



30

342506

157 Ct F22 B 7/60

342506

MEMORIA DESCRIPTIVA

correspondiente a la solicitud de una

PATENTE DE INVENCION.

Solicitante: COMBUSTION ENGINEERING, INC.

Residencia: Prospect Hill Road, WINDSOR,  
Connecticut - Estados Unidos.

Enunciado: "UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR".

Prioridad: De la solicitud de patente estadouni-  
dense No. 578,034 del 8 de septiem-  
bre de 1.966.

ES.

POOR  
QUALITY

30 JUN 1961



342506

Este invento se refiere a sistemas generadores de vapor con recalentamiento del vapor y, en particular, a aparatos para controlar la temperatura del recalentamiento del vapor.

La importancia del control de la temperatura del vapor es bien conocida tanto en cuanto a que el mismo mejora la eficiencia del ciclo vaporico en una planta de energía como para la protección de la turbina de vapor u otro aparato que consuma vapor. En el pasado se han utilizado muchos sistemas para regular o controlar la temperatura del vapor recalentado en un generador de vapor con sobrecalentamiento. Tales sistemas principalmente implican un método de variación de las situaciones de la absorción del calor por toda la unidad o mediante el intercambio térmico entre el vapor original y el sobrecalentado. El intercambio térmico entre el vapor sobrecalentado y el vapor original del sobrecalentador en fases sucesivas se ha utilizado para control de la temperatura del sobrecalentamiento. La exactitud del nivel térmico entre el sobrecalentamiento y el recalentamiento ha hecho que dicho control sea sensible a las diferencias en el volumen de temperaturas y requiere una extensa superficie de intercambio térmico. El vapor primario a la temperatura final del vapor se ha utilizado como el exclusivo medio en algunos ciclos para el recalentamiento del vapor.

En el presente invento, el vapor de salida del supercalentador a la final y definitiva temperatura del vapor es utilizado para transferir calor al vapor de recalentamiento de baja temperatura. La parte utilizada para el intercambiador térmico no es la parte que se entrega a la turbina de supercalentamiento sino que es una parte extraída separadamente. Esta parte extraída es devuelta despues al generador de vapor o sistema de alimentación de agua en una posición aguas arriba del generador de vapor. La cantidad de vapor extraída desde el sistema de flujo continuo para tal propósito

30



342506

es regulada para controlar la temperatura de recalentamiento del vapor. Las superficies de recalentamiento estan situadas ademas para aumentar al máximo la eficacia de éste control de la temperatura de recalentamiento.

5 Un objeto del invento es proporcionar un aparato perfeccionado para control de la temperatura del vapor de recalentamiento en un sistema generador de vapor.

De acuerdo con el invento se facilita un sistema generador de vapor que incluye un horno que produce un flujo de gases de combustión, un circuito de flujo primario que pasa agua en una relación de intercambio térmico con el combustible en ignición y que genera el vapor primario, un supercalentador de flujo primario para pasar dicho vapor primario en una relación de intercambio térmico con el flujo de los gases de combustión y supercalentar el vapor primario a una temperatura final del vapor, medios para entregar una primera porción del mencionado vapor primario a dicha temperatura final a un aparato consumidor de vapor, primeros medios de recalentamiento para transportar un flujo de vapor de recalentamiento en una relación de intercambio térmico con el flujo de los gases de combustión, y un intercambiador térmico, comprendiendo dicho sistema un conducto para transportar una segunda porción del referido flujo de vapor primario a la indicada temperatura final a través de dicho intercambiador térmico en una relación de intercambio térmico con el flujo del vapor de recalentamiento en una posición aguas arriba de los mencionados primeros medios de recalentamiento con respecto al flujo del vapor de recalentamiento, medios reguladores para variar la cantidad de flujo de dicha segunda porción, y medios para determinar la temperatura del flujo del vapor de recalentamiento que sale de los mencionados primeros medios de recalentamiento, siendo sensibles tales medios reguladores a los indicados medios determinadores de la

10  
15  
20  
25  
30

342506

30



temperatura y controlando la temperatura del vapor recalentado hasta un valor deseado.

