PCT ORGANISATION MONDIALE DE LA PROPRIETE INTELLECTUELLE
Bureau international

DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIEE EN VERTU DU TRAITE DE COOPERATION EN MATIERE DE BREVETS (PCT)

(51) Classification internationale des brevets[4] :		(11) Numéro de publication internationale:
F01C 3/00, F02B 71/04	A1	WO 88/ 00279
		(43) Date de publication internationale: 14 janvier 1988 (14.01.88)

(21) Numéro de la demande internationale: PCT/FR87/00270

(22) Date de dépôt international: 8 juillet 1987 (08.07.87)

(31) Numéro de la demande prioritaire: 86/10015

(32) Date de priorité: 9 juillet 1986 (09.07.86)

(33) Pays de priorité: FR

(71)(72) Déposant et inventeur: BENAROYA, Henry [FR/FR]; 41, boulevard du Commandant Charcot, F-92200 Neuilly sur Seine (FR).

(74) Mandataires: FORT, Jacques etc.; Cabinet Plasseraud, 84, rue d'Amsterdam, F-75009 Paris (FR).

(81) Etats désignés: AT (brevet européen), BE (brevet européen), CH (brevet européen), DE (brevet européen), DK, GB (brevet européen), IT (brevet européen), JP, LU (brevet européen), NL (brevet européen), NO, SE (brevet européen), US.

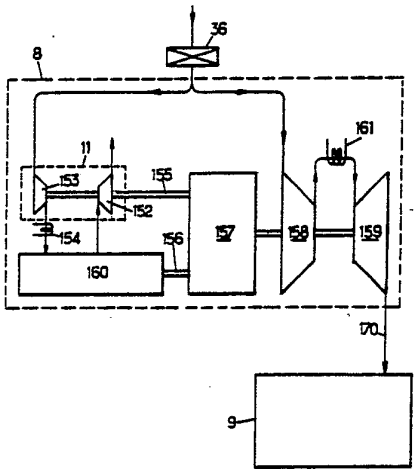
Publiée
Avec rapport de recherche internationale.

(54) Title: ENERGY PRODUCTION INSTALLATION CONSISTING OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND A TURBINE

(54) Titre: INSTALLATION DE PRODUCTION D'ENERGIE A MOTEUR A COMBUSTION INTERNE ET TURBINE

(57) Abstract

The installation comprises a compression unit and a power unit. The compression unit (8) comprises at least one diesel engine (160) supercharged by a turbo-fan consisting of an expansion turbine (152) supplied with the exhaust gases of the engine (160) and of a rotary compressor (153) exerting suction to the atmosphere through a filter (36); said compressor supercharges in the form of a primary flow the diesel cylinders via a refrigerant (154). The diesel engine drives two compressors (158, 159) supplied with atmospheric air through the filter and of which one provides a secondary flow (170) to the power unit (9). The power unit comprises a combustion chamber which is conveniently supplied through a heat exchanger with a portion (q4) at least of the secondary air flow issued from the compression unit, the combustion chamber itself feeding a turbine supplied by the chamber and producing on its shaft the totality of the output power.



(57) Abrégé

L'installation comprend une unité de compression et une unité de puissance. L'unité de compression (8) comprend au moins un moteur à cycle Diesel (160) suralimenté par une turbosoufflante composée d'une turbine de détente (152) alimentée par les gaz d'échappement du moteur (160) et d'un compresseur rotatif (153) aspirant à l'atmosphère à travers un filtre (36), lequel compresseur suralimente sous forme d'un flux primaire les cylindres Diesel par l'intermédiaire d'un réfrigérant (154). Le moteur Diesel entraîne deux compresseurs (158, 159) alimentés en air atmosphérique à travers le filtre et dont l'un fournit un flux secondaire (170) à l'unité de puissance (9). Cette dernière comporte une chambre de combustion alimentée, avantageusement à travers un échangeur de chaleur, par une partie (q4) au moins du flux d'air secondaire issu de l'unité de compression, la chambre de combustion alimentant elle-même une turbine alimentée par la chambre et fournissant sur son arbre la totalité de la puissance de sortie.

UNIQUEMENT A TITRE D'INFORMATION

Codes utilisés pour identifier les Etats parties au PCT, sur les pages de couverture des brochures publiant des demandes internationales en vertu du PCT.

AT	Autriche	**FR**	France	**ML**	Mali
AU	Australie	**GA**	Gabon	**MR**	Mauritanie
BB	Barbade	**GB**	Royaume-Uni	**MW**	Malawi
BE	Belgique	**HU**	Hongrie	**NL**	Pays-Bas
BG	Bulgarie	**IT**	Italie	**NO**	Norvège
BJ	Bénin	**JP**	Japon	**RO**	Roumanie
BR	Brésil	**KP**	République populaire démocratique de Corée	**SD**	Soudan
CF	République Centrafricaine			**SE**	Suède
CG	Congo	**KR**	République de Corée	**SN**	Sénégal
CH	Suisse	**LI**	Liechtenstein	**SU**	Union soviétique
CM	Cameroun	**LK**	Sri Lanka	**TD**	Tchad
DE	Allemagne, République fédérale d'	**LU**	Luxembourg	**TG**	Togo
DK	Danemark	**MC**	Monaco	**US**	Etats-Unis d'Amérique
FI	Finlande	**MG**	Madagascar		

Installation de production d'énergie à moteur à combustion interne et turbine

L'invention concerne les installations de production d'énergie comportant un moteur à combustion interne utilisant le cycle Diesel, généralement deux temps, et une turbine à gaz, et notamment les installations fournissant une puissance mécanique de sortie comprise entre quelques MW et quelques dizaines de MW.

A l'heure actuelle, on utilise déjà des installations de ce type, dans lesquelles la turbine à gaz appartient à un turbocompresseur de suralimentation du moteur Diesel, ce dernier fournissant la puissance de sortie. On a également déjà proposé des installations dont le moteur Diesel est du type à bielle-manivelle ou à pistons libres, associé à des compresseurs, alternatifs ou rotatifs, dans lesquelles une chambre de combustion reçoit un mélange de gaz d'échappement du Diesel et d'air provenant des compresseurs pour alimenter une turbine de puissance qui fournit tout ou partie de la puissance de sortie.

L'invention vise à fournir une installation du type ci-dessus répondant mieux que celles antérieurement connues aux exigences de la pratique, notamment en ce qu'elle permet tout à la fois d'obtenir un rendement élevé, un coût par unité de puissance réduit et une grande modularité dans la gamme des puissances.

Dans ce but, l'invention propose une installation de production d'énergie comprenant :

- une unité de compression constituée d'au moins un moteur Diesel suralimenté par un turbocompresseur qui lui fournit un flux d'air primaire, l'excès d'énergie éventuellement disponible sur l'arbre du turbocompresseur étant utilisé pour augmenter l'énergie produite sur l'arbre du moteur Diesel lequel entraîne des compresseurs alternatifs et/ou rotatifs fournissant un flux

d'air secondaire, ladite unité de compression pouvant cependant avantageusement être formée dans une variante privilégiée par au moins un module à pistons libres comportant deux équipages mobiles constitués de deux pistons moteurs opposés liés chacun à un piston compresseur, chaque piston compresseur délimitant deux compartiments de compression dans un cylindre compresseur, les pistons moteurs délimitant une chambre de moteur Diesel deux temps, laquelle reçoit l'air dit flux primaire fourni par un compartiment de compression primaire au moins, et dont les gaz d'échappement alimentent la turbine de détente d'un turbocompresseur comportant avantageusement un corps de compresseur rotatif primaire suralimentant le (ou les) compartiment(s) de compression dit(s) primaire(s) et au moins un corps de compression rotatif secondaire suralimentant celui (ou ceux) des compartiments de compression dit(s) "secondaire(s)" qui ne suralimente(nt) pas la chambre de moteur Diesel deux temps;

- et une unité de puissance comportant une turbine à gaz qui fournit sur son arbre la totalité de la puissance de sortie, alimentée elle-même par une chambre de combustion qui reçoit tout ou la majeure partie de l'air provenant des compartiments compresseurs secondaires ou flux secondaire.

Le module - ou chaque module - de l'installation doit être muni d'un système de régulation assurant :

- la commande de l'amplitude de la course de l'équipage mobile vers l'extérieur, c'est-à-dire du point mort extérieur ou PME ;

- la commande de l'amplitude vers l'intérieur, c'est-à-dire du point mort intérieur ou PMI;

- la commande en fonction de la puissance appelée.

La régulation respectera la hiérarchie ci-dessus ; lorsque l'installation comporte plusieurs

modules, le système devra de plus maintenir la phase de tous les modules sauf un (modules esclaves) par rapport à un autre module pris comme référence.

