

vacuation dudit second fluide.

D'autres caractéristiques de l'invention apparaîtront au cours de la description qui va suivre. Aux dessins annexés, donnés uniquement à titre d'exemple:

5

- la Fig.1 est une vue schématique d'un incinérateur équipé d'un échangeur de chaleur suivant l'invention;

- la Fig.1A est une vue partielle de la grille
10 montée dans l'échangeur de chaleur de la Fig.1;

- la Fig.2 est une vue schématique d'une variante de l'échangeur de chaleur représenté à la Fig.1;

- la Fig.3 est une vue schématique d'un autre mode de réalisation de l'échangeur de chaleur comportant
15 des grilles de séparation des nappes montées dans les orifices d'admission du premier et du second fluides;

- la Fig.4 est une vue schématique montrant la position relative des fentes des deux grilles de séparation de l'échangeur de la Fig.3;

20 - la Fig.5 est une représentation schématique d'une installation équipée d'un échangeur suivant l'invention.

Sur la Fig.1, on a représenté un générateur-incinérateur à haute température qui comprend une chambre
25 de combustion 1 comportant un conduit 2 d'admission d'air à épurer et un brûleur 3. A sa sortie, la chambre de combustion 1 est raccordée à un échangeur dynamique de chaleur 4. Cet échangeur comporte une enceinte 5 de forme générale cylindrique, dont les parois 6 sont isolées thermiquement par rapport à l'extérieur.
30

L'enceinte 5 communique avec la chambre de combustion 1 par un orifice 7 d'admission des gaz chauds résultant de la combustion dans la chambre 1.

Dans l'orifice 7 est placée une grille 8 de séparation du courant de gaz provenant de la chambre de combustion 1 en nappes 9 superposées, séparées par des intervalles 10.

Cette grille 8 est constituée comme le montre la Fig.1A, d'un anneau 11 sur lequel sont fixés à intervalles réguliers dont la valeur correspond à l'épaisseur des nappes de gaz 9 à obtenir, des lames métalliques 12.

5 A cet effet, l'anneau 11 porte deux séries d'ergots 13, disposés suivant des cordes parallèles de la circonférence de l'anneau, lesdits ergots étant engagés dans des orifices ménagés aux extrémités de chacune des lames 12. Les orifices 14 réalisés à une extrémité de chaque
10 lame 12 présentent une forme allongée afin de permettre la dilatation des lames 12, lors du fonctionnement de l'échangeur.

Ainsi les lames 12 définissent entre elles des fentes 15 de formation des nappes de gaz 9.

15 L'enceinte 5 est prolongée par une partie tronconique 16 formant collecteur et aboutissant à un orifice 17 d'évacuation des gaz après leur refroidissement dans l'enceinte 5.

L'orifice 17 communique avec un conduit d'évacuation 18 dans lequel est monté un registre 19 de réglage du débit. L'enceinte 5 comporte en outre un orifice 20
20 d'admission d'air pollué à réchauffer et un orifice 21 d'évacuation de cet air après réchauffement au contact de l'air chaud provenant de la chambre de combustion 1.

25 On remarquera que les orifices 7 et 17 d'admission et d'évacuation de l'air chaud provenant de la chambre de combustion d'une part et les orifices 20 et 21 d'admission et d'évacuation de l'air pollué à réchauffer d'autre part sont coaxiaux et que, dans le présent mode de réa-
30 lisation, l'axe des orifices 7 et 17 est perpendiculaire à l'axe des orifices 20 et 21.

L'échangeur de chaleur du générateur-incinérateur qui vient d'être décrit fonctionne de la façon suivante.

35 L'air chaud en provenance de la chambre de combustion 1 passe à travers les fentes 15 à une vitesse judi-

cieusement réglée. On dispose alors dans l'enceinte 5 d'une succession de nappes d'air chaud 9 dont les caractéristiques aérothermiques sont connues.

On fait alors passer dans l'enceinte 5, sur le trajet défini par les orifices 20 et 21, un courant d'air à réchauffer, chargé de composés organiques polluants, indiqué par des flèches F. Cet air présente également des caractéristiques aérothermiques connues.

En présence des nappes 9 d'air chaud, le courant d'air pollué à rechauffer se divise lui aussi en nappes qui s'intercalent entre les nappes 9 en passant par les intervalles 10 entre celles-ci. Il se forme ainsi dans l'enceinte, une circulation à courants croisés de deux fluides gazeux.

En choisissant les paramètres des deux fluides en présence dans une plage appropriée, on parvient à favoriser l'échange thermique entre ces fluides, tout en réduisant au minimum leur échange de masse.

Tout se passe alors comme si entre les nappes des deux fluides, on avait placé des surfaces de séparation perméables aux calories, mais peu perméables aux vapeurs de solvants organiques contenus dans l'air pénétrant dans l'enceinte 5 par l'orifice 20.