A fin de que pueda comprenderse el invento, el mismo se describirá ahora con referencia a los adjuntos dibujos, en los que:

La Figura 1 es un diagrama esquemático de un generador de vapor que utiliza el control de la temperatura de recalentamiento del intercambiador térmico, devolviéndose el medio calentador gastado al circuito de recirculación del generador de vapor.

La Figura 2 es un sistema generador de vapor en el que el medio calentador gastado se devuelve desde el intercambiador térmico de control del recalentamiento enviándolo en cascada a través de los calentadores de alimentación de agua, e introduciéndolo en el desaireador.

La Figura 3 es un diagrama esquemático de un generador de vapor con el intercambiador térmico colocado entre las fases de las secciones de recalentamiento del vapor.

En la realización ilustradora de la Figura 1, el agua de alimentación es introducida a través de una tubería de alimentación de agua (2) al economizador (4). El agua que es calentada en éste economizador es pasada a través de la tubería (6) a la vasija de mezcla (8) desde la que es circuíada a través de la bomba de recirculación (10) a los colectores (12) de entrada de la pantalla de agua.

Este agua es pasada despues ascendentemente a través de una pluralidad de tubos paralelos (14) que forran las paredes del horno (16) al colector (18) de salida de la pantalla de agua. El combustible es encendido a través de los quemadores (20) ocurriendo la combustión en el horno (16) y pasando hacia afuera los productos formados por la combustión a través del conducto de humos (22).



342506

Así, el agua al pasar a través de los tubos (14) de las paredes del  
horno es calentada hasta generar vapor y el vapor es entonces trans-  
portado a través de la tubería (24) al supercalentador de baja tem-  
peratura (26). El vapor a una temperatura intermedia es despucs pasa-  
5 do a través de una tubería (28) al supercalentador de alta temperatu-  
ra (30). En éste punto, el vapor sale a su temperatura final y defi-  
nitiva de 1000°F (538°C) y es transportado a través de la tubería de  
salida (32) de vapor a una turbina de supercalentamiento de alta pre-  
sión (que no se muestra). El vapor que escapa de la turbina es de-  
10 vuelto a la caldera para recalentamiento a través de la línea fría  
(34) de recalentamiento y pasa sucesivamente a través de la sección  
recalentadora de baja tempepratura (36) y de la sección recalentadora  
de alta temperatura (38). El vapor recalentado a su temperatura fi-  
nal de vapor es transportado a través de la línea caliente (40) de  
15 recalentamiento a una turbina de recalontamiento de baja presión  
(que no se muestra). Una parte del flujo que penetra en el colector  
de salida (18) de la pantalla de agua es inducida a través de la lí-  
nea de recirculación (42) mediante la acción de la bomba de recircu-  
lación (10).

20 Una primera parte del flujo de vapor que sale del  
supercalentador de alta temperatura (30) a plena temperatura es atraí-  
da a través de una tubería (44) y pasada a través del lado de alta  
presión (46) del intercambiador térmico (48). Idealmente, éste inter-  
cambiador térmico puede estar constituido formando el lado de alta  
25 presión (46) como una espiral en tanto que el lado calentado del in-  
tercambiador térmico a través del cual fluye el recalentamiento es  
generalmente abierto y, por ello, tiene una baja caída de presión.  
La coraza del intercambiador térmico es simplemente una parte de la  
tubería fría de recalentamiento con lo que se evita la necesidad de  
otra vasija a presión. En el interior de ésta tubería el tubo del  
30



342506

intercambiador térmico tiene aletas sobre el exterior, tal como aletas soldadas en espiral.

La segunda parte sale del intercambiador térmico a través de la línea de retorno (50) pasando a través de la bomba de retorno (52) y es bombeada volviendo a la vasija de mezcla (8). Una válvula reguladora (54) está situada en la tubería (44) para regular la cantidad de la segunda parte que pasa a través del intercambiador térmico como medio calentador. Esta válvula es operada por un controler (56) que es sensible a la temperatura del vapor que sale del recalentador. La temperatura del vapor final de recalentamiento es detectada por el transmisor térmico (58) que transmite una señal de control indicadora de la temperatura a través de la línea de control (60) hasta el punto de ajuste (62). En éste punto la señal es comparada con una señal que es representativa de la temperatura deseada, y una señal de error es después transmitida a través de la línea de control (64) al controler (56), el cual opera a la válvula de control (44) para regular el flujo a través del intercambiador térmico para obtener la deseada temperatura de vapor del ciclo recalentamiento.