Grâce à cette disposition, on arrive tout à la fois à une grande souplesse de réalisation due à la constitution modulaire, à un rendement élevé de l'unité de compression, dû notamment à la liaison mécanique directe entre pistons moteurs et pistons compresseurs, et à un coût spécifique par kW réduit, dû notamment à la suppression de l'embiellage d'un moteur Diesel classique et du compresseur entraîné par la turbine (et qui oblige à multiplier par 2,5 la puissance de cette dernière) dans le cas d'une installation classique à turbine à gaz. En résumé, l'invention permet d'associer le prix spécifique par kW faible de la turbine à gaz au rendement thermique élevé du Diesel, en éliminant dans une large mesure les inconvénients que présentent les deux approches isolément.

Il faut encore remarquer que l'absence de chambre de combustion recevant les gaz d'échappement du moteur Diesel permet de découpler complètement la pression de suralimentation du moteur Diesel de la pression d'entrée de la turbine, donc de choisir des valeurs optimales pour l'une et l'autre et de maintenir un bon rendement à charge partielle.

Dans un mode avantageux de réalisation, l'équipage mobile délimite également une cavité de volume variable dans laquelle règne une contre-pression d'air s'opposant à la course de détente des pistons moteurs et le système de régulation est prévu pour régler la contre-pression en fonction de la puissance appelée.

La régulation du PME pourra être assurée par commande de la quantité de combustible injecté et celle du PMI par commande d'un débit de dérivation d'air du cycle primaire parcourant le moteur Diesel vers le cycle secondaire parcourant l'unité de puissance.

Les équipages mobiles du module (ou de chaque module) à pistons libres sont liés de la façon habituelle par un système de synchronisation afin que leurs mouvements restent égaux mais de sens opposé lors du cycle Diesel, mais ce système de synchronisation pourra avantageusement prendre la forme d'une liaison hydraulique décrite plus loin.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui suit d'un mode de réalisation avantageux du dispositif selon l'invention. La description se réfère aux dessins qui l'accompagnent, dans lesquels seule la Figure 1 se rapporte à un mode de réalisation dans lequel l'unité de compression est basée sur un moteur Diesel à bielle-manivelle, toutes les autres figures se rapportant au cas où l'unité de compression est basée sur un module Diesel à pistons libres, étant entendu que l'utilisation du flux secondaire dans l'unité de puissance est la même dans les deux cas.

Dans ces conditions :

- la Figure 1 est le schéma de l'unité de compression d'une installation à double flux comprenant un moteur Diesel à bielle-manivelle fortement suralimenté, constituant un premier mode de réalisation de l'invention ;

- la Figure 2 est un schéma de circulation des gaz dans une installation réalisée à partir d'un module Diesel à pistons libres suivant un mode de réalisation de l'invention ;

- la Figure 3 est une vue en coupe simplifiée montrant un circuit de refroidissement des pistons moteurs utilisable dans l'installation de la Figure 2 ;

- la Figure 4 est une vue schématique d'un système hydraulique avantageux permettant de synchroniser les mouvements des deux équipages mobiles d'un module à pistons libres, utilisable dans l'installation de la Figure 2 ;

- la Figure 5 est un schéma synoptique d'un système de régulation de PME utilisable dans l'installation de la Figure 2 ;

- la Figure 6 est un diagramme montrant le mode de commande du "cran" de crémaillère utilisé dans le système de la Figure 5 ;

- la Figure 7 est un schéma synoptique de la régulation en fonction de la charge, et en fonction de la phase, dans le cas d'une installation à plusieurs modules.

Le schéma de la Figure 1 montre une installation à double flux qui comporte une unité de compression 8 et une unité de puissance 9. L'unité de compression est composée d'un moteur Diesel à bielle-manivelle 160 suralimenté par un turbocompresseur 11 composé d'une turbine de détente 152 et d'un compresseur rotatif 153. La turbine 152, à un ou plusieurs étages, est alimentée par les gaz d'échappement du moteur Diesel et entraîne le compresseur rotatif 153 aspirant de l'air atmosphérique à travers un filtre 36 et suralimentant les cylindres du moteur Diesel à travers un échangeur de chaleur réfrigérant 154. Les arbres 156 et 155 du moteur Diesel 160 et du turbocompresseur entraînent, à travers un multiplicateur à engrenages 157, deux corps de compresseurs rotatifs 158 et 159. Le premier corps 158 aspire de l'air atmosphérique et alimente, à travers un réfrigérant 161, le second corps 159. Ce dernier fournit à l'unité de puissance 9 un flux d'air comprimé 170.

L'unité de puissance 9 peut être analogue à celle représentée en Figure 2, qui sera décrite plus loin, et comprend une turbine à gaz de puissance entraînant la charge (alternateur par exemple).

L'installation montrée en Figure 2 constitue une version particulièrement avantageuse de l'invention. Elle peut être regardée comme constituée d'une unité de compression 8 et d'une unité de puissance 9.

L'unité de compression comporte un module ou plusieurs modules 10 du type à pistons libres. Chaque module a un moteur à deux pistons opposés 12a et 12b délimitant une chambre Diesel deux temps 14 et deux cylindres compresseurs 16a et 16b à double effet. Chaque cylindre compresseur est partagé par un piston compresseur respectif 18a ou 18b en un compartiment externe 20a ou 20b et un compartiment interne 22a ou 22b.

Un circuit thermodynamique primaire, appartenant tout entier à l'unité de compression 8, comprend, à partir des lumières d'échappement 27 de la chambre de combustion 14 du moteur Diesel, au moins une conduite 26 d'amenée des gaz d'échappement à la turbine de détente 30 d'un turbocompresseur 11 de suralimentation, à travers un volume de tranquillisation aérodynamique 27. Le compresseur rotatif 32 attelé à la turbine 30 est alimenté en air atmosphérique à travers un filtre 36. Il appartient à un circuit de suralimentation secondaire propre à celui ou ceux des compartiments compresseurs qui alimentent l'unité de puissance, auxquels il délivre le débit secondaire q2. Dans le cas montré en Figure 2, ce sont les deux compartiments externes 20a et 20b des cylindres compresseurs 16a et 16b, auxquels le compresseur rotatif 32 est relié par l'intermédiaire d'un refroidisseur 34.

Un second compresseur rotatif 33 attelé à la turbine 30 est, lui aussi, alimenté en air atmosphérique à travers le filtre 36. Il appartient à un circuit de suralimentation primaire propre à celui (ou ceux) des compartiments compresseurs qui alimentent la chambre moteur Diesel 14, au(x)quel(s) il délivre le débit primaire q1. Dans le cas montré en Figure 1, ce sont les deux compartiments internes 22a et 22b des cylindres compresseurs 16a et 16b, auxquels le compresseur rotatif 33 est relié par l'intermédiaire d'un refroidisseur 35.

A pleine charge, le débit secondaire q2 est très

supérieur au débit primaire q1, par exemple q2 = 3 q1.

La disposition des lumières d'admission et de balayage 40 et 41 du moteur Diesel 14 est avantageusement celle qui a été décrite dans la demande de brevet FR 85 13480 du demandeur : une rangée de lumières 41 ouvertes en premier lors du mouvement du piston 12a vers l'extérieur est inclinée sur l'axe du moteur de façon à créer un mouvement de rotation de l'air, dit "swirl". Elle est alimentée par celui des compartiments de compression internes 22b qui est le plus éloigné des lumières d'admission, à travers au moins un refroidisseur 37b avantageusement placé en totalité ou en partie dans l'espace mort du compartiment 22b, avant les clapets de refoulement 19b de ce compartiment de compression 22b. Entre le compartiment 22b et la rangée de lumières 41 l'air comprimé passe par au moins une pipe d'admission 39 dont la longueur est adaptée de manière à créer un retard à l'admission.

La rangée de lumières 40 ouvertes en dernier lors du mouvement du piston 12a vers l'extérieur est alimentée par le compartiment de compression interne 22a le plus proche des lumières d'admission, à travers au moins un refroidisseur 37a, avantageusement placé en totalité ou en partie dans l'espace mort du compartiment 22a, avant les clapets de refoulement 19a de ce compartiment de compression 22a en passant par au moins une capacité d'admission 38.

Les deux équipages mobiles 15a et 15b, constitués chacun d'un piston moteur et d'un piston compresseur, présentent chacun un prolongement 13a ou 13b qui délimite dans le bâti du module un volume variable 23a ou 23b, dit de contre-pression. Ces volumes variables sont avantageusement identiques et ont avantageusement un diamètre du même ordre que celui de la chambre 14. La pression qui y règne, et qui est réglable par un circuit non représenté, opposé à la course de

détente du piston moteur une force qui augmente avec la pression. Elle est avantageusement comprise entre 20 et 50 bars pour des installations courantes.

Comme on le verra plus loin, la pression d'air dans les volumes 23a et 23b est utilisable comme paramètre de règlage du PME (point mort externe) et/ou du déphasage entre les modules dans le cas d'une installation à plusieurs modules ; cependant, comme on le verra plus loin, le déphasage peut être ajusté par action sur l'avance à l'injection.