Les transferts de masse entre les fluides en présence ayant été réduits au minimum, les gaz épurés rejetés vers l'extérieur par le conduit 18 se trouvent à une température relativement basse, qui peut être de l'ordre de 500°C, comme dans le cas d'un échangeur de chaleur de type classique.

La variante d'échangeur de chaleur représentée à la Fig.2 diffère du mode de réalisation de la Fig.1 par le fait qu'à l'extrémité de l'enceinte 5 opposée à la grille 8 de séparation du courant d'air chaud provenant de la chambre de combustion 1 est placée une seconde grille de construction analogue à celle de la grille représentée à

la Fig.1A, mais dont les fentes 23, en nombre égal à celui des fentes 15 et parfaitement alignées avec celles-ci, sont plus larges que ces dernières.

La largeur des fentes 23 de la grille 22 est au moins égale à six fois la largeur des fentes 15 de la grille 18.

En outre, le collecteur conique 16 présente un angle au sommet θ tel qu'il permette le regroupement des filets d'air qui sortent des fentes 23 de la grille 22, avec un minimum de pertes de charges. Cet angle θ dépend du diamètre et de la perte de charge de la gaine d'extraction 18. Il est inférieur à 45° .

L'échangeur de chaleur représenté schématiquement à la Fig.3 comporte comme celui de la Fig.1, une grille 8 de séparation en nappes du courant d'air chaud provenant de la chambre de combustion 1, montée dans l'orifice 7 de communication de l'enceinte 5 de l'échangeur avec ladite chambre de combustion.

Mais cet échangeur comporte en outre une grille 25 de séparation en nappes du courant d'air pollué à réchauffer, montée dans l'orifice 20 d'admission de ce courant.

Cette grille comporte comme les grilles précédemment décrites, des lamelles 26 fixées sur un anneau et dé- finissant entre elles des fentes 27 pour la formation de nappes d'air pollué à réchauffer. La grille 25 est disposée perpendiculairement à la grille 8.

Les grilles 8 et 25 présentent un même nombre de fentes et comme le montre la Fig.4, sur laquelle pour plus de clarté, les grilles ont été placées côte à côte, à une fente 15 de la grille 8 correspond une lamelle 26 de la grille 25.

Il en résulte que les fentes 15 et 27 des deux grilles se trouvent dans des positions alternées.

La largeur des fentes 27 de la grille 25 est légèrement inférieure à la largeur de la lamelle 12 qui

lui correspond (Fig.4).

En ce qui concerne le collecteur conique de sortie, il présente les mêmes caractéristiques que celui de l'échangeur représenté à la Fig.2.

5 L'échangeur de chaleur décrit en référence à la Fig.1, qui comporte une grille 8 de formation de nappes placée sur le trajet de l'air chaud à refroidir est particulièrement adapté pour être utilisé dans le cas où toutes les caractéristiques chimiques et aérothermiques des fluides
10 froids et chauds ainsi que les caractéristiques géométriques des circuits véhiculant ces fluides, telles que la longueur, la section, les pertes de charge etc, sont parfaitement contrôlables.

Cependant, lors d'applications pratiques, notamment
15 industrielles, on ne rencontre pas toujours ces conditions favorables de sorte qu'il peut s'avérer nécessaire d'ajouter une grille supplémentaire soit sur le trajet du fluide à refroidir, comme dans la variante de la Fig.2, soit sur le trajet du fluide à réchauffer, comme dans le
20 cas de la Fig.3.

L'agencement de la Fig.2, comportant une grille 8 à l'entrée de l'enceinte 5 et une grille 22 à la sortie de celle-ci, est adapté au cas où le circuit d'extraction du gaz à la sortie du collecteur 16 présente une forte résistance à l'écoulement, soit du fait de son diamètre et
25 de sa longueur, soit du fait qu'un système de récupération énergétique quelconque y est installé (échangeur permettant la production d'eau chaude ou chambre de mélange avec de l'air froid permettant la production d'air tempéré).

30 Un tel agencement nécessite un ventilateur relais situé en aval du système de récupération sur le circuit d'air chaud refroidi à une température compatible avec le bon fonctionnement du ventilateur.

La grille 22 de l'échangeur de la Fig.2 sert alors
35 à maintenir la structure des nappes d'air chaud dans l'enceinte 5, sur le plan aérolitique.

L'agencement représenté à la Fig.3 est utilisable dans le cas où il est nécessaire d'adapter les caractéristiques aéroliques de l'air froid admis par l'orifice 20 de l'enceinte 5 à celles de l'air chaud provenant de la chambre de combustion 1, de façon à se retrouver dans le cas idéal de fonctionnement, c'est-à-dire dans le cas de l'agencement de la Fig.1.

L'agencement de la Fig.3 est également avantageux lorsqu'on veut contrôler les transferts de masse de certains composés chimiques volatils ayant des coefficients de diffusion peu adaptés au fonctionnement d'un échangeur de chaleur du type représenté à la Fig.1.