El recalentador de baja temperatura (30) está en una posición aguas arriba con respecto al flujo del gas de la sección recalentadora de alta temperatura (38). Cuando es transferido calor al vapor de recalentamiento a través del intercambiador térmico, la temperatura del vapor que penetra en el recalentador de baja temperatura aumenta. Como ésta sección recalentadora está situada en una zona de temperatura de gas relativamente alta, normalmente existe un gran volumen de temperatura entre el vapor y el gas. Por consiguiente, la disminución de porcentaje en el volumen de temperatura es mucho menor en ésta posición que lo sería en una zona de inferior temperatura del gas. Se deduce que la disminución en la absorción del

POOR  
QUALITY



342506

gas por el recalentador está reducida al mínimo por ésta situación de alta temperatura del gas. También, como existe alguna disminución en la absorción térmica del gas cuando el mismo pasa sobre la sección recalentadora de baja temperatura (36), la temperatura del gas que se acerca a la sección recalentadora de alta temperatura (38) aumenta ligeramente. En consecuencia, una parte de la pérdida en absorción de gas ocasionada por la introducción de calor a través del intercambiador térmico (48) es recuperada en el recalentador de alta temperatura (38). Esta situación de las superficies aumenta al máximo la utilización del calor y el gas reduce al mínimo la cantidad de calor que debe añadirse a efectos de control de la parte de vapor primario extraído.

Desde luego, la temperatura del gas que sale del recalentador de alta temperatura también tiende a aumentar en éste momento. Por consiguiente, el supercalentador de baja temperatura (26) y el economizador (4) tienden a absorber más calor. Este calor queda entonces disponible para suministrar la incrementada absorción térmica que se requiere en el lado primario debido al calentamiento de la parte extraída del flujo además de la primera parte que es transportada directamente a la turbina.

La primera parte del flujo de vapor, que es transportada a la turbina, no se utiliza para el intercambio térmico sino que se separa de la parte extraída. Por lo tanto, la temperatura del vapor que penetra en la turbina es la misma que la del vapor que sale de la superficie final del supercalentador. Esto evita la disminución de eficacia que se ocasiona con un sistema de intercambiador térmico de flujo continuo por el vapor de baja temperatura para la turbina o, alternativamente, evita la necesidad de diseñar la superficie del supercalentador del generador de vapor para temperaturas excesivamente elevadas. Cuando debe absorberse calor adicional por

**POOR  
QUALITY**



342506

5 el supercalentador debido a la necesidad de intercambio de superca-  
lentamiento a recalentamiento, el flujo adicional ocurre a través  
de la sección de temperatura elevada crítica. Este flujo más eleva-  
do mejora la conductancia de la película y con ello facilita una  
temperatura más segura del metal en la tubería de la sección de al-  
ta presión. Como existe un mayor flujo en la sección, la temperatura  
del vapor de entrada a esta sección es menor que lo sería de otra  
forma para iguales temperaturas y pesos de gas, de forma que por to-  
da la sección de elevada temperatura las temperaturas del metal de  
10 la tubería descienden de nuevo.

La temperatura extremadamente elevada del vapor  
que se utiliza para el intercambiador térmico, facilita una considera-  
ble carga de temperatura entre 1000°F (538°C) de vapor de superca-  
lentamiento y la temperatura del vapor de recalentamiento que varía  
15 de 400°F (254°C) al treinta por ciento de carga a 600°F (316°C) a  
plena carga. Por consiguiente, se requiere una superficie relativa-  
mente pequeña en el intercambiador térmico lo que hace un intercam-  
biador de diseño económico y de baja caída de presión. También, a  
causa de ésta diferencia de alta temperatura la cantidad de flujo  
20 es el principal determinante de la cantidad de intercambio térmico  
en tanto que las variaciones de la temperatura de uno u otro fluido  
tienen un efecto relativamente escaso.

