

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 615 363**

51 Int. Cl.:

F23N 1/02 (2006.01)

F23N 5/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.11.2008** **E 10010895 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.12.2016** **EP 2284443**

54 Título: **Sistema de combustión de oxi-combustible con control de temperatura de llama en bucle cerrado**

30 Prioridad:

11.09.2008 US 96106 P

21.11.2008 US 275456

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

06.06.2017

73 Titular/es:

JUPITER OXYGEN CORPORATION (100.0%)
2800 South River Road Suite 300
Des Plaines, IL 60018, US

72 Inventor/es:

GROSS, DIETRICH M.;
PATRICK, BRIAN R. y
SCHOENFIELD, MARK K.

74 Agente/Representante:

VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro

ES 2 615 363 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Sistema de combustión de oxi-combustible con control de temperatura de llama en bucle cerrado

5 **Antecedentes de la invención****1. Campo de la invención**

10 La presente invención se refiere a un sistema de combustión de combustible de oxígeno (oxi-combustible) y más particularmente a un sistema de combustión para combustibles fósiles que utiliza oxígeno para la combustión que incluye un control en bucle cerrado de la temperatura de la llama con el fin de maximizar la transferencia de calor de irradiación de la combustión optimizando de esta manera la eficiencia del sistema de combustión manteniendo la temperatura de mantenimiento o de fusión de aluminio de diseño o la temperatura de proceso o de vapor y las temperaturas del material interior.

15 **2. Descripción de la técnica anterior**

Los sistemas de combustión para combustibles fósiles, es decir, combustibles basados en carbono, que utilizan oxígeno para la combustión en lugar de aire son relativamente bien conocidos en la técnica. Los ejemplos de tales sistemas se desvelan en la publicación de solicitud de patente internacional N.º WO 02/088400, asignada al mismo cesionario de la presente invención, y la patente de EE.UU. N.º 6.398.547. Tales sistemas de combustión han llegado a conocerse como sistemas de combustión oxi-combustible y se usan en diversos procesos industriales, incluyendo la producción de vapor en relación con procesos de generación de energía eléctrica y el fundido de aluminio, por ejemplo. Estos sistemas de combustión oxi-combustible se han desarrollado para superar diversas desventajas de los sistemas de combustión aire-combustible.

Por ejemplo, una desventaja principal de los sistemas de combustión aire-combustible es la producción de gases de efecto invernadero, que se sabe que son dañinos para el medio ambiente. En particular, el aire comprende aproximadamente el 79 % de nitrógeno y el 21 % de oxígeno. En dichos procesos de combustión con aire, NO_x y otros gases de efecto invernadero, tales como dióxido de carbono CO₂ y dióxido de azufre SO₂ se producen como resultado del proceso de combustión.

Otra desventaja de tales procesos de combustión aire-combustible se refiere a la eficiencia de combustible. En tales procesos de combustión aire-combustible, se gasta una cantidad considerable de combustible para calentar el nitrógeno en la caldera o en el horno. Por ejemplo, considerando un proceso para la producción de vapor, debe crearse suficiente calor en la caldera mediante el proceso de combustión para provocar que se transfiera una cantidad de energía suficiente al agua para que el agua se transforme en vapor. Debido a la vasta cantidad de nitrógeno en la caldera o en el horno, se gasta una cantidad considerable de calor y por lo tanto de combustible en el calentamiento del nitrógeno en la caldera o en el horno, que se procesa y se libera como pérdida.

Tales sistemas de combustión oxi-combustible resuelven estos problemas y utilizan oxígeno relativamente puro con una pureza de aproximadamente del 85 % al 99 %+. Al usar oxígeno relativamente puro, la cantidad de gases de efecto invernadero se reduce y la eficiencia del combustible se mejora considerablemente. Debido a los costos de producción relativamente altos para producir tal oxígeno relativamente puro, se han realizado intentos adicionales para aumentar adicionalmente la eficacia de dichos sistemas de combustión oxi-combustible. Por ejemplo, las patentes de EE.UU. N.º 5.545.031 y N.º 5.575.637 divulgan quemadores mejorados para su uso en sistemas de combustión oxi-combustible que están configurados para proporcionar una superficie de llama relativamente mayor para mejorar la transferencia de calor radiante. Los sistemas desvelados en las patentes '031 y '637 se comportan bien a la hora de mejorar la transferencia de calor radiante en un proceso de combustión oxi-combustible y de esta manera mejoran la eficiencia de los procesos de combustión oxi-combustible. Sin embargo, las mejoras divulgadas en estas patentes implican variables fijas en el proceso de combustión, a saber la forma de la llama, y no tienen en cuenta otras variables, tales como la cantidad de combustible usada en el proceso de combustión.