L'air sous pression dans les volumes 23a et 23b constitue de plus un matelas permettant de transférer aux pistons moteurs, au cours de la compression, une partie de l'énergie accumulée au cours de la détente. Enfin, cet air sous pression peut être utilisé pour refroidir les pistons moteurs.

L'unité de puissance 9 comporte un échangeur de chaleur 44, une chambre de combustion 42, et une turbine à gaz de puissance 46, parcourus dans cet ordre par l'air secondaire provenant des compartiments des compartiments compresseurs 20a et 20b.

Dans l'échangeur 44, une fraction q4 du débit d'air q2 provenant de l'unité de compression est chauffée par un débit q5 de gaz détendus dans la turbine 46. Une autre fraction, q3, de l'air secondaire peut être avantageusement utilisée pour refroidir, s'il y a lieu, les premiers étages de la turbine 46.

La chambre de combustion 42 est alimentée en combustible du type normalement utilisé dans les turbines à gaz industrielles (distillats lourds, gazole, gaz naturel, gaz issu de la gazéification du charbon, etc.). Enfin, l'arbre 49 de la turbine 46 est attelé à une machine tournante de génération d'énergie utile électrique ou mécanique 48, telle qu'un alternateur, un compresseur ou une pompe.

On ne décrira pas ici la constitution générale

des différentes machines qui sont incorporées dans l'installation, car elle a été décrite dans des brevets antérieurs du demandeur, mais seulement la disposition qui permet de refroidir les pistons moteurs et les moyens de régulation, ainsi que celle qui permet de synchroniser le mouvement des deux équipages mobiles 15a et 15b.

A titre d'exemple, on peut cependant indiquer que les pressions, températures et débits peuvent être les suivants pour une installation à un seul module de quelques MW :

- Unité de puissance :

Débit masse q2 : environ 6,5 kg /s

Températures d'entrée dans l'échangeur 44 : 575°C pour le gaz de combustion détendu dans la turbine de puissance 46 et 175°C pour l'air à 10 bars à l'entrée de la chambre de combustion 42.

- Unité de compression :

Alèsage moteur du module à pistons libres : 250 mm
Alèsage compresseur du module à pistons libres : 625 mm
Suralimentation du moteur Diesel 14 : 7 bars,
Débit masse q1 : environ 2 kg/s
Fréquence des battements : environ 10 Hz
Air à l'entrée de la turbine 30 du turbocompresseur : 6 bars à 600°C
Taux de compression du compresseur 32 : 3,5/1
Taux de compression du compresseur 33 : 1,8/1
Rendement sur l'arbre de la turbine 46 : 47 à 50% à pleine charge.

Le refroidissement des pistons moteurs 12 est avantageusement assuré par transfert thermique avec

l'air provenant des volumes de contre-pression 23 qui communiquent avec des volumes internes aux pistons. Pour atteindre ce résultat, on peut donner à la tête des pistons moteurs la constitution montrée en Figure 3, qui tient compte du fait que la chambre moteur Diesel deux temps est, dans ce genre d'installation, alimentée en combustible du type normalement utilisé dans les turbines à gaz industrielles, au même titre que la chambre de combustion 42 de l'unité de puissance 9 ; du fait de cet emploi, on peut laisser s'élever la température de la paroi du piston qui est directement en contact avec la chambre de combustion Diesel 14 jusqu'à des valeurs relativement élevées.

La tête de piston 51 est surmontée d'un bouclier thermique 52 en acier inoxydable dont la peau 50 peut atteindre des températures de 700°C. Le bouclier thermique présente un appendice cylindrique 67 ajusté dans la tête de piston et mis en tension par un tube 58 fixé par un écrou 64 sur des entretoises 62 intérieures au piston.

La tête de piston est percée d'une série de canaux d'amenée d'air de refroidissement 55a et de canaux d'évacuation d'air 56. Une rigole 59 ménagée par une bague vissée ou soudée 57 met en communication les canaux 55a et 56. L'air de refroidissement arrive par le volume annulaire 23 (volume 23a ou 23b sur la Figure 2) dans la tête de piston, passe par les canaux 55a, la rigole 59 et les canaux 56, puis s'échappe par un volume annulaire 69 et, à travers une série de fentes ou de trous, l'intérieur 55 du tube 58. Des canaux de purge 53 font communiquer la rigole 59 avec l'aval de l'écoulement.

Le bouclier 52 et la tête de piston 51 sont séparés, sur une partie de leur surface de contact, par une fente 54, de quelques centièmes de millimètre à chaud. Cette fente assure une résistance thermique

supplémentaire entre le bouclier et la tête de piston du fait de l'air qui y circule lors du mouvement du piston. On obtient ainsi un excellement refroidissement de la tête de piston dans la zone des gorges de segment 100. Un contact parfait reste cependant assuré dans la zone centrale 68 pour la transmission des efforts de pression et d'inertie.

La circulation de l'air de refroidissement provenant du volume de contrepression 23 à travers les canaux 55a et 56 est assurée par le mouvement même du piston grâce à un jeu de clapets 60 et 61 situés de part et d'autre d'un échangeur réfrigérant à circulation d'eau 65. L'ensemble clapets-réfrigérant peut être fixé au bâti 59 et alimenté par un tube fixe 66 coulissant à l'intérieur du tube 58.

Pour synchroniser les deux équipages mobiles et permettre leur virage à l'arrêt, les intallation habituellement à pistons libres comportent des moyens mécaniques (crémaillères et roue dentée, ciseaux de Nuremberg, vis sans fin, etc.). Dans l'installation montrée en Figure 4, ces moyens sont remplacés par au moins un système hydraulique.

Les pistons compresseurs 18a et 18b des équipages mobiles 15a et 15b montrés en Figure 4 portent des pistons plongeurs respectifs à sections différentielles, 17a et 17b, plongeant dans deux chambres hydrauliques étanches 19a et 19b, réalimentées en marche pour compenser les fuites éventuelles à partir d'un circuit de régulation piloté par des capteurs de course 91a et 91b.

En cas de dissymétrie d'efforts sur les équipages mobiles 15a et 15b, ce système crée dans les chambres 19a et 19b une pression d'huile hydraulique différentielle qui tend à rétablir la synchronisation des mouvements des équipages mobiles.

A l'arrêt, on peut "virer" les équipages mobiles

vers l'extérieur par admission d'une pression d'huile de virage 24 dans la chambre hydraulique étanche centrale 21, vidangée avant le démarrage. On peut "virer" vers l'intérieur par établissement d'une pression d'air dans les cavités 23a et 23b. Une boucle (non représentée) est alors prévue pour régler les pressions d'huile de virage et d'air de virage de manière à assurer en souplesse le virage dans les deux sens.

Le système de régulation d'une installation du type qui vient d'être décrit, doit, dans l'ordre hiérarchique des fonctions :

1) commander l'amplitude de la course vers l'extérieur, c'est-à-dire la position du PME, par régulation rapide (constante de temps de 20 ms par exemple),

2) commander l'amplitude de la course vers l'intérieur (PMI) par régulation semi-rapide (1 ms par exemple),

3) si l'installation est à N modules avec déphasage de $2\pi/N$, maintenir la phase correcte entre les N modules, avec un temps de réponse lent par rapport à celui des régulateurs précédents (10 s par exemple).

4) suivre la puissance appelée sur l'arbre de la turbine 46, avec un temps de réponse également long (10 s par exemple).

On décrira maintenant la constitution de circuits permettant de remplir ces fonctions.

Régulation de la course vers l'extérieur

Cette régulation doit s'effectuer cycle par cycle et utilise la position du PME comme paramètre d'entrée et la quantité de combustible injectée comme paramètre de commande. Elle a pour but de maintenir la position réelle du PME à une valeur de consigne fonction de la charge. Pour obtenir ce résultat, il est important d'agir sur le paramète de commande ("cran" d'injection de la pompe) avec un retard aussi faible que possible

après mesure du paramètre d'entrée ; on cherche donc à effectuer la correction requise pour l'injection qui suit immédiatement la mesure, dans un délai ne dépassant pas 35% de la durée du cycle.

Pour atteindre ce résultat, il est avantageux que les corrections à apporter soient toujours dans le sens d'une augmentation du cran. Pour qu'il soit cependant possible de réduire aussi bien que d'augmenter le cran par rapport au cycle précédent, le dispositif suivant l'invention effectue systématiquement, dès injection, la réduction maximale qui peut être nécessaire d'un cycle à l'autre. La correction qui peut être nécessaire est alors toujours de signe positif.

Le dispositif peut avoir la constitution montrée en Figure 5, et comprend un circuit de combustible qui a une moto-pompe basse pression à combustible 70 et une pompe d'injection 72 et un circuit hydraulique de puissance constitué d'une pompe haute pression 74 et d'une unité motrice d'injection 76 munie d'un circuit électrique de règlage de cran 78 et d'une entrée de commande d'injection 80.