En effet, les flux d'air chaud et froid doivent obligatoirement être de températures et de compositions chimiques différentes. L'efficacité de l'échange de chaleur est d'autant meilleure que le composé organique présent dans le courant d'air à réchauffer possède une masse moléculaire élevée.

On va maintenant décrire des exemples d'application de l'échangeur de chaleur suivant l'invention pour réchauffer des courants d'air froid chargé de vapeurs de divers corps organiques.

EXEMPLE I

Un échangeur de chaleur à une grille tel que celui de la Fig.1 est utilisé pour réchauffer de l'air chargé de vapeurs de toluène, $C_6H_5-CH_3$ présentant les propriétés physiques suivantes :

- 30 - Masse moléculaire : 92,1
- Température de fusion : - 95°C
- Température d'ébullition + 110,6°C
- 35 - Coefficient de diffusion moléculaire dans l'air à 20°C et à P=101325 Pa soit 760 mmHg : 0,078 cm²/s

Dans tous les cas, le débit D_1 à l'entrée de l'échangeur reliée à la chambre de combustion est égal au débit D_2 à la sortie du collecteur 16.

$$D_1 = D_2 = 6000 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ à } 0^\circ\text{C} \text{ et à } P = 101325 \text{ Pa} = 760 \text{ mmHg}$$

5 Le débit D'_1 à l'entrée de l'enceinte 5 recevant l'air pollué froid est égal au débit D'_2 à la sortie correspondante de ladite enceinte.

$$D'_1 = D'_2 = 40000 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ à } 0^\circ\text{C} \text{ et à } P=101325 \text{ Pa} = 760 \text{ mmHg}$$

10 Dans le tableau suivant, on a rassemblé les valeurs des concentrations en vapeurs de toluène et des températures à l'entrée et à la sortie du circuit d'air chaud à refroidir ou "circuit chaud" indiqué par C.C. ainsi qu'à l'entrée et à la sortie du circuit d'air froid à réchauffer ou "circuit froid" indiqué par C.F.

TABLEAU I

<u>ENTREE</u>	C.F.	C'_1 (mg/Nm ³)	100	250	500
		T'_1 (°C)	150	150	150
	C.C.	C_1 (mg/Nm ³)	0	0	0
		T_1 (°C)	>800; <900	>800; <900	>800; <900
<u>SORTIE</u>	C.F.	C'_2 (mg/Nm ³)	100	250	500
		T'_2 (°C)	200	200	200
	C.C.	C_2 (mg/Nm ³)	< 4	< 10	< 20
		T_2 (°C)	> 500; < 600	> 500; < 600	> 500; < 600

EXEMPLE 2

Le courant d'air froid est chargé de vapeur d'acide linoléique $C_{18}H_{32}O_2$ dont les propriétés physiques sont les suivantes :

- 5
- Masse moléculaire : 280,5
 - Température de fusion : $-9,5^{\circ}C$
 - Température d'ébullition : $+350^{\circ}C$
 - Coefficient de diffusion moléculaire dans l'air à $20^{\circ}C$ et à $P=101325 Pa=760 mmHg$: $0,041 cm^2/s$

10 Dans tous les cas :

$$D_1 = D_2 = 6000 Nm^3/h \text{ à } 0^{\circ}C \text{ et à } P=101325 Pa=760 mmHg$$

$$D'_1 = D'_2 = 40000 Nm^3/h \text{ à } 0^{\circ}C \text{ et à } P=101325 Pa=760 mmHg$$

15 Le tableau ci-après donne pour le présent exemple des valeurs analogues à celles rassemblées dans le tableau de l'exemple 1.

TABLEAU 2

<u>ENTREE</u>	C.F.	C'_1 (mg/Nm ³)	100	250	500
		T'_1 (°C)	150	150	150
	C.C.	C_1 (mg/Nm ³)	0	0	0
		T_1 (°C)	>800; <900	>800; <900	>800; <900
<u>SORTIE</u>	C.F.	C'_2 (mg/Nm ³)	100	250	500
		T'_2 (°C)	200	200	200
	C.C.	C_2 (mg/Nm ³)	<2	<5	<10
		T_2 (°C)	>500; <600	>500; <600	>500; <600

Dans les deux exemples précités, les fentes des grilles présentent une largeur de 7,6 mm.

L'échangeur de chaleur qui vient d'être décrit présente les avantages suivants.

5 Il est le siège de pertes de charge extrêmement faibles car les frottements sont réduits au minimum en raison de l'absence de cloisons métalliques de séparation entre les deux fluides.

10 Il en résulte que les puissances de ventilation nécessaires au fonctionnement de l'échangeur sont fortement abaissées par rapport aux échangeurs classiques.

Il présente une très faible inertie thermique.

15 Le dimensionnement de l'échangeur est lié à la température de traitement, aux débits respectifs des fluides circulant dans les circuits d'air froid et d'air chaud, au taux de transfert thermique désiré, à la nature des produits polluants présents dans le circuit d'air froid.