El retorno del fluido gastado desde el lado de al-  
ta presión (46) del intercambiador térmico (43) a la vasija de mezcla  
25 evita toda pérdida de calor pues cualquier calor que permanezca en  
éste líquido es lógicamente devuelto al circuito de recirculación del  
generador de vapor. También puede observarse que como no pasa fluido  
alguno al exterior del generador de vapor, no existe disminución en  
la eficacia del ciclo. La única pérdida de eficacia sería debida al  
30 ligero aumento en la temperatura del gas que asciende por el humero.



# 342506

Sin embargo, como anteriormente se indicó, la absorción disminuida en el recalentador produce una aumentada temperatura del gas que sale del recalentador. La mayoría de éste aumento es absorbida por el supercalentador de baja temperatura (26) y el economizador (4). El calentador de aire (que no se muestra) está situado aguas abajo del economizador, y éste también reduce al mínimo el aumento de temperatura de los gases del humero.

El generador de vapor que se ilustra en la Figura 2, es idéntico al que se ilustra en la Figura 1, excepto en una línea de retorno (66) que transporta el fluido gastado del calentamiento desde el intercambiador térmico (48). En ésta Figura, la turbina de supercalentamiento de alta presión (33) y la turbina de recalentamiento de baja presión (41) están también indicadas. Dichas turbinas están conectadas a un generador eléctrico (43). El vapor que sale de la turbina de recalentamiento de baja presión (41) pasa a un condensador (68).

Este condensado es bombeado por una bomba para condensado (70) a través de los calentadores (72) del agua de alimentación a baja presión al desaireador (74). Desde éste punto, la bomba (76) del agua de alimentación a alta presión pasa el agua de alimentación a través de los calentadores de alta presión (78) a la tubería de suministro (2) del agua de alimentación. Estos calentadores del agua de alimentación son del tipo corriente en que el vapor de extracción de las secciones de la turbina es utilizado para el calentamiento del agua de alimentación.

El retorno desde el lado de calentamiento de alta presión del absorbedor térmico (48) es conducido a través de la línea (66) al lado de calentamiento de los calentadores de alta presión (78). Este fluido calienta el agua de alimentación que pasa a través de los calentadores, cayendo en cascada dicho fluido a través

30 JUN



342506

de los calentadores e introduciéndose en el desaireador (74). Lógicamente, éste fluido podría ser lanzado en cascada adicionalmente a través de los calentadores de baja presión y devuelto al condensador, si así se desea. Aunque tampoco aquí existe pérdida de calor de éste fluido que se utiliza en el intercambiador térmico (48), la eficiencia del ciclo está ligeramente disminuida pues la cantidad del vapor de extracción de la turbina, que se utiliza en los calentadores del agua de alimentación, estará reducida. No obstante, al mismo tiempo la producción real del generador aumentará pues el vapor de extracción adicional está pasando a través de toda la turbina mejor que pasar a los calentadores del agua de alimentación.

En la realización ilustradora de la Figura 3, el circuito de flujo primario desde la entrada a través del economizador (4) hasta la salida del supercalentador de alta temperatura (30) es el mismo que el que se describe con detalle con referencia a la Figura 1. La superficie de recalentamiento y la relación del intercambiador térmico con la misma, está situada, no obstante, en forma diferente. El vapor de recalentamiento que penetra a través de la línea fría de recalentamiento (34) pasa a través de un recalentador de baja temperatura (80) que está situado aguas abajo del supercalentador de baja temperatura (26) y aguas arriba del economizador (4) con respecto al flujo del gas. El vapor de recalentamiento que sale de éste recalentador de baja temperatura a través de la tubería (82) es pasado a través del lado calentado del intercambiador térmico (48) y de aquí al recalentador de alta temperatura (84). El vapor de recalentamiento a la temperatura final de salida es entonces conducido a la turbina a través de la línea caliente de recalentamiento (40).

