

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA

Concedido el Registro de acuerdo
Registro de la Propiedad Industrial con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.



ESPAÑA

19 ES	11	21	22	23 A1
476461				
FECHA DE PRESENTACION				
29 DICIEMBRE 1978				

5 MAR. 1979

PATENTE DE INVENCION

30 PRIORIDADES: 31 NUMERO 78 00077		32 FECHA 3 Enero 1978		33 PAIS HOLANDA	
47 FECHA DE PUBLICIDAD		51 CLASIFICACION INTERNACIONAL F02C		52 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA	
54 TITULO DE LA INVENCION " UNA PLANTA DE TURBINA DE GAS "					
71 SOLICITANTE (S) THOMASSEN HOLLAND B.V.					
DOMICILIO DEL SOLICITANTE 5 Pinkelseweg, DE STEEG, (Holanda).					
72 INVENTOR (ES) Rudolf HENDRIKS.					
73 TITULAR (ES)					
74 REPRESENTANTE MODESTO POLO SANZ - Agente Oficial de la Propiedad Industrial.					

La invención se refiere a una planta de turbina de gas, más concretamente para un margen de potencias de 6.000 a 10.000 kw, formada por una carcasa de partes múltiples en la que se combinan una turbina y un compresor radial sobre ejes alineados entre sí. Las turbinas de gas conocidas bajo esta forma física son de capacidad inferior al límite antes dado.

El objeto de la invención es disponer de una turbina de gas que, especialmente dentro del referido margen de 6.000 a 10.000 kw, constituya una útil y eficaz adición a las plantas existentes de turbinas de gas. En conexión con ello se ha tenido en cuenta que un concepto nuevo de esta clase solo tiene posibilidad de éxito si alcanza un rendimiento mínimo del 40% sin que, por tal razón, aumente su precio.

Este propósito se consigue en la invención por la aplicación de una turbina axial de un solo paso al que sigue otro paso de turbina axial, como mínimo, en combinación con un compresor radial de dos pasos de los que la de B.P. es de dos caras, además de haber un enfriador intermedio en la compresión, y un regenerador o cambiador de calor a la salida de la turbina de gas.

La aplicación de un enfriador intermedio en la compresión da por resultado la consecución de un ahorro de la potencia necesaria para la compresión del aire. De esta forma, basta una turbina axial de un solo paso con una salida favorable para mover el compresor. Sin el enfriamiento intermedio en la compresión haría falta una turbina de pasos múltiples. En una turbina de un solo paso se precisa menos aire de enfriamiento que en otra de pasos

múltiples, y, como resultado de ello, la salida de la planta de turbina de gas experimenta una influencia positiva.

El enfriamiento intermedio reduce en unos 150°C la temperatura de entrada del aire del segundo paso del compresor. En conexión con ello, se transmite una mayor cantidad de calor desde los gases de escape al aire suministrado por el compresor. Por intermedio del regenerador se consigue una compensación de la cantidad adicional de combustible necesario para calentar el aire del compresor hasta la temperatura de entrada de la turbina. En este caso, se hace mención a un "ciclo regenerativo de enfriamiento intermedio".

La invención se refiere más particularmente a una planta en la que, corriente abajo de la turbina axial de un paso, se aplican dos pasos de turbina axial. Debido a esta configuración, se dispone de suficiente espacio para producir la correcta forma de transición entre la primera y segunda turbina axial, al mismo tiempo que el difusor que hay detrás de la última turbina tiene suficiente espacio para reducir a un mínimo las pérdidas de caudal en esos lugares.

El concepto que se acaba de describir puede realizarse con un solo eje, pero en una configuración preferida hay dos ejes, estando montado sobre uno de ellos el compresor y la turbina axial de un paso, y en el otro los últimos pasos de turbina axial.

La salida de la planta se puede aumentar más todavía combinando el ciclo regenerativo con el llamado "ciclo de base", por ejemplo, un ciclo de RANKINE. Este sistema es particularmente útil para generar energía mecánica a

- partir de calor a baja temperatura o del calor perdido de la planta de turbina de gas en los gases de escape y en el enfriador intermedio en la compresión. En un ciclo de RANKINE, la compresión del medio aplicado tiene lugar en la fase líquida y la expansión en la fase gaseosa, en un circuito cerrado.

5
Todo lo anterior, junto con otras características de la invención, se explican más detalladamente con referencia a los dibujos, que ilustran una serie de configuraciones de la planta con algunas variantes.

10
La figura 1, es la de alzado longitudinal de la planta.

La figura 2, es una vista en perspectiva de la primera variante, en la que el calor del enfriador intermedio se transporta por medio de agua.