20 On entend par dimensionnement de l'échangeur non seulement celui de l'enceinte 5 proprement dite, mais également celui du nombre de nappes d'air chaud et de leur épaisseur, c'est-à-dire du nombre et de la largeur des fentes dans la ou les grilles de l'échangeur. Quant à la vitesse de circulation des fluides dans l'échangeur, elle constitue également un paramètre important de son fonctionnement.

25 L'expérience a montré que la vitesse du fluide circulant dans le circuit d'air chaud relié à la chambre de combustion doit être supérieure à 30 m/s et que la vitesse du fluide dans le circuit d'air froid doit être inférieure à 15 m/s.

30 On remarquera en outre que la présence dans l'échangeur de la Fig.1 d'un registre 19 placé dans la gaine d'extraction 18 permet d'assurer la modulation du débit d'air chaud et qu'en fermant complètement ce registre, on

35

rend l'enceinte 5 étanche ce qui permet de faire fonctionner l'échangeur en chambre de mélange classique.

Dans l'échangeur de chaleur qui vient d'être décrit en référence aux Fig.1 à 4, les fluides en présence
5 ne sont séparés dans l'enceinte d'échange thermique par aucune paroi de sorte que le transfert de chaleur d'un fluide à l'autre se fait par contact direct entre les nappes des deux fluides, les surfaces de contact entre les deux fluides constituant autant de "surfaces virtuelles"
10 d'échange thermique de l'échangeur.

L'échangeur suivant l'invention associé à la chambre de combustion d'un générateur-incinérateur peut fonctionner soit exclusivement en chambre de mélange, soit
exclusivement en échangeur.

15 Il peut donc être appliqué à toutes les installations nécessitant une source de chaleur jointe à un système d'épuration de produits organiques volatils polluants soit par leur toxicité, soit par leur odeur.

Il est applicable en particulier à toutes les installations nécessitant une épuration par incinération à
20 des températures comprises entre 700 et 1000°C, le potentiel thermique pouvant être totalement ou partiellement récupéré pour les besoins calorifiques inhérents au processus utilisé dans l'installation considérée, en réchauffant,
25 par exemple, un circuit de ventilation fonctionnant en recyclage, le flux d'air passant dans ce circuit ayant une température d'entrée comprise entre 150 et 200°C.

Le rapport des débits d'air chaud et d'air froid exprimé en Nm³/h à T = 0°C, P = 101325 Pa = 760 mmHg, doit
30 être compris entre 0,070 et 0,20.

Il est à remarquer que dans le cas d'un fonctionnement en échangeur pur, la température et le débit des gaz épurés rejetés vers l'extérieur permettent l'installation d'un système de récupération énergétique soit en installant un échangeur permettant la production d'eau chaude,
35 de, soit en installant une chambre de dilution d'air chaud

pollué dans de l'air froid extérieur, ce qui permet la production d'air à température modérée.

Le choix de l'un ou de l'autre de ces deux systèmes (les deux systèmes pouvant être éventuellement associés) est fonction des besoins spécifiques des installations contigües à l'installation principale considérée.

Le schéma simplifié de la Fig.5 montre un exemple d'application de l'invention à une étuve de cuisson en continu de peintures déposées sur des carrosseries d'automobiles.

On voit sur cette figure, une étuve 30 qui reçoit à une de ses extrémités une quantité q_1 d'air réduit et à son extrémité opposée, une quantité q'_1 d'air extérieur.

Sur l'étuve 30 sont branchés en parallèle trois circuits 31, 32, 33 comprenant chacun un générateur incinérateur 34, 35, 36 composé d'une chambre de combustion associée à un échangeur de chaleur suivant l'invention.

Le circuit 31 comporte un ventilateur de recyclage 37 par l'intermédiaire duquel l'étuve 30 est reliée d'une part à la chambre de combustion 38 du générateur 34 et d'autre part à l'entrée du circuit d'air froid de l'échangeur de chaleur 39 de celui-ci.

La sortie du circuit d'air froid est reliée à des buses 40 de soufflage d'air réchauffé disposées dans l'étuve 30.

La sortie du circuit d'air chaud de l'échangeur 39 étant fermée, cet échangeur fonctionne exclusivement en chambre de mélange d'une partie de l'air repris passant par le circuit froid de l'échangeur avec une partie q_{c1} amenée dans la chambre de combustion 38 est chauffée dans celle-ci.

Le circuit 33 est de construction identique à celle du circuit 31. Il comprend un ventilateur de recyclage

41 qui met l'étuve 30 en communication respectivement avec la chambre de combustion 42 et avec l'échangeur 43 du générateur incinérateur 36. La sortie du circuit froid de l'échangeur 43 est reliée à des buses 44 de soufflage d'air
5 disposées dans l'étuve 30.