El intercambiador térmico (48) está situado entre las etapas recalentadoras en ésta realización. Es posible utilizar esta posición en tanto se mantiene todavía una buena diferencia de tem-



342506

peratura en el intercambiador térmico debido a la temperatura extre-  
madamente elevada del vapor que se utiliza como medio calentador.  
Desde luego, el intercambiador térmico debe ser algo más grande que  
el que se requiere para las otras realizaciones. La ventaja de ésta  
5 disposición descansa en la capacidad del recalentador de baja tem-  
peratura para continuar absorbiendo el calor de los gases a su máxi-  
ma proporción ya que la carga de temperatura del recalentador de baja  
temperatura no resulta perjudicialmente afectada por la transferen-  
cia de calor en el intercambiador térmico (48). El uso de ésta dis-  
10 posición de superficie con el sistema de control de la temperatura  
de recalentamiento es beneficiosa cuando se tropieza con ciertos pro-  
blemas de diseño de la caldera. Por ejemplo, cuando las paredes del  
horno absorben tanto calor que la temperatura del vapor que penetra  
en el supercalentador de baja temperatura (26) es relativamente ele-  
15 vada, es difícil encontrar suficientes descensos térmicos de baja tem-  
peratura para reducir la temperatura del gas. Cuando se trata de un  
diseño de tal clase, debe ser necesario incluir una sección de reca-  
lentamiento de baja temperatura en ésta sección de baja temperatura  
del gas. Con una tal disposición se recomienda que el intercambiador  
20 térmico sea situado entre las fases de recalentamiento para destruir  
la eficacia del recalentador de baja temperatura cuando ya el mismo  
tienda a constituir una deficiencia para la temperatura de recalen-  
tamiento.

Aunque el invento se ha descrito con referencia a  
25 controles automáticos para mayor sencillez de descripción, es claro  
que la temperatura del vapor de recalentamiento puede leerse con la  
válvula (54) controlada manualmente.

Hemos ilustrado y descrito una realización prefe-  
rida del invento, pero ha de entenderse que la misma es meramente il-  
30 lustrativa y no limitadora, y que pueden hacerse en la misma varia-





342506

caracteriza además por unos medios de conducto (50) para conducir dicha segunda porción directamente desde el mencionado intercambiador térmico (48) al indicado circuito de flujo primario en una posición aguas arriba del referido supercalentador del flujo primario (30) con respecto al flujo primario.

5  
3. Un sistema según las Reivindicaciones 1 o 2, que se caracteriza por el hecho de que los mencionados primeros medios de recalentamiento comprenden una sección de baja temperatura (36) y una sección de alta temperatura (38), disponiéndose dicha sección de baja temperatura aguas arriba de la indicada sección de alta temperatura con respecto a ambos de los flujos de gas y de vapor de recalentamiento.

10  
4. Un sistema según las Reivindicaciones 1, 2 o 3, que se caracteriza además por una pluralidad de calentadores (78) del agua de alimentación, un circuito continuo de agua (66) que comprende a dichos calentadores del agua de alimentación que están sucesivamente conectados entre sí y al mencionado circuito de flujo primario para conducir un flujo de agua a través de dichos calentadores del agua de alimentación para su entrega al expresado circuito de flujo primario, y medios (66) para conducir dicha segunda porción desde el citado intercambiador térmico a través de los calentadores del agua de alimentación en una relación de intercambio térmico con el agua que fluye a través de los mismos, y posteriormente devolver dicha segunda porción al circuito continuo de agua en una posición aguas abajo de los calentadores (78) del agua de alimentación con respecto al flujo del agua a través de dichos calentadores.

20  
25  
30  
5. Un sistema según cualquiera de las precedentes Reivindicaciones, que se caracteriza además por unos segundos medios de recalentamiento (80) en una posición aguas abajo de los mencionados primeros medios de recalentamiento (84) con respecto al



342506

flujo del gas y aguas arriba del citado intercambiador térmico don  
respecto al flujo del vapor.

6. Se reivindica por último como objeto sobre el  
que ha de recaer la Patente de Invencion que se solicita: "UN SISTE  
5 MA GENERADOR DE VAPOR".

Todo conforme queda descrito y reivindicado en la  
presente memoria descriptiva que consta de catorce páginas mecano-  
grafiadas y dibujos adjuntos.