Le circuit de régulation proprement dit est de type numérique. Il comporte un pupitre de commande 82 qui fournit une valeur de consigne de PME. La valeur réelle du PME est fournie par un capteur de position numérique 91 qui peut également fournir la valeur réelle de PMI et, pour le déclenchement de l'injection, des "top" de passage de l'équipage mobile et sa vitesse. Ces dernières informations constituent des données à partir desquelles un coffret électronique 86 détermine la correction à apporter à l'instant d'injection. L'unité de règlage de cran 78 est à fonctionnement incrémental et peut comporter un moteur pas-à-pas accouplé à une pompe hydraulique. Elle possède un capteur de position 89 qui fournit un signal de valeur effective du cran pour chaque injection sur une entrée 88 du coffret 86.

L'ordre d'injection est fourni par le coffret 86 à une soupape 90 de déclenchement d'injection qui constitue un dispositif de conversion électrique-hydraulique avec amplification fournissant l'impulsion de commande d'injection à l'unité motrice 76.

Le mode d'action du dispositif de régulation apparaît sur la figure 6. La réduction préventive du cran après le nième passage en PMI apparaît en 92. Ensuite interviennent :

- de t_o à t_1 (passage au PME), le traitement des données, à l'issue duquel la nouvelle valeur du PME est acquise,
- de t_1 à t_2, le nouvel ajustement de la valeur du cran, par maintien ou accroissement,
- de t_2 à t_3, un temps qui reste disponible, jusqu'au début d'injection,
- à partir de t_3, l'injection,
- en t_4 le passage au PMI, également détecté et mesuré.

Régulation du PMI

Il est à noter que la pression P_1 régnant dans la capacité d'admission 38 du moteur Diesel 14, c'est-à-dire à la sortie des compartiments compresseurs primaires, est, à tous les régimes, maintenue à une valeur supérieure à celle de la pression P_2 régnant à la sortie du compresseur rotatif 32, c'est-à-dire à l'entrée des compartiments compresseurs secondaires. Dans ces conditions, la régulation du PMI peut s'effectuer, selon le dispositif schématisé en Figure 7, par dérivation d'air primaire vers le circuit secondaire à l'aide d'une vanne 94 reliant la capacité d'admission 38 associée à l'un des compartiments de compression internes 22 à la sortie du compresseur rotatif 32. La vanne 94 commandée par la mesure du PMI 91 est fermée à pleine charge ; à charge partielle, son ouverture provoque une diminution

du PMI par diminution de la résistance pneumatique des compartiments primaires 22a et 22b ; sa fermeture provoque une augmentation du PMI par augmentation de cette résistance pneumatique.

Réglage de la phase relative des modules

De légères variations de l'avance à l'injection permettent de modifier la fréquence des battements des équipages mobiles. Comme par ailleurs, dans une installation à N modules, il est souhaitable de les phaser entre eux en maintenant un déphasage régulier de $2\pi/N$, ce déphasage régulier est avantageusement maintenu en choisissant un module maître. Le coffret électronique 86 effectue alors une comparaison entre le moment de passage au PME du module maître et celui des autres modules (modules escalves) affectés respectivement d'un déphasage $kx2\pi/N$ ($k = 1, 2, \ldots N-1$) et agit en conséquence sur l'avance à l'injection.

Une autre manière d'obtenir le déphasage des modules esclaves est par action sur la contrepression régnant dans les volumes 23.

Adaptation à la charge appelée sur l'arbre de la turbine de l'unité de puissance

L'adaptation à la charge appelée par le réseau sur l'arbre de la turbine de puissance s'effectue selon le schéma de la Figure 5 par action sur la contrepression régnant dans les volumes 23, en fonction d'une mesure 100 de cette contrepression.

Dans une installation à N modules, les 2N volumes de contrepression 23 sont reliés à une capacité commune 98, laquelle peut être, sur appel du réseau, alimentée en air comprimé par une capacité 106 à travers un détendeur 104 ou déchargée dans une capacité 108 à travers un détendeur 105. Une électrovanne 96 commandée par le passage au PMI mesuré par le capteur 91 met en

communication pendant un temps bref chaque capacité 23 avec la capacité commune 98 afin d'y établir par incréments discrets la contrepression correspondant à l'appel de charge extérieure. Ces variations de la contrepression modifient le PME des équipages mobiles et provoquent de ce fait l'adaptation du cran de combustible à la charge selon le mode de régulation du PME décrit ci-dessus.

REVENDICATIONS

I. Installation de production d'énergie comprenant une unité de compression (8) comportant au moins un moteur à cycle Diesel (12a, 12b, 14 ; 160) suralimenté par une turbosoufflante (11) composée d'une turbine de détente (30 ; 152) alimentée par les gaz d'échappement du moteur (12a, 12b, 14 ; 160) et d'un compresseur rotatif (33, 153) aspirant à l'atmosphère à travers un filtre (36), lequel compresseur suralimente sous forme d'un flux primaire les cylindres Diesel par l'intermédiaire d'un réfrigérant (35, 154), caractérisée en ce que le moteur Diesel entraîne deux compresseurs (18a, 18b ; 158, 159) alimentés en air atmosphérique à travers un filtre (36) et dont l'un fournit un flux secondaire (q2, 170) à une unité de puissance (9) comportant une chambre de combustion (42) alimentée, avantageusement à travers un échangeur de chaleur (44), par une partie (q4) au moins du flux d'air secondaire issu de l'unité de compression (8), la chambre de combustion alimentant elle-même une turbine fournissant sur son arbre (49) la totalité de la puissance de sortie.

2. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce que le moteur Diesel est du type à bielle-manivelle à deux arbres (156, 155), qui entraîne à travers un multiplicateur (157) les deux corps de compresseurs (158, 159) de type rotatif séparés par un réfrigérant (161), le premier corps (158) étant alimenté en air atmosphérique et le corps (159) délivrant le flux secondaire (170).

3. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'unité de compression (8) comporte au moins un module à pistons libres (10) ayant deux équipages mobiles (15a et 15b) constitués chacun d'un piston (12a, 12b) du moteur Diesel, et d'un piston

compresseur (18a, 18b), les pistons compresseurs délimitant chacun deux compartiments compresseurs répartis entre compartiments internes ou primaires (22a, 22b) et externes ou secondaires (20a, 20b), la chambre (14) limitée par les pistons (12a, 12b) du moteur recevant l'air de suralimentation fourni par les compartiments compresseurs internes (22a, 22b) et alimentant la turbine (30) de la turbosoufflante (11), ladite turbine de détente entraînant deux corps de compresseurs rotatifs primaire (33) et secondaire (32) aspirant respectivement à l'atmosphère un flux d'air primaire (q1) et un flux d'air secondaire (q2), et alimentant respectivement, à travers des réfrigérants (35, 34), les compartiments compresseurs internes (22a, 22b) et les compartiments compresseurs externes (20a, 20b) qui fournissent le flux d'air secondaire (q2).

4. Installation selon la revendication 1, 2 ou 3, caractérisée en ce que le débit des gaz d'échappement (q5) de la turbine de l'unité de puissance réchauffe le débit d'air q4 dans l'échangeur (44), une faible fraction (q3) du flux secondaire pouvant être utilisée au refroidissement d'un ou plusieurs étages de ladite turbine (46).

5. Installation selon la revendication 3, caractérisée en ce que le flux d'air primaire produit par les compartiments compresseurs (22a, 22b) suralimente la chambre du moteur Diesel (14) à travers des réfrigérants (37a et 37b) à travers deux rangées de lumières d'admission et de balayage (40 et 41), les lumières (41) les plus proches du centre de la chambre moteur (14) étant alimentées par le compartiment compresseur primaire le plus éloigné (22b) des lumières d'admission à travers au moins une pipe d'admission (39), les lumières (40) les plus éloignées du centre de la chambre moteur (14) étant alimentées à travers une capacité d'admission (38) par le compartiment compresseur adjacent (22a), les réfrigérants (37a et 37b)

pouvant avantageusement être placés en totalité ou en partie dans les espaces morts des compartiments compresseurs correspondants (22a et 22b) et avant les jeux de clapets de refoulement (19a et 19b).

6. Installation selon la revendication 3, caractérisée en ce que chacun des équipages mobiles (15a et 15b) délimite respectivement une cavité (23a et 23b) de volume variable dans laquelle règne une contrepression d'air s'opposant à la course de détente des équipages mobiles (15a et 15b) et transférant ainsi une partie de l'énergie de détente vers l'énergie de compression, ladite contrepression étant réglée par un système de régulation en fonction de la puissance appelée.

7. Installation selon la revendication 6, caractérisée en ce que les pistons moteurs (12) sont munis d'un circuit de refroidissement par circulation d'air à partir des cavités (23), l'air sous pression étant réfrigéré au passage dans des réfrigérants (65) placés dans les cavités (23) entre deux jeux de clapets de non retour (60 et 61) lesquels permettent de mettre en circulation l'air de refroidissement par le mouvement même des pistons.