Le circuit 32 comporte outre le générateur-incinérateur 35, un ventilateur d'extraction 45 connecté entre l'étuve 30 et la chambre de combustion 46 du générateur ainsi qu'un ventilateur 47 de recyclage de débit q_{c2} reliant
10 l'étuve 30 à l'entrée du circuit froid de l'échangeur 48 dudit générateur dont la sortie du circuit chaud est reliée à un système 49 de récupération énergétique.

Le débit du ventilateur d'extraction 45 est égal à q_e comme le débit du système 49.

15 Le bilan d'équilibrage de l'installation en débit d'air exprimé en Nm^3/h à $T = 0^\circ\text{C}$, $P = 101325 \text{ Pa} = 760 \text{ mmHg}$ est donné par la relation :

$$q_e = q_1 + q'_1 + q_{c1} + q_{c2} + q_{c3}$$

20 On voit que dans l'installation décrite en référence à la Fig.5, l'échangeur de chaleur suivant l'invention est utilisé avec un maximum d'efficacité dans diverses applications et ceci sans lui apporter aucune modification de construction. C'est donc un échangeur d'un emploi particulièrement commode et souple, utilisable dans des installa-
25 tions pouvant être de natures très différentes.

REVENDEICATIONS

1. Procédé d'échange thermique entre un premier fluide gazeux à refroidir et un second fluide gazeux à réchauffer, consistant à créer des courants gazeux desdits premier et second fluides perpendiculaires entre eux, et en contact direct d'échange thermique, caractérisé en ce qu'il
5 consiste en outre à diviser le courant du premier fluide en une série de nappes de faible épaisseur séparées par des intervalles, à faire passer lesdites nappes dans une enceinte d'échange thermique, à introduire dans ladite enceinte le
10 courant dudit second fluide gazeux à réchauffer, de façon que des quantités dudit second fluide pénètrent dans lesdits intervalles séparant les nappes dudit premier fluide, et à évacuer hors de l'enceinte, les premier et second fluides après ledit échange thermique par contact direct.

15 2. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la vitesse de circulation dans ladite enceinte d'échange thermique du premier fluide à refroidir est supérieure à celle du second fluide à réchauffer.

3. Procédé suivant la revendication 2, caractérisé en ce que ladite vitesse du premier fluide est supérieure à 30 m/s tandis que la vitesse du second fluide est inférieure à 15 m/s.

4. Procédé suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que ledit second
25 fluide à réchauffer est de l'air chargé de vapeurs de composés organiques polluants et en ce que la masse spécifique dudit second fluide est supérieure à celle dudit premier fluide à refroidir.

5. Echangeur de chaleur destiné à la mise en
30 oeuvre du procédé suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, comprenant une enceinte d'échange thermique pourvue d'un orifice d'admission du premier fluide à refroidir, d'un orifice d'évacuation dudit premier fluide, d'un orifice d'admission du second fluide à réchauffer, d'un orifice d'é-