15
La figura 3, es otra vista en perspectiva de una variante en la que el calor del enfriador intermedio se transporta por medio de aire.

20
Las figuras 4-6, son tres esquemas de posibles configuraciones de la planta según la invención.

Las figuras 7 y 8, son, cada una, un diagrama en el que se ilustra el efecto de la aplicación del enfriamiento intermedio en un compresor de dos pasos.

25
La planta está formada por una carcasa (1) de la turbina y otra carcasa (2) del compresor, cada una de las cuales está integrada por una serie de piezas más pequeñas. Entre las carcasas (1 y 2) se dispone una pieza intermedia (3) en forma de tubo. Cada una de las carcasas (1 y 2) tiene apoyo independiente. Dentro de la carcasa (1) hay una turbina axial de un solo paso (4), mientras que dentro de la

30

carcasa (2) hay un compresor radial de dos pasos (5). A la turbina (4) siguen dos pasos de turbina axial (6 y 7). El rotor de esta turbina de dos pasos está montado sobre el eje (8). El rotor (9) de la turbina de un paso (4) está en un eje múltiple (10) en el que también se monta el compresor (5). La parte izquierda del eje (10) se apoya en los cojinetes (11) y la derecha en los cojinetes (12).

La turbina (4) tiene una cámara anular de combustión (13) con una serie de toberas (14) (que pueden ser, por ejemplo, dieciseis). El aire de combustión que sale del compresor (3) entra en la carcasa (1) a través de algunas entradas radiales (15) (que pueden ser, por ejemplo, cuatro), que terminan en la cámara (13). La carcasa (1) tiene algunas aberturas (16). Entre el rotor (9) de la turbina (4) y el siguiente paso (6) de turbina hay una pieza de transición (17), mientras que detrás del paso (7) de turbina se encuentra un difusor de salida (18). El rotor de las turbinas (6, 7) recibe apoyo cerca de los extremos del eje (8) por medio de los cojinetes (19, 20). El cojinete (20) en el lado derecho de la figura 1 es un cojinete combinado axial radial. Asimismo, los cojinetes (11 y 12) de cada parte del eje (10) son combinados axiales radiales.

El compresor (5) está formado por un paso (21) de baja presión y de dos caras, cuyo rotor se monta sobre la parte izquierda del eje (10). En esa misma parte del eje se halla el rotor del paso (22) de alta presión. El eje múltiple (10) se apoya en los cojinetes (11 y 12) en varios lugares, pudiendo absorberse las fuerzas axiales en algunos de estos cojinetes. El eje (10) está alineado con el -8- de las turbinas (6 y 7).

Como se ve en la figura 2, la planta tiene un enfriador intermedio (23) en la compresión, situado en la base (24) de la máquina. Esta variante es para aplicación a un lugar en el que haya agua de refrigeración.

5 El dibujo muestra también, muy esquemáticamente, un regenerador (25) situado entre la salida (26) de las turbinas (4, 6, 7) y el conducto (27) entre el paso (22) del compresor y el conducto (15). También se observan en la figura 2 el motor de arranque (28) y algunos refrigeradores del aceite de lubricación.

10 La figura 3 corresponde a una variante con un enfriador de aire/aire (30). No se ilustra en ella el regenerador, en beneficio de la claridad. Esta configuración es apropiada para aquellos casos en los que no hay agua de refrigeración como, por ejemplo, en zonas desérticas.

15 La planta que se acaba de describir hace posible conseguir una elevada salida. En primer lugar, contribuye a ello la aplicación del enfriador intermedio en la compresión (23, 30), en combinación con el regenerador (25) (véanse las figuras 4-6). En segundo lugar, se logra una elevada salida de la planta por la aplicación de una turbina axial de un solo paso (4) con una salida favorable en virtud del enfriador intermedio en la compresión. Sin el enfriamiento intermedio, haría falta una turbina de pasos múltiples. Una

20 turbina de un solo paso exige una cantidad de aire de enfriamiento menor que otra de pasos múltiples, como resultado de lo cual queda favorablemente influenciada la salida de la planta de turbina de gas. En la planta según la invención, esta combinación es también especialmente favorable

25

30 por cuanto que la relación entre la cantidad de aire aspirado

y la capacidad de la planta es menor que la de la mayoría de las plantas de turbina de gas ya conocidas.