Madrid, 30 de junio de 1967..

10 BERNARDO UNGRIA.  
P.P.

15

20

25

30

342506

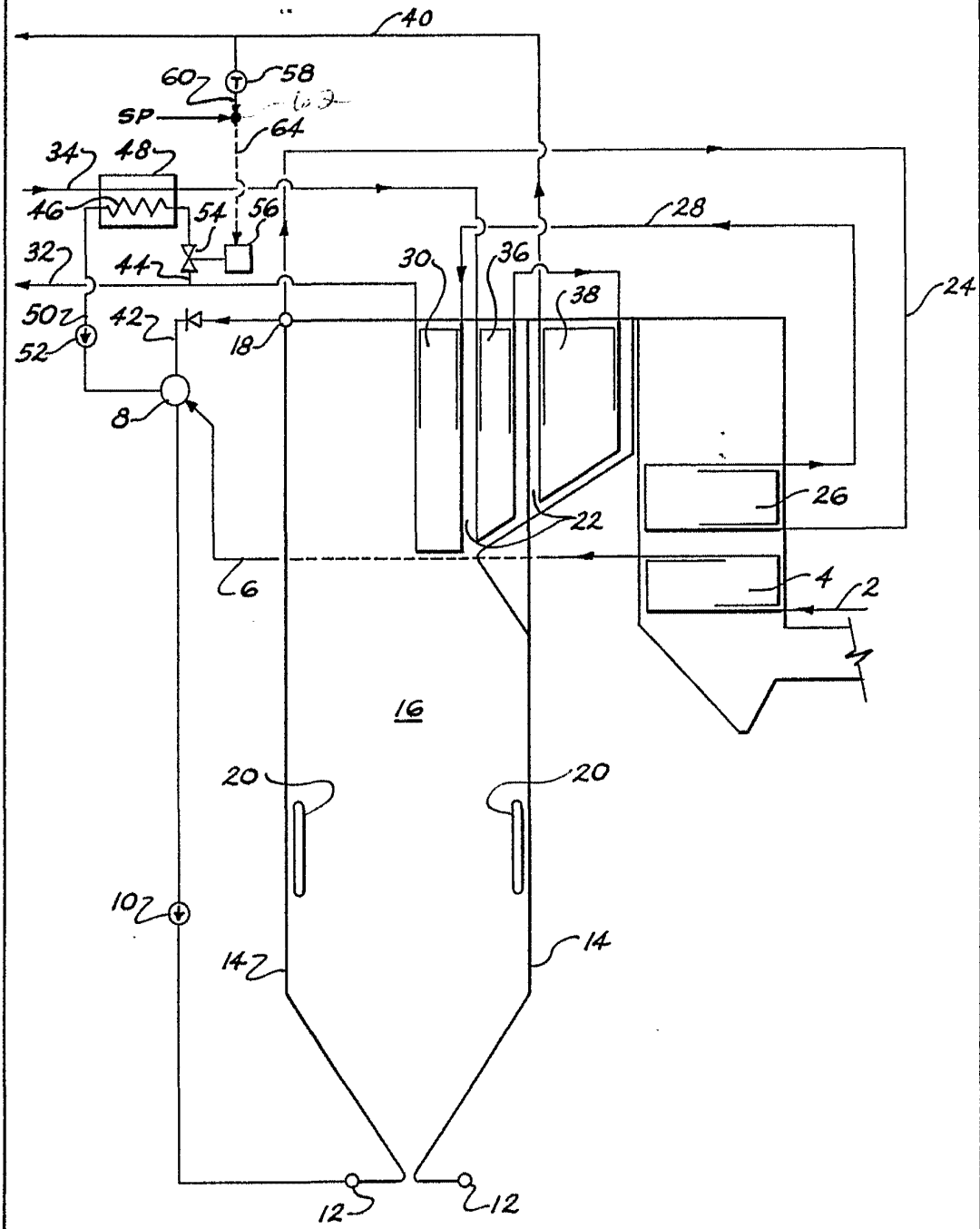


FIG-1