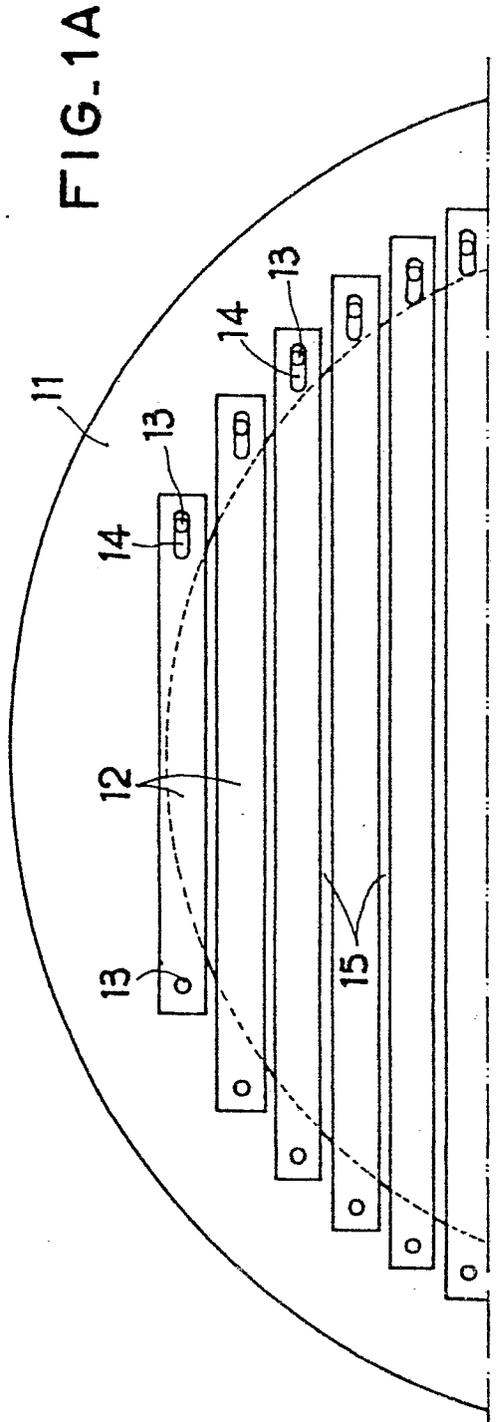
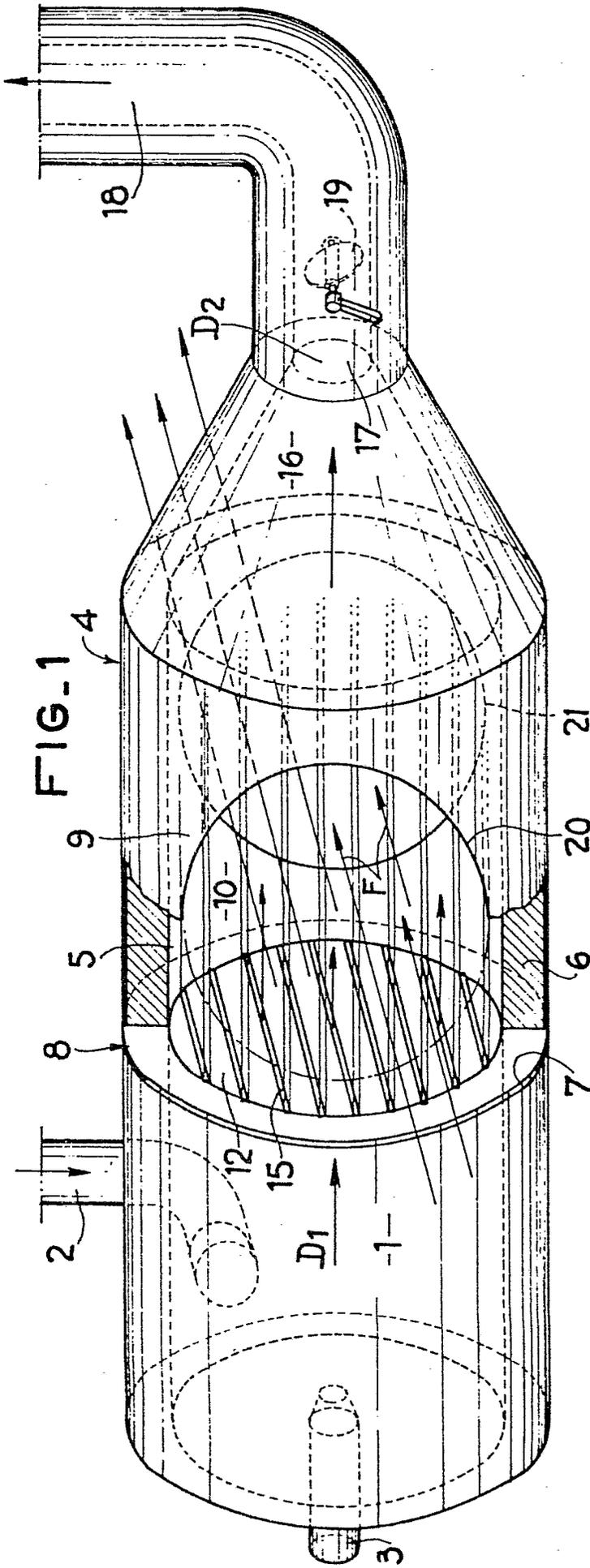
- vacuation dudit second fluide, caractérisé en ce qu'au moins dans l'orifice (7) d'admission dudit premier fluide est monté un dispositif (8) de division du courant du premier fluide dans ladite enceinte d'échange thermique (5) en une série de nappes (9) séparées par des intervalles (10) et en ce que les axes des orifices d'admission et d'évacuation (7,17) du premier fluide sont perpendiculaires aux axes des orifices d'admission et d'évacuation (20, 21) dudit second fluide.
- 5
- 10 6. Echangeur de chaleur suivant la revendication 5, caractérisé en ce que le dispositif de division du courant du premier fluide en nappes (9) est constitué par une grille (8) dans laquelle sont ménagées des fentes parallèles (15) de largeur prédéterminée.
- 15 7. Echangeur de chaleur suivant l'une quelconque des revendications 5 et 6, caractérisé en ce que l'enceinte (5) d'échange thermique de forme cylindrique, est prolongée par un collecteur tronconique (16) relié à un conduit (18) d'évacuation dudit premier fluide.
- 20 8. Echangeur de chaleur suivant la revendication 7, caractérisé en ce qu'il comporte en outre une grille supplémentaire (22) disposée entre ladite enceinte (5) et le collecteur (16), ladite grille supplémentaire (22) comportant des fentes (23) en nombre égal à celui des fentes (15) de ladite grille (8) montée dans l'orifice d'admission (7) dudit premier fluide et parallèles à celles-ci, la largeur des fentes (23) de ladite grille supplémentaire (22) étant supérieure à celle des fentes (15) de ladite grille (8) montée dans l'orifice d'admission (7) dudit premier
- 25
- 30 fluide.
9. Echangeur de chaleur suivant l'une quelconque des revendications 5 à 7, caractérisé en ce qu'il comporte en outre une grille (25) de division en nappes du courant dudit second fluide, montée dans l'orifice (20) d'admission dudit second fluide dans l'enceinte d'échange thermique (5), ladite grille (25) présentant des fentes paral-
- 35