8. Installation selon la revendication 3, caractérisée en ce que le mouvement des deux équipages mobiles (15a, 15b) est synchronisé par un système hydraulique comportant deux pistons plongeurs à sections différentielles (17a, 17b) liés respectivement aux pistons compresseurs (18a, 18b) des équipages mobiles (15a, 15b), lesdits pistons plongeurs plongeant dans deux chambres hydrauliques étanches (19a, 19b) réalimentées en marche pour compenser les fuites à partir d'un circuit de régulation piloté par des capteurs d'acquisition de course (91a, 91b).

9. Installation selon la revendication 8,

caractérisée en ce qu'elle comprend une chambre hydraulique centrale (21), vidangée en marche, de virage vers l'extérieur des équipages mobiles par établissement d'une pression d'air dans des cavités (23a, 23b) des équipages mobiles.

10. Installation selon la revendication 5, comportant plusieurs modules à pistons libres, caractérisée en ce que chaque module a un système de régulation individuel assurant

- le contrôle et la commande de l'amplitude de la course des équipages mobiles vers l'extérieur avec une constante de temps faible, s'effectuant à partir de la mesure du point mort extérieur (PME) par action sur le "cran" de combustible ;

- le contrôle et la commande de l'amplitude de la course des équipages mobiles vers l'intérieur avec une constante de temps plus élevée, de l'ordre de la seconde par exemple, ce contrôle s'effectuant par la mise en communication de la capacité d'admission (38) avec la sortie du compresseur rotatif (32) ;

- le contrôle et la commande de la contre-pression régnant dans les cavités (23) en fonction de la puissance appelée avec une constante de temps longue de l'ordre de 10 secondes par exemple.

11. Installation selon l'une quelconque des revendications 3 et 5 , caractérisée en ce que le système de régulation comprend, pour le module ou chaque module, des moyens pour réduire systématiquement le cran d'une pompe d'injection de combustible dans le cylindre moteur à l'issue de chaque injection et des moyens pour corriger ensuite le cran par augmentation éventuelle en réponse à l'écart entre la valeur de consigne du point mort externe et la valeur réelle mesurée au cycle précédent.

12. Installation selon la revendication 6,

comportant N modules (N étant supérieur à 1), caractérisée en ce que le système de régulation comporte soit des moyens pour agir sur la contrepression régnant dans les cavités (23a, 23b) à l'arrière des pistons moteurs, soit des moyens pour agir sur l'avance à l'injection, afin de faire varier lentement la fréquence de (N-1) modules esclaves par rapport à celle d'un module maître et d'obtenir un déphasage de $2\pi/N$ entre les N modules, avec une constante de temps longue, de l'ordre de plusieurs secondes.

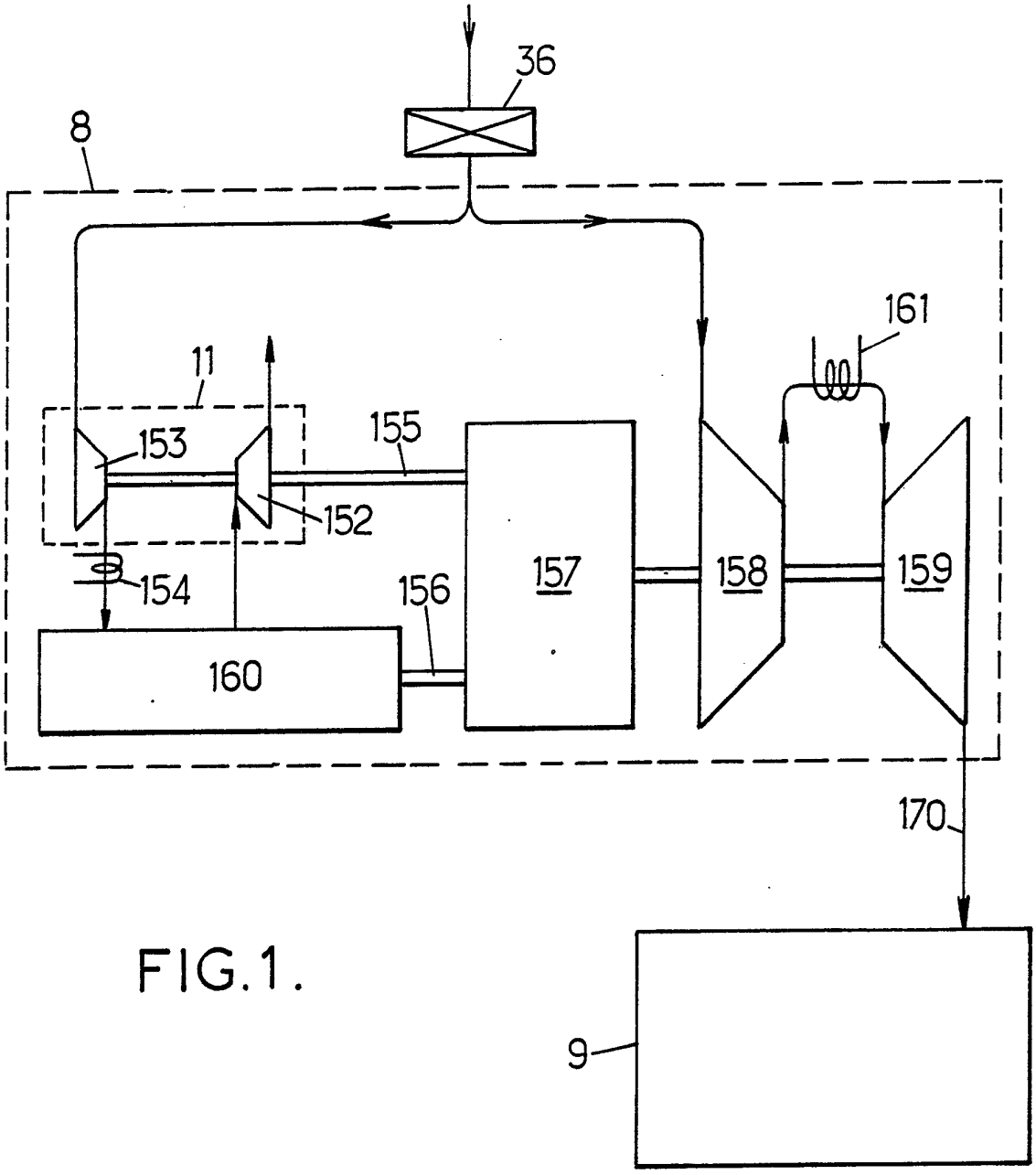


FIG.1.