Para elevar la salida de la planta de la turbina de gas, se puede cambiar el ciclo regenerativo de enfriamiento intermedio con el llamado ciclo de base, por ejemplo, un ciclo de RANKINE. Este abarca un sistema cerrado de cambiador de calor (32), turbina de expansión (33), condensador (35) y bomba de circulación (39) que trabaja con un medio de bajo calor de evaporación, como, por ejemplo, Freon; véase la figura 6. En la configuración ilustrada en la figura 6, se aplica un ciclo adicional con agua como medio a fin de recoger el calor disponible de los gases de escape a través de un cambiador de calor (38) y del enfriador intermedio en la compresión (23) y de suministrarlo al medio del ciclo de RANKINE mediante el cambiador de calor (32). La circulación del agua tiene lugar con una bomba de circulación (39).

Otra ventaja de la aplicación de este ciclo es el hecho de que el medio del ciclo de RANKINE no puede hacer contacto directo, a fines de seguridad, con las partes calientes de la turbina de gas. En algunas circunstancias, puede ser favorable la aplicación de un ciclo de vapor de agua a la salida, constituido por un sistema cerrado de caldera de vapor (35), turbina de vapor (36) y condensador (37) (véase la figura 5). En este caso no se usa el regenerador.

Finalmente, las figuras 7 y 8 representan gráficamente las ventajas que se alcanzan con la aplicación del enfriador intermedio (23 ó 30) entre los dos pasos (21 y 22) del compresor (5). En la zona rayada, figura 7, se apre-

- [cía la cantidad de calor aún presente en los gases de escape] de que se dispone para elevar la temperatura del aire comprimido antes de la combustión. En la figura 8 se observa que como resultado de la aplicación del enfriamiento intermedio se dispone de una mayor cantidad de calor. En la planta según la figura 6, se puede seguir utilizando la cantidad de calor evacuado al enfriador intermedio (23, 29) para el ciclo de agua entre los cambiadores de calor (32 y 38).

Resumiendo: se puede observar que la planta según esta invención presenta varias ventajas importantes. Se puede elevar la salida como resultado de la posibilidad de aplicación de una alta temperatura del gas en el lado de entrada de la turbina (4) (véase la figura 8). Debido a la aplicación del enfriamiento intermedio en el compresor (5), se puede cubrir esta necesidad de potencia del compresor con la turbina axial de un solo paso (4), de modo que se dispone íntegramente de las turbinas axiales (6 y 7) para la potencia a suministrar por el eje (8). Otro elemento favorable es que los conjuntos (19, 20) del eje (8) de la turbina están situados en la parte relativamente fría de la planta.

Finalmente, a continuación se da un ejemplo numérico de los más importantes parámetros de la planta según la invención:

- 25 - cantidad de aire 25 N/seg.
- temperatura de entrada del paso del compresor, (21) 15°C
- temperatura de salida del paso del compresor, (21) 160°C
- 30 - temperatura de entrada del paso del compresor

- sor, (22) 30°C
- temperatura de salida del paso del compresor, (22) 180°C
- relación de compresión del paso (21) 3 : 1
- 5 - relación de compresión del paso (22) 3 : 1
- rendimiento del regenerador (25) 85%
- temperatura de entrada de la turbina (4). 1115°C
- potencia del compresor (5) 6300 kw
- potencia de las turbinas (6, 7) 7350 kw
- 10 - número de revoluciones de las turbinas (6, 7) + 9200 RPM
- rendimiento total de la planta de la figura 4 44,5%
- rendimiento total de la planta de la figura 5 44,5%
- 15 - rendimiento total de la planta de la figura 6 51%

Las aplicaciones más importantes de la planta según la invención se considera que son las siguientes:

- 20 1. Accionamiento de compresores de gas;
- 2. Accionamiento de bombas y compresores en la producción de petróleo y gas;
- 3. Generación de electricidad;
- 4. Propulsión de barcos.

25 La forma, dimensiones y materiales podrán ser variables y, en general, cuanto sea accesorio o secundario, siempre que no altere, cambie o modifique la esencialidad del objeto que se describe.

30 Los términos en que queda redactada esta Memoria son ciertos y fiel reflejo del objeto descrito, debiéndose

tomar con carácter amplio y nunca en forma limitativa.

La solicitante se reserva el derecho de obtención de los oportunos Certificados de Adición complementarios por las mejoras o perfeccionamientos que en lo sucesivo pudiera aconsejar la práctica.