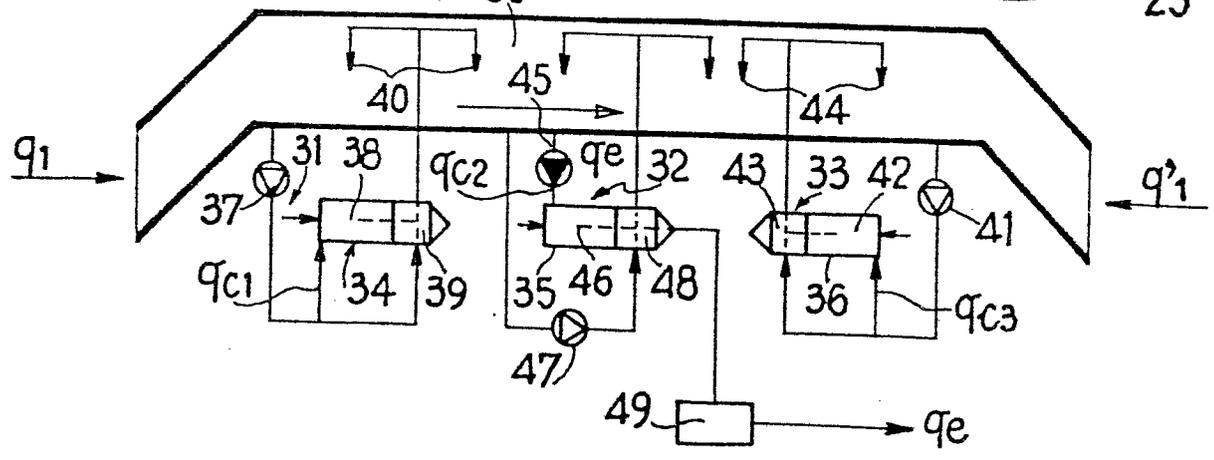
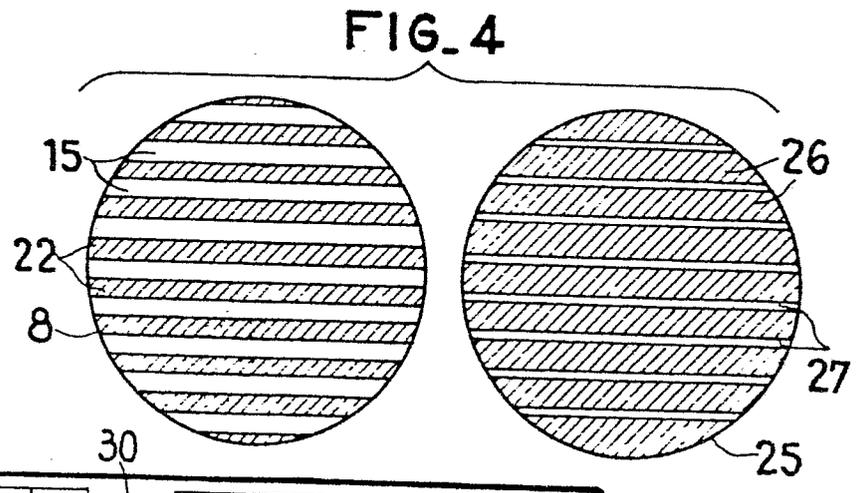
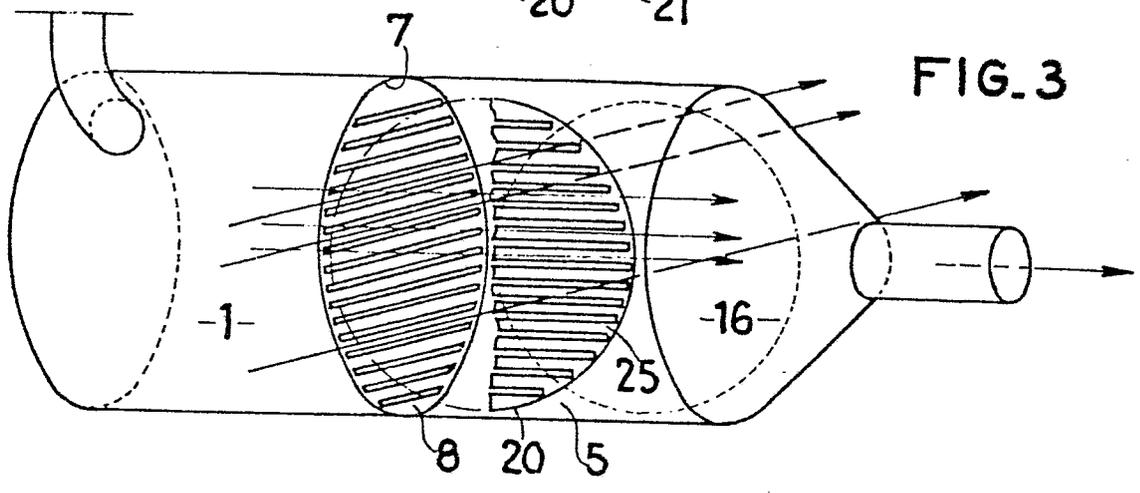
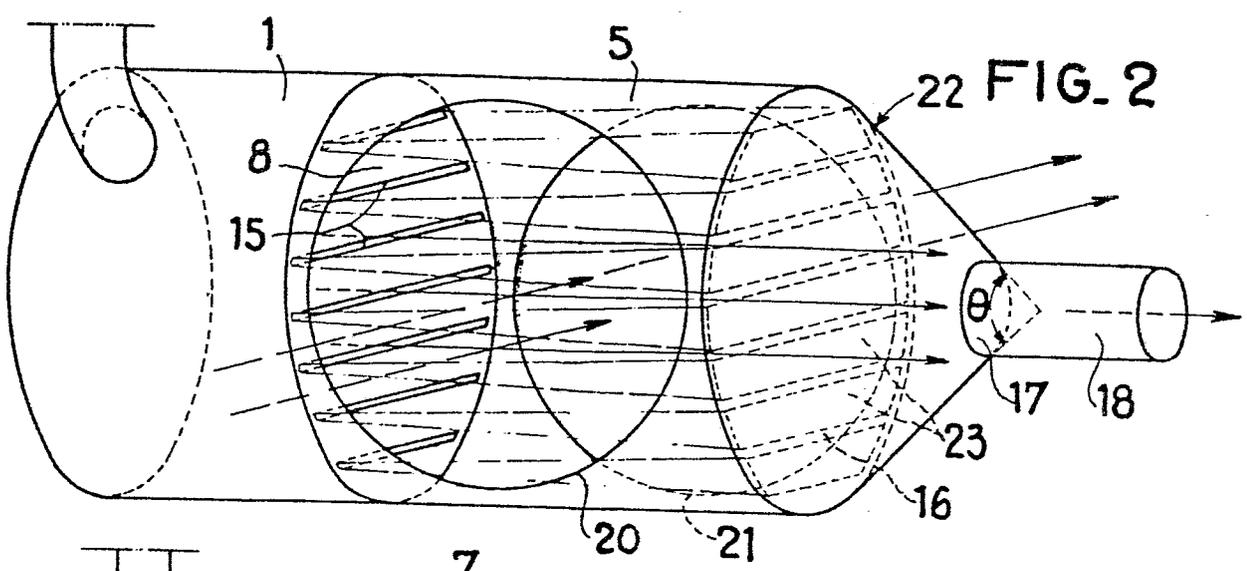
lèles (27), plus étroites que les fentes (15) de ladite grille (8) de division en nappes du courant dudit premier fluide et disposées à des niveaux correspondant à des intervalles entre les fentes (15) de la grille (8) de division en nappes du courant du premier fluide.