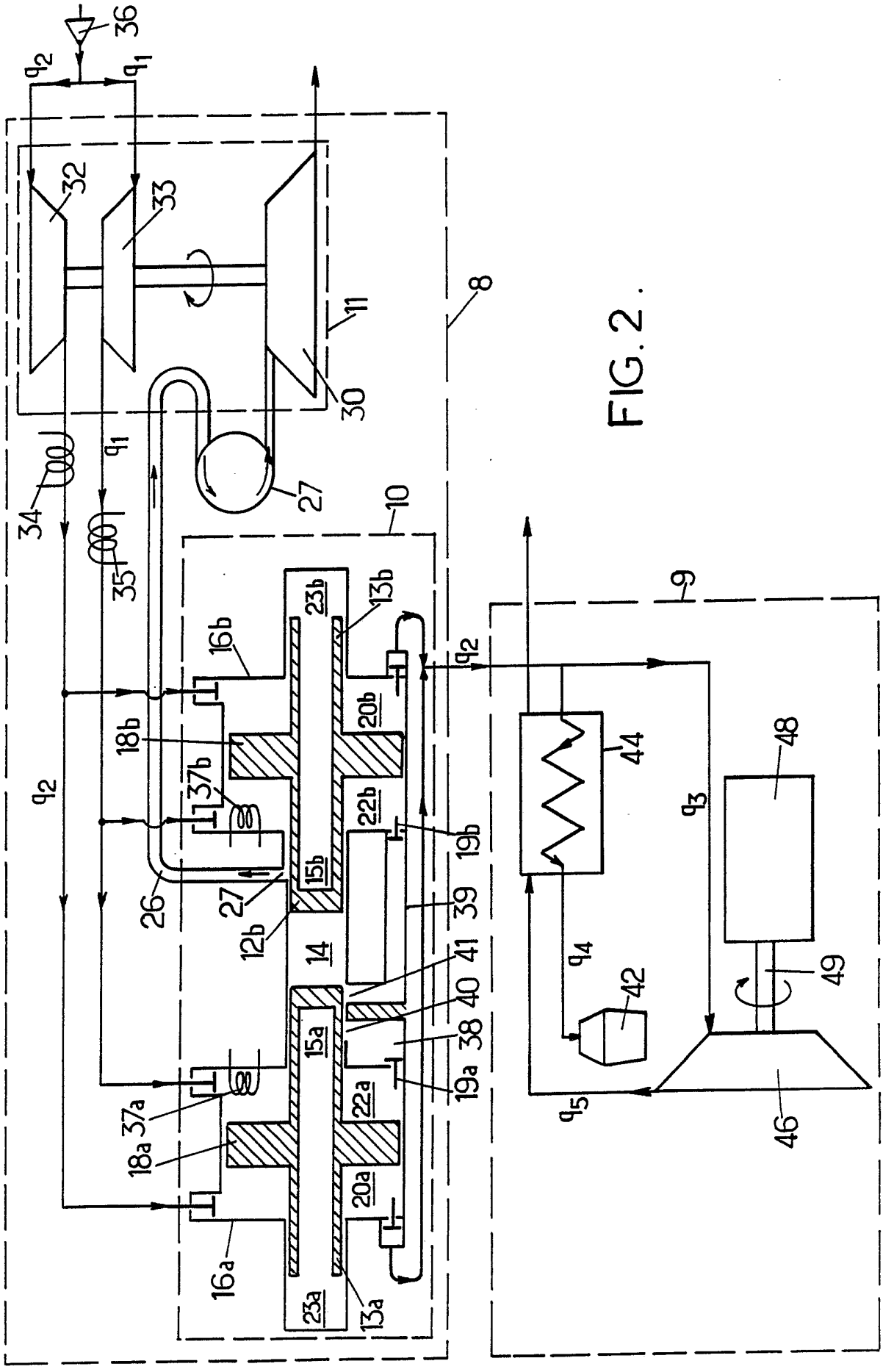
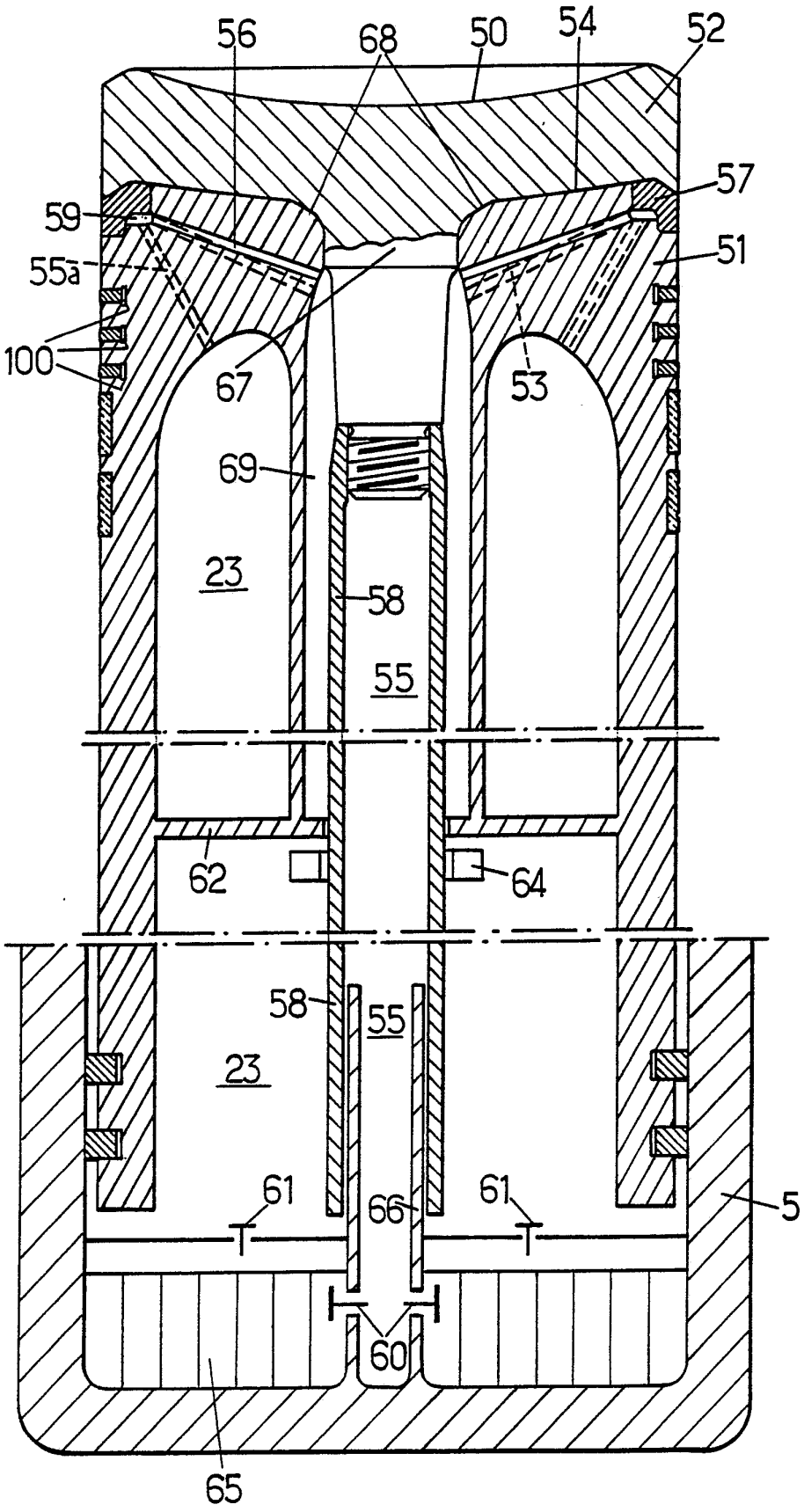

36
q_2
q_1
32
33
11
8
30
27
34
35
10
9
23b
13b
16b
20b
18b
37b
22b
19b
15b
26
27
12b
14
39
41
40
38
15a
19a
22a
37a
18a
20a
16a
23a
13a
44
48
q_3
q_4
42
49
q_5
46

FIG. 2.

FIG.3.


56
68
50
54
52
57
59
55a
51
100
67
53
69
23
58
55
62
64
58
55
23
61
66
61
5
60
65

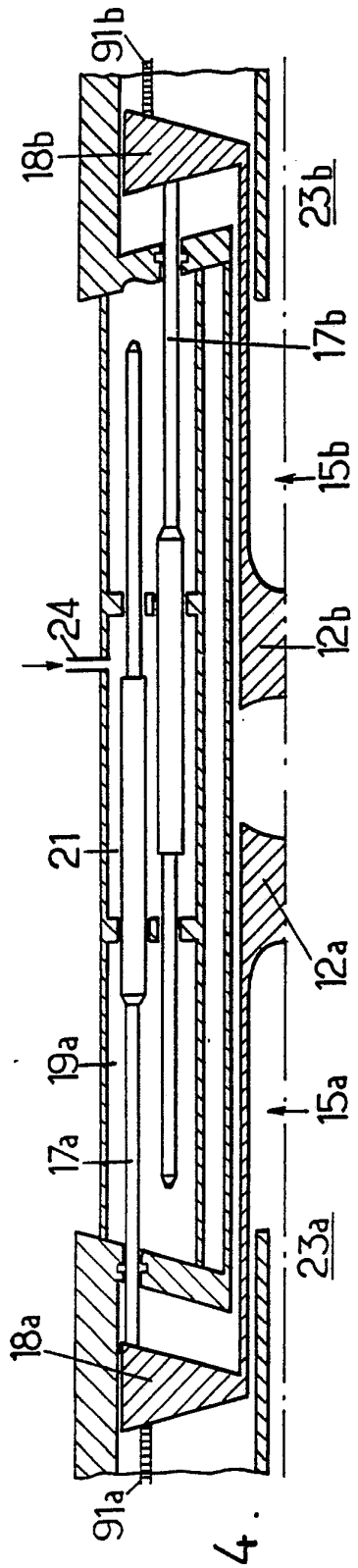

91b
18b
23b
17b
15b
24
12b
21
12a
19a
15a
17a
23a
18a
91a

FIG.4.