ESCALA V. . . . .  
 JUNIO 30 DE junio de 67  
 BERNARDO UNGRIG

342506

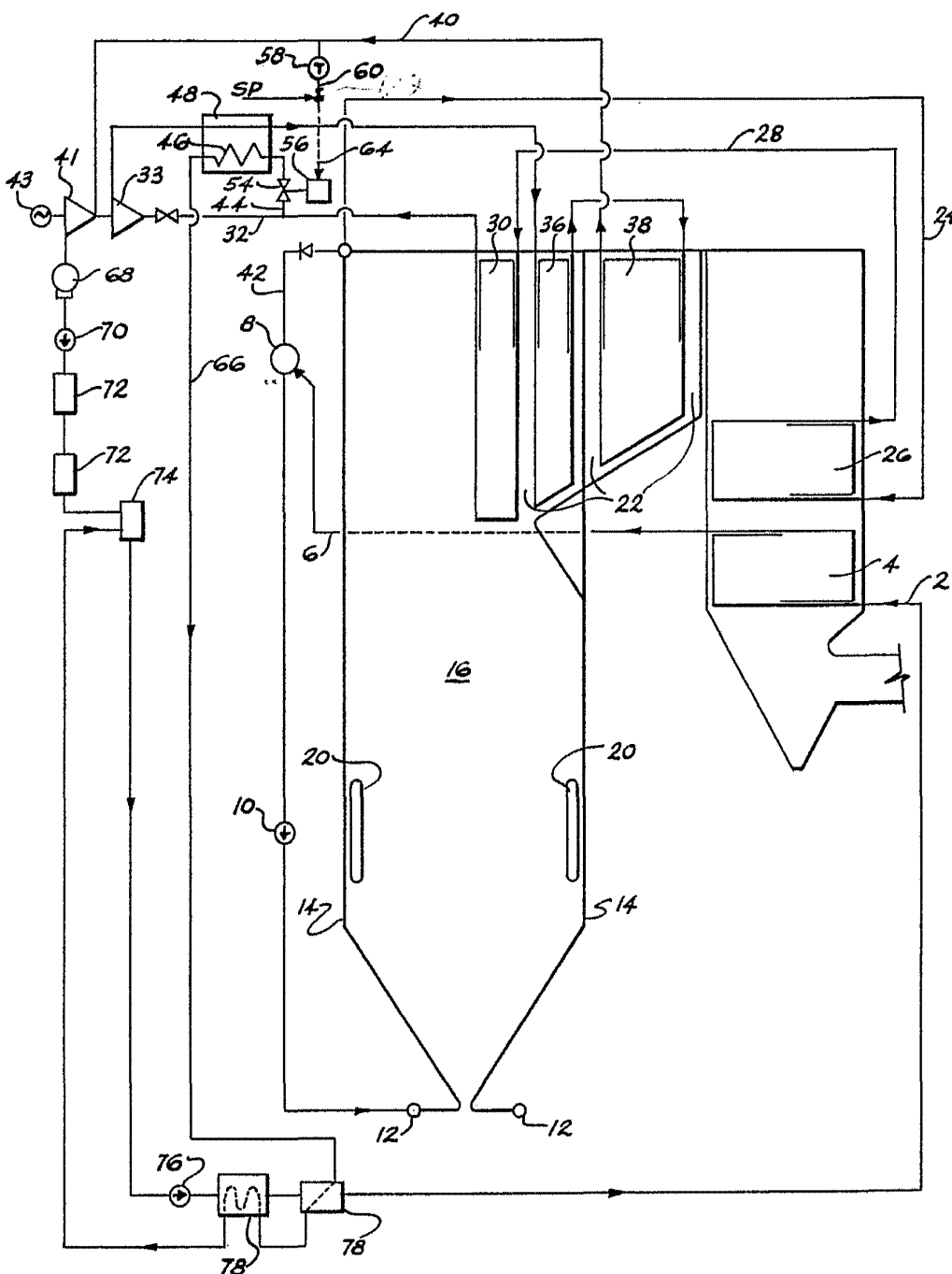


FIG-2

CALA  
 30 DE junio 1967  