5

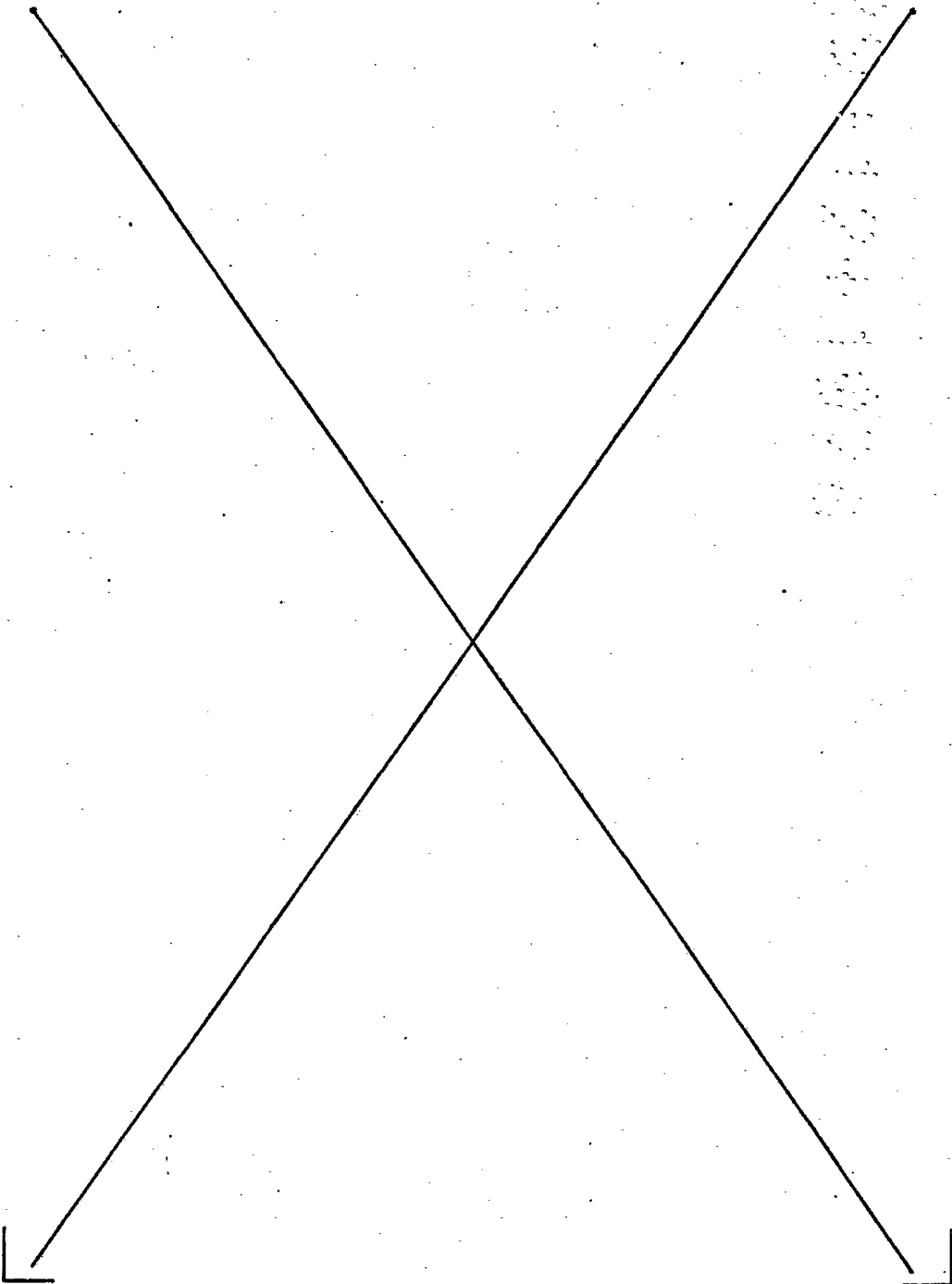
10

15

20

25

30



REIVINDICACIONES

1).- Una planta de turbina de gas, útil particularmente para una potencia entre 6.000 a 10.000 kw, formada por una carcasa múltiple dentro de la cual hay una turbina y un compresor radial montados juntos sobre ejes alineados entre sí, c a r a c t e r i z a d a por disponer de una turbina axial de un solo paso (4) seguida por, al menos, un paso de turbina axial (6) en combinación con un compresor radial de dos pasos (5), cuyo paso de B.P. es de dos caras, teniendo un enfriador intermedio en la compresión (23, 30) y un cambiador de calor (25) a la salida de la turbina de gas.

2).- Una planta de turbina de gas, según la reivindicación 1), caracterizada por el hecho de que corriente abajo de la turbina axial de paso único (4) se aplican dos pasos de turbina axial (6, 7).

3).- Una planta de turbina de gas, según la reivindicación 2), caracterizada por la presencia de dos ejes (8, 10), el compresor (5) con la turbina axial de paso único (4) dispuesto sobre un eje (10) y los últimos pasos de turbina axial (6, 7) dispuestos sobre el otro eje (8).