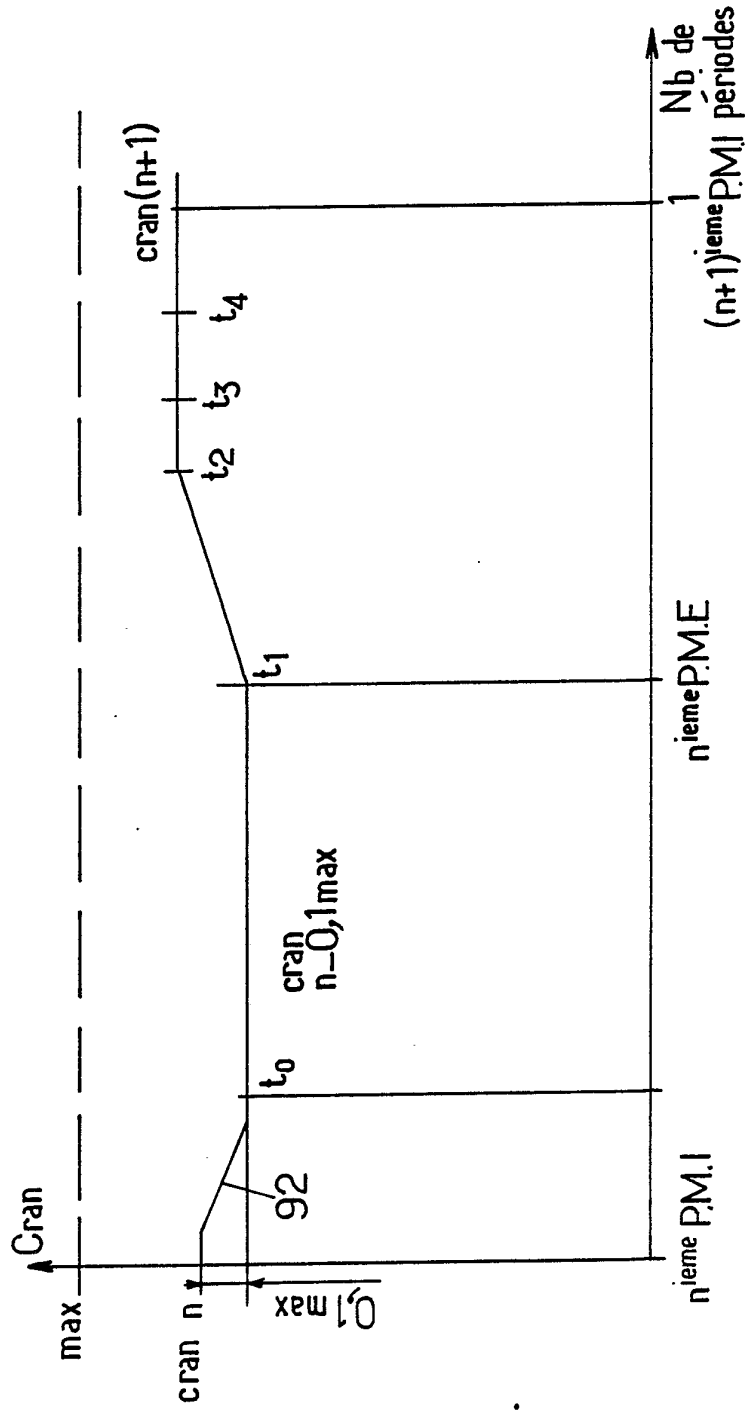

Nb de périodes
1
(n+1)ième P.M.I
cran(n+1)
t4
t3
t2
t1
nième P.M.E
cran n-0,1max
t0
92
nième P.M.I
Cran
max
cran n
0,1 max

FIG.6.

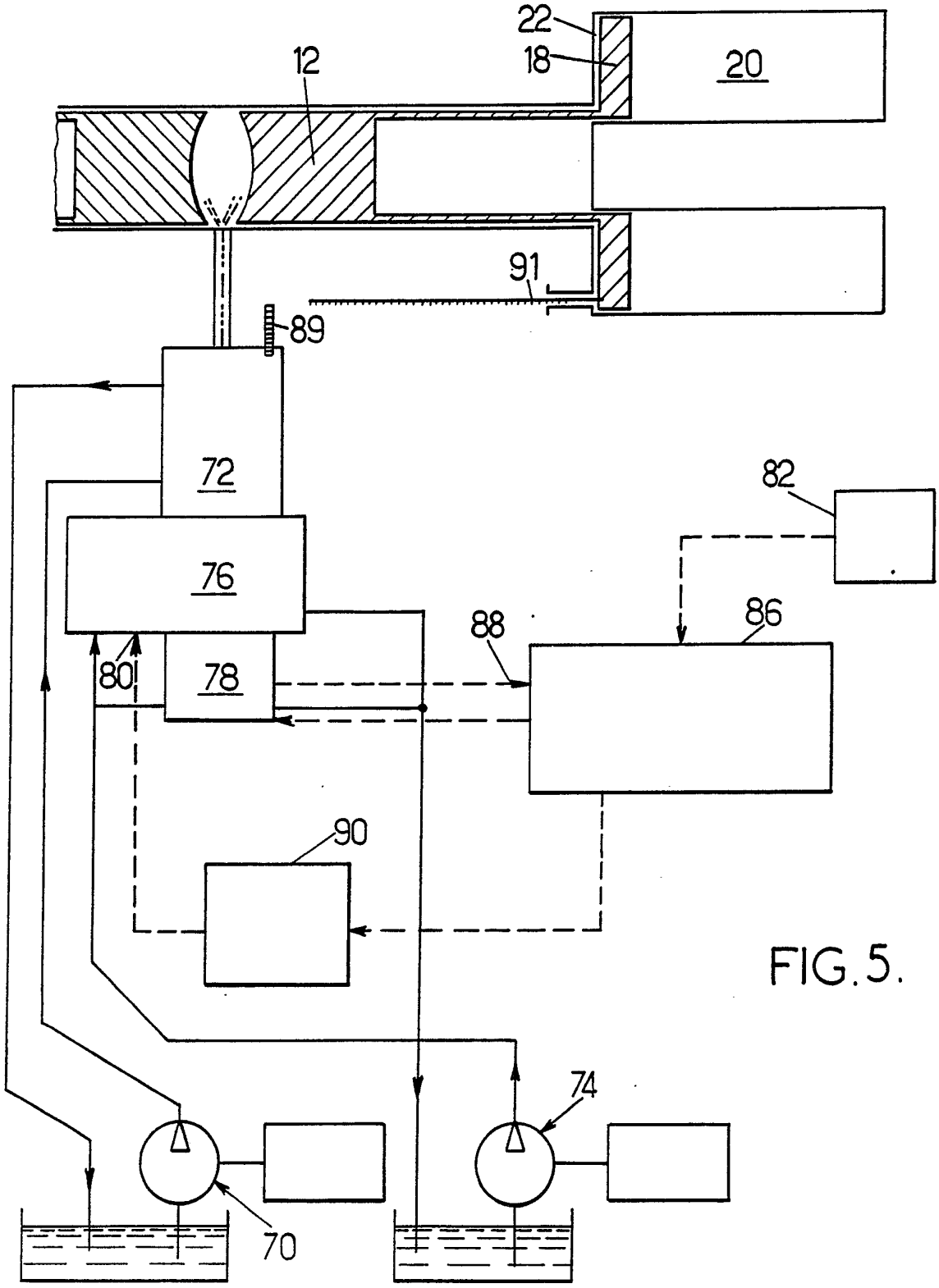
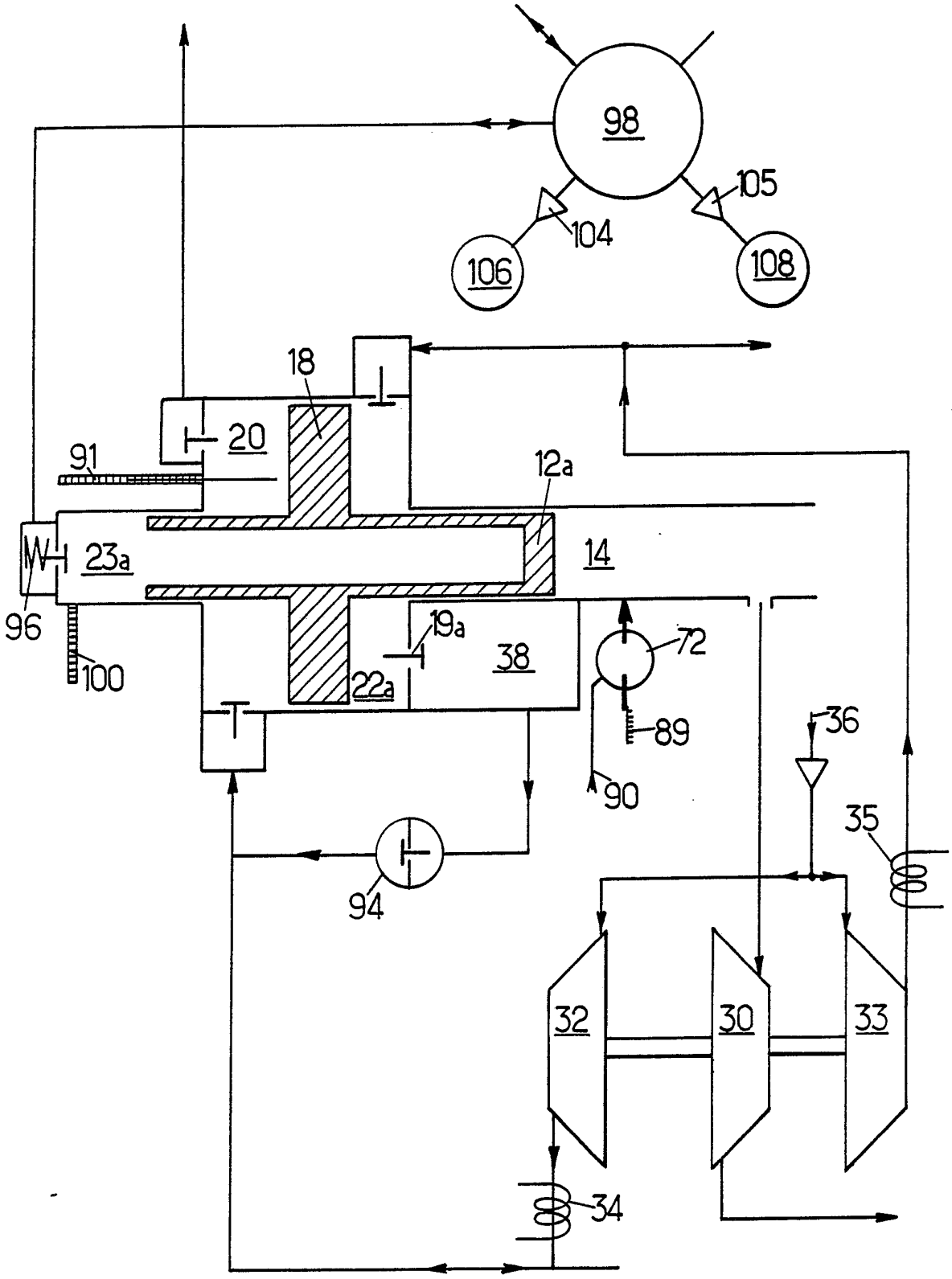


FIG. 5.