 GERARDO UNGRIG

342506



967

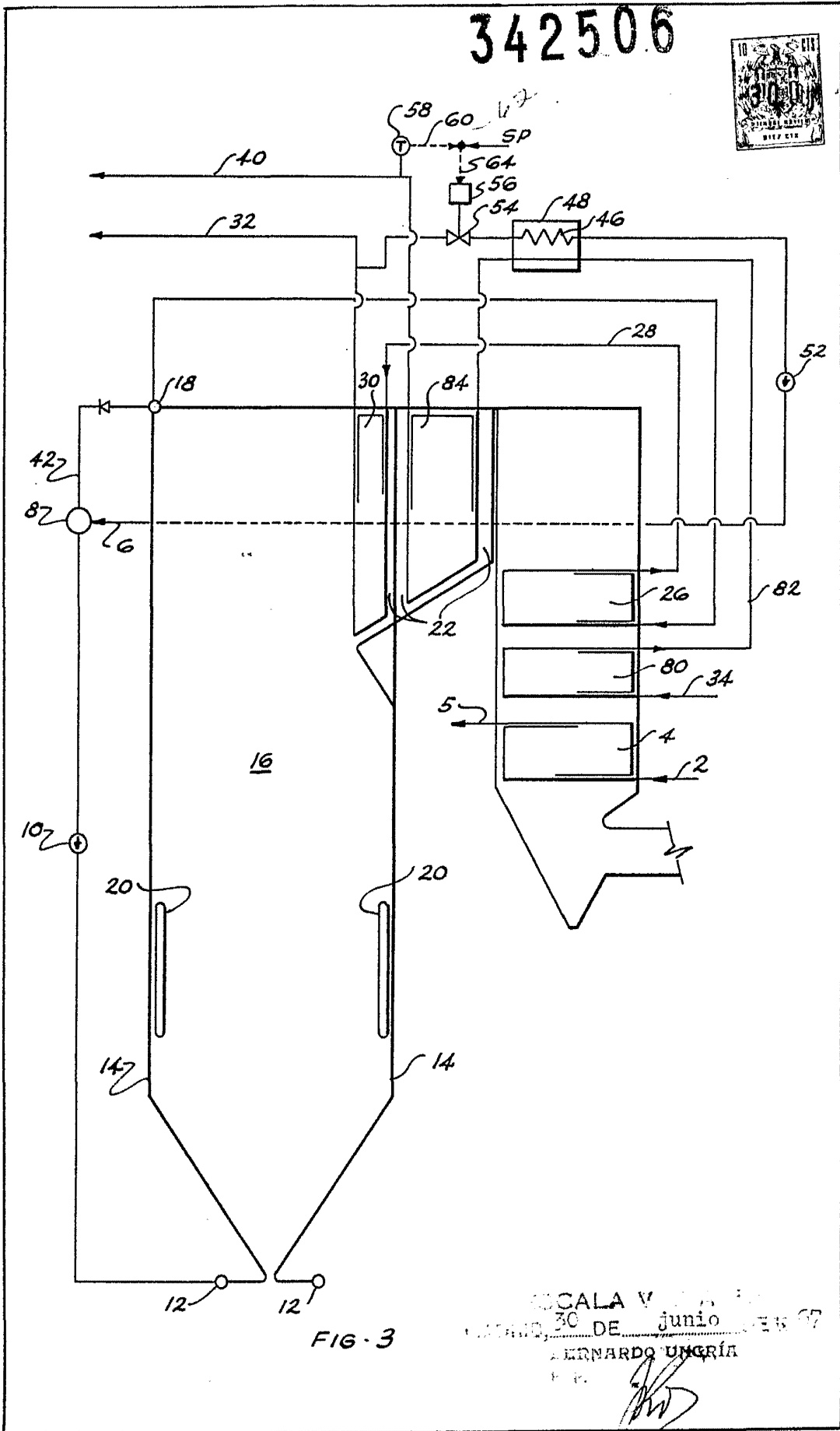


FIG-3

BOCALA V...  
 JUNIO 30 DE JUNIO 1967  
 BERNARDO UNGRÍA  
 P.R.