4).- Una planta de turbina de gas, según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracterizada por el hecho de estar dotada de una caldera de vapor de agua (35) dispuesta a la salida de la turbina axial (6, 7) para la producción de vapor (figura 5).

5).- Una planta de turbina de gas, según la reivindicación 4), caracterizada por la aplicación de un ciclo de vapor de agua a la salida, comprendiendo un sistema

cerrado de caldera de vapor (35), turbina de vapor (36), condensador (37) y bomba de circulación (39) (figura 5).

6).- Una planta de turbina de gas, según cualquiera de las reivindicaciones 1)-3), caracterizada por disponer de un cambiador de calor (38) a la salida de la turbina axial (6, 7) en combinación con un ciclo de "Rankine" a base de un sistema cerrado de cambiadores de calor (32), turbina de expansión (33), condensador (34) y bomba de circulación (39) con aplicación de un medio de baja temperatura de evaporación, como Freon (figura 6).

7).- Una planta de turbina de gas, según la reivindicación 6), caracterizada por la aplicación de un ciclo intermedio con, por ejemplo, agua como medio en un circuito cerrado formado por los cambiadores de calor (23, 32 y 38) y la bomba de circulación (39).

8).- "UNA PLANTA DE TURBINA DE GAS".

Todo ello según queda expuesto en la presente Memoria que consta de once hojas foliadas y mecanografiadas por una sola cara y dibujos que con la misma se acompañan.

MADRID, 29 de Diciembre de 1978.

P. A.

Modesto P. A.
P. A.

25

30

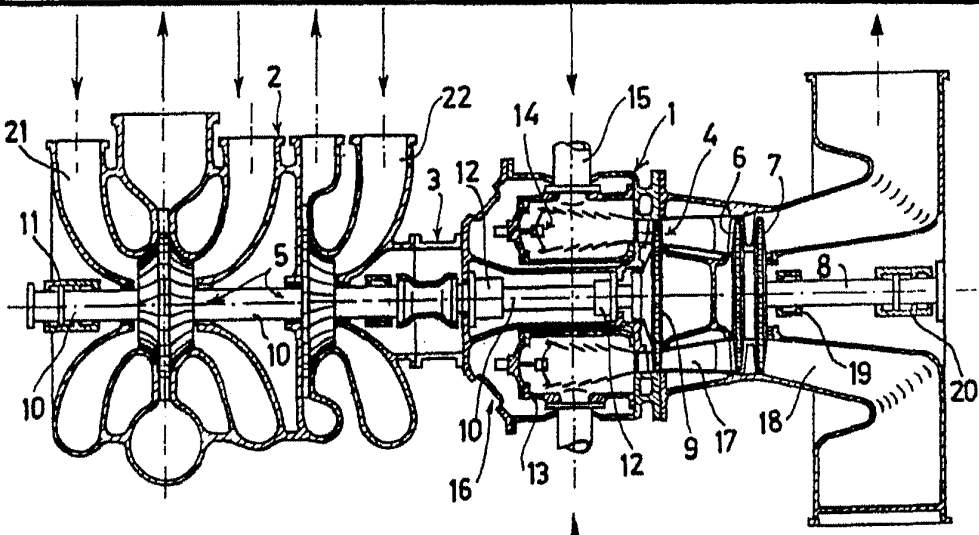
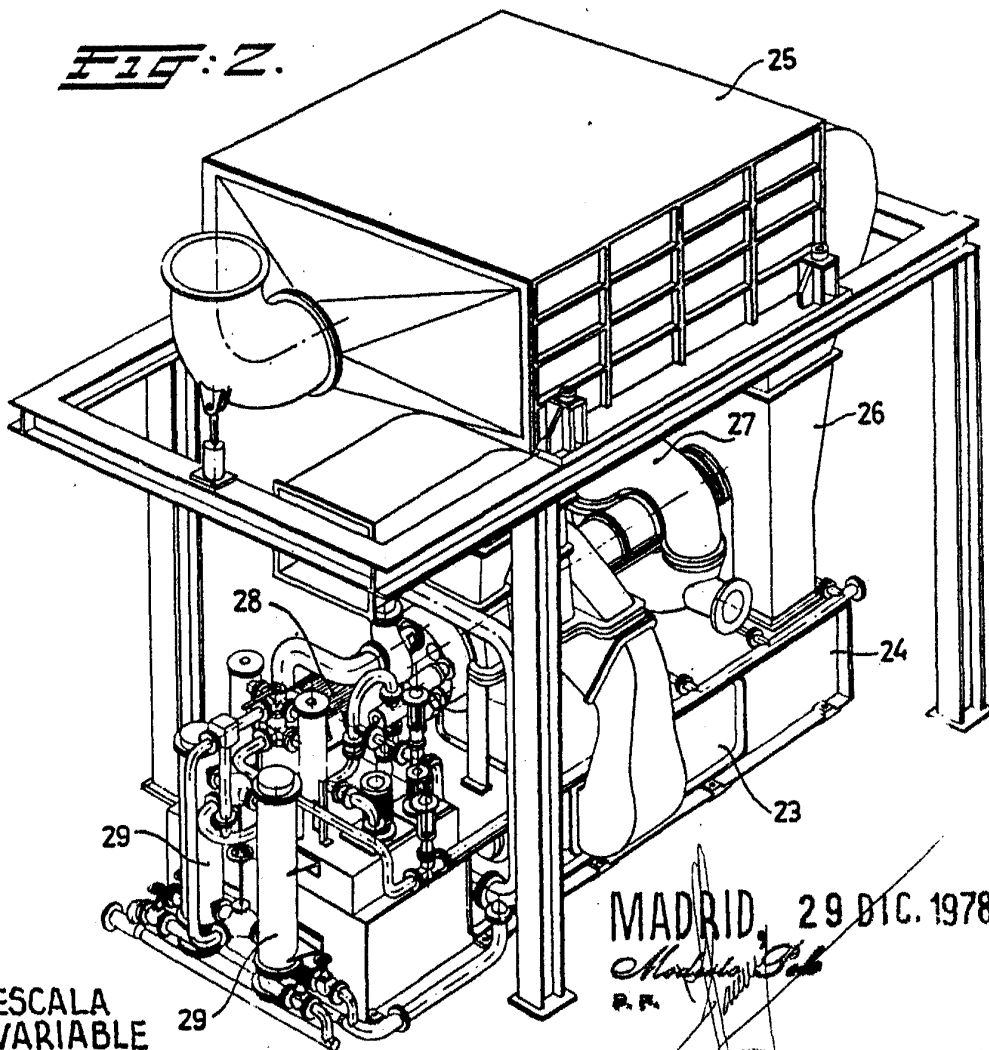