10. Echangeur de chaleur suivant l'une quelconque des revendications 2 à 9, caractérisé en ce que chacune desdites grilles (8;22;25) est constituée par un anneau (11) sur lequel sont fixées à intervalles réguliers des lamelles métalliques (12), la distance entre les bords desdites lamelles (12) étant égale à la largeur des fentes de ladite grille.

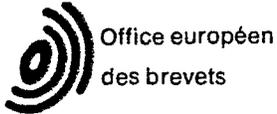
11. Echangeur de chaleur suivant la revendication 10, caractérisé en ce que lesdites lamelles (12) sont fixées à leurs extrémités sur des ergots (13) portés par ledit anneau (11) et qui pénètrent dans des orifices (14) ménagés dans lesdites lamelles, lesdits orifices (14) réalisés à une extrémité de chaque lamelle (12) étant de forme allongée.

12. Echangeur de chaleur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que dans le conduit d'évacuation dudit premier fluide est placé un registre (19) de modulation du débit dudit premier fluide.





0016689



Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numero de la demande

EP 80 40 0328

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl. 1)
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	
A	<u>US - A - 4 122 823 (HUNTER)</u>	1	F 28 C 3/02
A	<u>GB - A - 869 355 (HILGERS)</u>	1	

			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl. 2)
			F 28 C B 05 C B 01 D
			CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES
			X: particulièrement pertinent A: arrière-plan technologique O: divulgation non-écrite P: document intercalaire T: théorie ou principe à la base de l'invention E: demande faisant interference D: document cité dans la demande L: document cite pour d'autres raisons
			&: membre de la même famille, document correspondant
<p>N Le présent rapport de recherche a été établi pour toutes les revendications</p>			
Lieu de la recherche	Date d'achèvement de la recherche	Examineur	
La Haye	06-06-1980	JOHANSSON	