FIG.7.


98
105
104
106
108
18
20
91
12a
14
23a
96
100
19a
38
22a
72
89
90
36
35
94
32
30
33
34

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/FR 87/00270

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (if several classification symbols apply, indicate all) [6]

According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC

Int.Cl.[4] F 01 C 3/00; F 02 B 71/04

II. FIELDS SEARCHED

Minimum Documentation Searched [7]

Classification System	Classification Symbols
Int.Cl.[4]	F 02 C F 02 B

Documentation Searched other than Minimum Documentation to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched [8]

III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT [9]

Category *	Citation of Document, [11] with indication, where appropriate, of the relevant passages [12]	Relevant to Claim No. [13]
Y	FR, A, 502165 (BROWN-BOVERI) 06 May 1920 see page 2, lines 31-51; figures	1-4
Y	GB, A, 2057060 (GENERAL ELECTRIC) 25 May 1981, see page 2, lines 47-60, 87-98; page 3, lines 84-93; figures 1-3	1,4
Y	FR, A, 1078341 (NAPIER) 17 November 1954 see page 3; figure 1	1,2
Y	FR, A, 1437574 (HELLWEG) 28 March 1966 see page 2-4; figures 1-4	1,3
A		5,6,8
A	FR, A, 913415 (SULZER) 10 September 1946 see page 1, line 1-page 4, line 66; figures 1-6	3,6,7
A	GB, A, 984939 (SOCIETE D'ETUDES ET DE PARTICIPATIONS EAU GAZ, ELECTRICITE, ENERGIE) 03 March 1965 see page 1, lines 1-54; figures 1,2	10,11

./.

* Special categories of cited documents: [10]

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

IV. CERTIFICATION

Date of the Actual Completion of the International Search	Date of Mailing of this International Search Report
8 October 1987 (08.10.87)	23 October 1987 (23.10.87)
International Searching Authority	**Signature of Authorized Officer**
European Patent Office	

III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT (CONTINUED FROM THE SECOND SHEET)

Category *	Citation of Document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to Claim No
A	GB, A, 853183 (SOCIETE D'ETUDES ET DE PARTICIPATIONS EAU, GAZ, ELECTRICITE, ENERGIE) 2 November 1960 see page 1, lines 1-77	10-12
A	US, A, 2711719 (HUBER) 28 June 1955	
A	FR, A, 2533628 (BENAROYA) 30 March 1984	
A	DE, A, 3435732 (K.K. KOMATSU SEISAKUSHO) 18 April 1985	
A	US, A, 3118434 (KOSOFF) 21 January 1964	

ANNEX TO THE INTERNATIONAL SEARCH REPORT ON

INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/FR 87/00270 (SA 17926)

This Annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The members are as contained in the European Patent Office EDP file on 15/10/87

The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date
FR-A- 502165		None		
GB-A- 2057060	25/03/81	FR-A,B	2464370	06/03/81
		DE-A-	3031923	26/03/81
		JP-A-	56050222	07/05/81
		US-A-	4462205	31/07/84
		US-A-	4569194	11/02/86
FR-A- 1078341		None		
FR-A- 1437574		None		
FR-A- 913415		None		
GB-A- 984939		None		
GB-A- 853183		None		
US-A- 2711719		None		
FR-A- 2533628	30/03/84	US-A-	4481772	13/11/84
		CA-A-	1216159	06/01/87
		EP-A,B	0007874	06/02/80
		FR-A,B	2432089	22/02/80
		AT-T-	301	15/10/81
DE-A- 3435732	18/04/85	None		
US-A- 3118434		None		

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale N° PCT/FR 87/00270

I. **CLASSEMENT DE L'INVENTION** (si plusieurs symboles de classification sont applicables, les indiquer tous) [7]

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

CIB[4]: F 01 C 3/00; F 02 B 71/04

II. **DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTÉ**

Documentation minimale consultée [8]

Système de classification	Symboles de classification
CIB[4]	F 02 C F 02 B

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où de tels documents font partie des domaines sur lesquels la recherche a porté [9]

III. **DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS** [10]

Catégorie *	Identification des documents cités, [11] avec indication, si nécessaire, des passages pertinents [12]	N° des revendications visées [13]
Y	FR, A, 502165 (BROWN-BOVERI) 6 mai 1920 voir page 2, lignes 31-51; figures --	1-4
Y	GB, A, 2057060 (GENERAL ELECTRIC) 25 mai 1981 voir page 2, lignes 47-60, 87-98; page 3, lignes 84-93; figures 1-3 --	1,4
Y	FR, A, 1078341 (NAPIER) 17 novembre 1954 voir page 3; figure 1 --	1,2
Y	FR, A, 1437574 (HELLWEG) 28 mars 1966 voir pages 2-4; figures 1-4	1,3
A		5,6,8
	--	
A	FR, A, 913415 (SULZER) 10 septembre 1946 voir page 1, ligne 1 - page 4, ligne 66; figures 1-6 --	3,6,7
A	GB, A, 984939 (SOCIETE D'ETUDES ET DE PARTICIPATIONS EAU GAZ, ELECTRICITE, ./.	

* Catégories spéciales de documents cités: [11]

« A » document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

« E » document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

« L » document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

« O » document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

« P » document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

« T » document ultérieur publié postérieurement à la date de dépôt international ou à la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

« X » document particulièrement pertinent: l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive

« Y » document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier.

« & » document qui fait partie de la même famille de brevets

IV. **CERTIFICATION**

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée	Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale
8 octobre 1987	23 OCT 1987
Administration chargée de la recherche internationale	**Signature du fonctionnaire autorisé**
OFFICE EUROPEEN DES BREVETS	M. VAN MOL

III. DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS [14] (SUITE DES RENSEIGNEMENTS INDIQUÉS SUR LA DEUXIÈME FEUILLE)

Catégorie *	Identification des documents cités, [16] avec indication, si nécessaire des passages pertinents [17]	N° des revendications visées [18]
	ENERGIE) 3 mars 1965 voir page 1, lignes 1-54; figures 1,2	10,11
	--	
A	GB, A, 853183 (SOCIETE D'ETUDES ET DE PARTICIPATIONS EAU, GAZ, ELECTRICITE, ENERGIE) 2 novembre 1960 voir page 1, lignes 1-77	10-12
	--	
A	US, A, 2711719 (HUBER) 28 juin 1955	
	--	
A	FR, A, 2533628 (BENAROYA) 30 mars 1984	
	--	
A	DE, A, 3435732 (K.K. KOMATSU SEISAKUSHO) 18 avril 1985	
	--	
A	US, A, 3118434 (KOSOFF) 21 janvier 1964	

ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE RELATIF

A LA DEMANDE INTERNATIONALE NO. PCT/FR 87/00270 (SA 17926)

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche international visé ci-dessus. Lesdits membres sont ceux contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du 15/10/87

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevets		Date de publication
FR-A- 502165		Aucun		
GB-A- 2057060	25/03/81	FR-A,B	2464370	06/03/81
		DE-A-	3031923	26/03/81
		JP-A-	56050222	07/05/81
		US-A-	4462205	31/07/84
		US-A-	4569194	11/02/86
FR-A- 1078341		Aucun		
FR-A- 1437574		Aucun		
FR-A- 913415		Aucun		
GB-A- 984939		Aucun		
GB-A- 853183		Aucun		
US-A- 2711719		Aucun		
FR-A- 2533628	30/03/84	US-A-	4481772	13/11/84
		CA-A-	1216159	06/01/87
		EP-A,B	0007874	06/02/80
		FR-A,B	2432089	22/02/80
		AT-T-	301	15/10/81
DE-A- 3435732	18/04/85	Aucun		
US-A- 3118434		Aucun		