FIG: 1.

FIG: 2.



ESCALA
VARIABLE

MADRID, 29 DIC. 1978

Thomas
P.R.

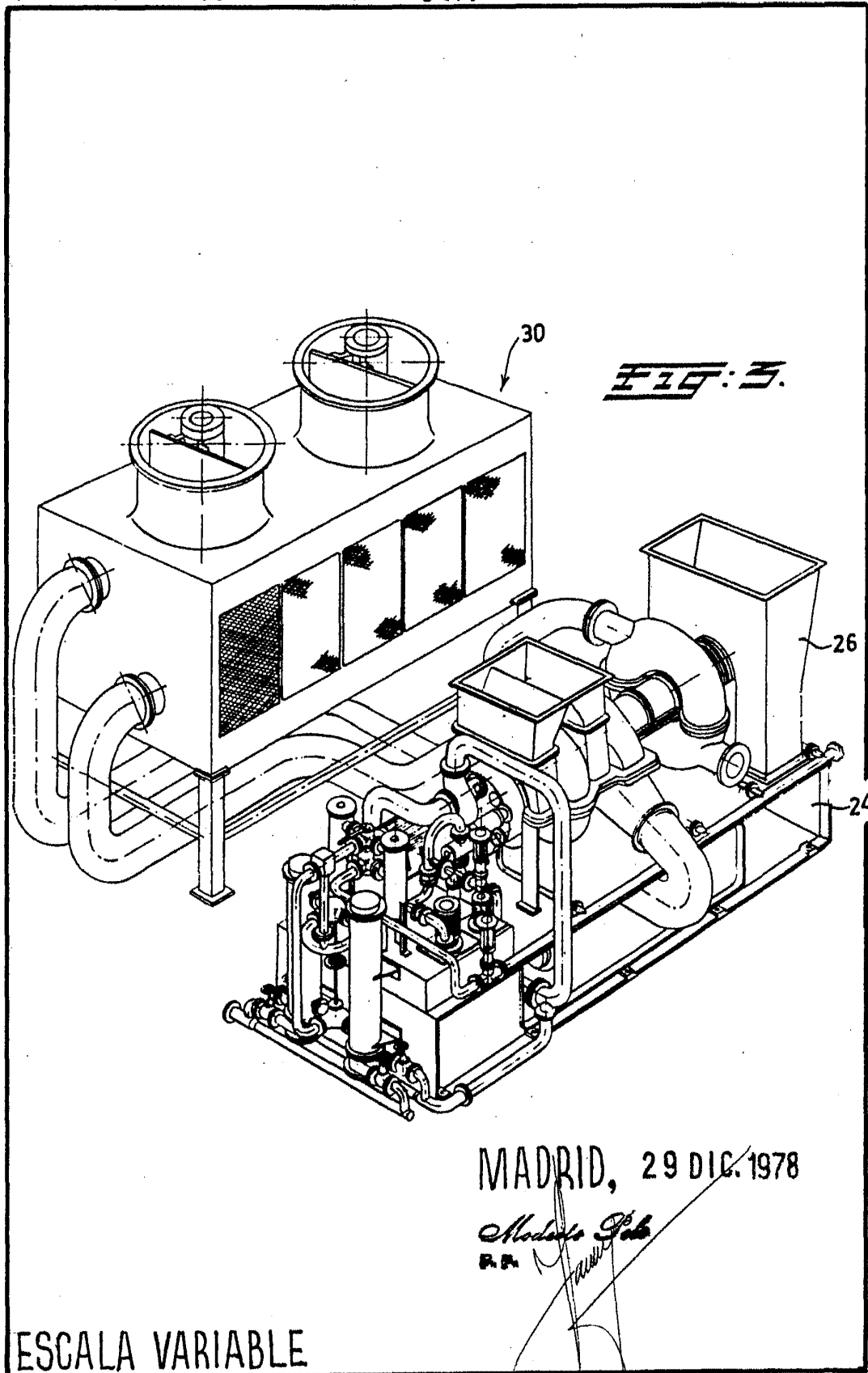
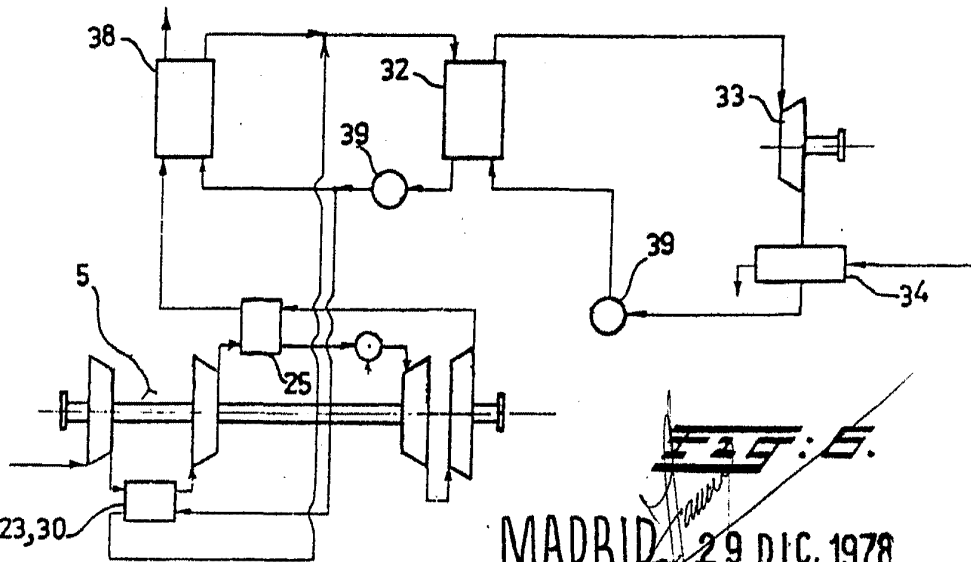
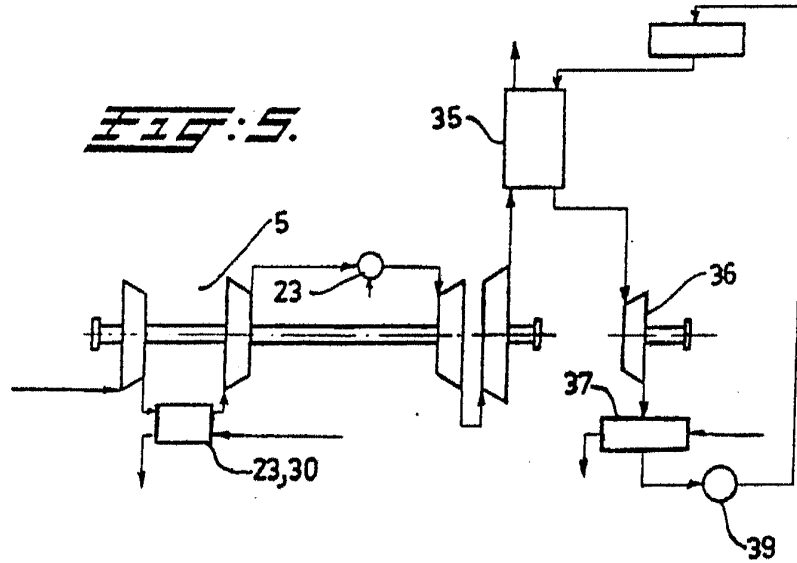
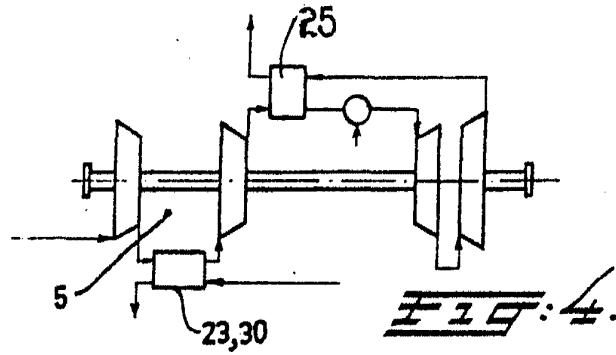


FIG. 3.

MADRID, 29 DIC. 1978

Modesto Sob
P.A.

ESCALA VARIABLE



ESCALA VARIABLE

MADRID 29 DIC. 1978

P.T.

FIG: 7.

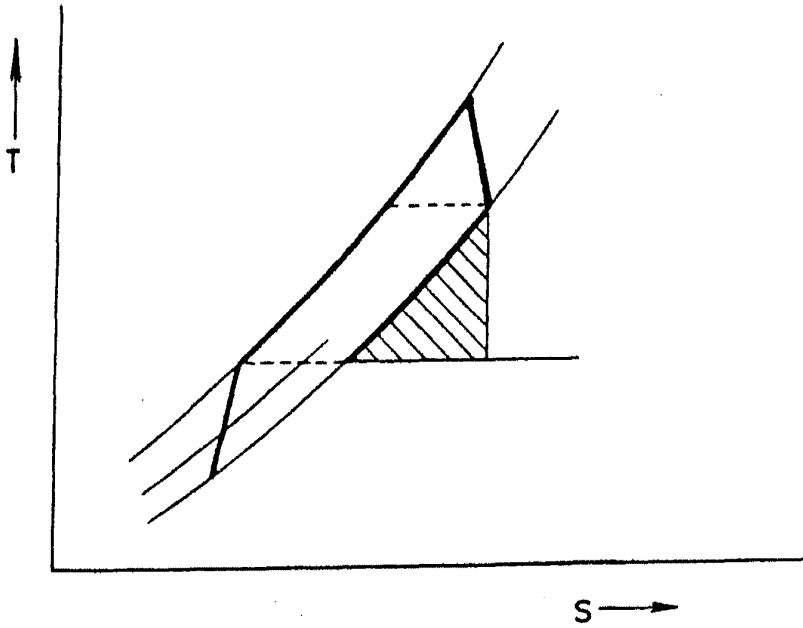
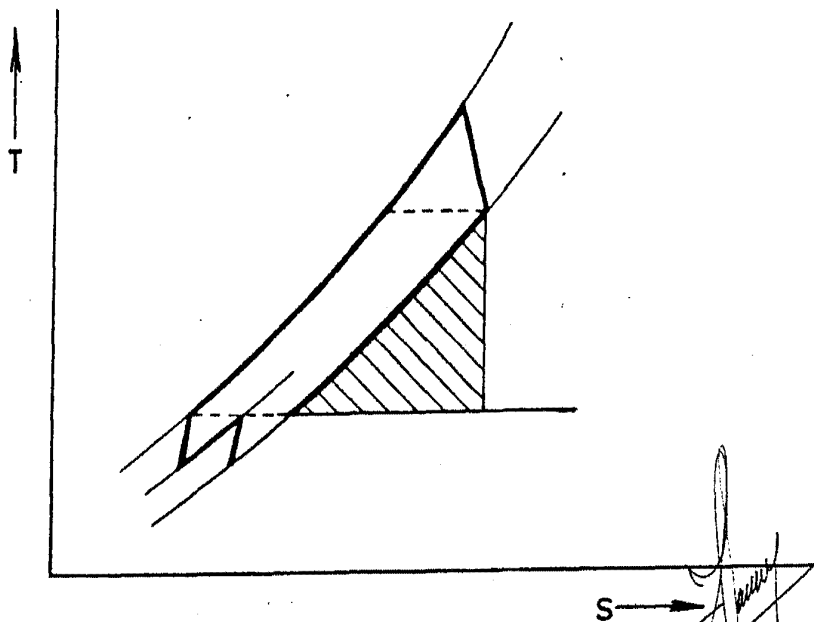


FIG: 8.



ESCALA VARIABLE

MADRID, 29 DIC. 1978
Modesto G. G. G.

[Handwritten signature]