Como tales, otros desarrollos se han concentrado en controlar la cantidad de combustible suministrado a los quemadores individuales con la caldera o el horno para diferentes relaciones estequiométricas. Más particularmente, la patente de EE.UU. N.º 6.398.547 divulga un sistema de combustión oxi-combustible que incluye un sistema de control de quemador en el que el combustible de cada quemador individual oscila periódicamente entre un control de modo pobre en combustible y un modo rico en combustible sobre un intervalo relativamente amplio de relaciones estequiométricas. Al oscilar la cantidad de combustible proporcionada a los quemadores individuales, la cantidad de oxígeno y combustible en exceso en la caldera o en el horno puede ser controlada, para mejorar la eficiencia del proceso de combustión.

Aunque el sistema desvelado en la patente '547 mejora la eficiencia del uso de combustible en sistemas de combustión oxi-combustible, el sistema de control es fijo y está basado en una forma de onda fija que se carga en el sistema antes del inicio del proceso de combustión. Sin embargo, también se sabe que las variables dinámicas en el proceso de combustión, tales como la temperatura de llama, afectan a la eficiencia del proceso de combustión oxi-

combustible. En particular, se sabe que la temperatura de la llama es una función de la cantidad de oxígeno suministrada al quemador. Como se expone en la bibliografía, por ejemplo, "Spectrometer-Based Combustion Monitoring for Flame Stoichiometry and Temperature Control", por Carlos Romero, Xianchang Li, Shahla Keyvan y Rodney Rossow, Applied Thermal Engineering, Volumen 25, números 5-6, Abril 2005, Páginas 659-676, "un control global de la estequiometría de un horno (o caldera) no excluye un funcionamiento ineficaz de los quemadores individuales, debido a malas distribuciones locales de aire y combustible, o a un mal funcionamiento del hardware del quemador". De esta manera, aunque se conocen calderas y hornos de oxi-combustible que se controlan desde un punto de vista estequiométrico hasta +/- el 5 %, la temperatura de la llama puede variar durante un ciclo de combustión debido a las razones expuestas anteriormente.

El documento WO 2006/054990 A1 desvela un método para optimizar la eficacia del proceso de combustión de oxi-combustible para una caldera que tiene al menos un quemador para recibir oxígeno y un combustible fósil, comprendiendo el método suministrar oxígeno a cada quemador en proporción estequiométrica al combustible.

A partir del documento US 6 042 365 A se sabe mantener parámetros de la llama, como la temperatura, a un valor deseado regulando la cantidad de oxígeno suministrada al quemador basándose en una desviación de los valores medidos desde los valores deseados de los parámetros.

De acuerdo con el documento GB 1 091 893 A, las temperaturas de los tubos metálicos de las supercalderas se miden y se comparan con un punto de valor de referencia. Una velocidad de suministro de combustible se deriva después como una función de la diferencia entre estos valores. La señal de tasa de disparo se usa como un punto de referencia para los reguladores de velocidad del molino suministrador y para la válvula de control de la tubería de suministro de combustible. En el caso de una tubería de suministro de combustible, el valor de referencia se compara con una retroalimentación desde un transductor de presión en la tubería de combustible.

A partir del documento FR 1 343 944 se sabe que la temperatura de súper calor de una caldera es un valor de entrada para determinar la carga de la caldera.

De esta manera, existe una necesidad de un sistema que sea sensible a los cambios en las variables dinámicas de combustión, tales como la temperatura de la llama, para mejorar la eficiencia del proceso de combustión.

Sumario de la invención

La presente invención se refiere a un sistema de control para un proceso de combustión oxi-combustible para su uso con una caldera o un horno que controla dinámicamente la temperatura de la llama de cada quemador implicado en el proceso de combustión para maximizar dinámicamente la temperatura de la llama. La caldera o el horno usados en conjunción con el proceso de combustión de acuerdo con la presente invención se configuran con una zona de calor radiante, es decir, línea de visión, y una zona de calor convectivo. Al maximizar dinámicamente la temperatura de la llama de los diversos quemadores dentro de la caldera o del horno, se optimiza la transferencia de calor radiante. Al optimizar la transferencia de calor radiante dentro de la caldera o del horno, se mejora significativamente la eficiencia de la caldera o del horno.

Descripción de los dibujos

Estas y otras ventajas de la presente invención se entenderán fácilmente con referencia a la siguiente memoria descriptiva y a los dibujos adjuntos en los que:

La Figura 1 es un diagrama físico simplificado de una caldera para su uso con el proceso de combustión de acuerdo con la presente invención.

La Figura 2 es una ilustración gráfica de la temperatura de la llama como un porcentaje de función de la transferencia de calor radiante.

Las Figuras 3 y 4 representan un diagrama de control de proceso para el sistema de control en bucle cerrado de acuerdo con la presente invención.

La Figura 5 es una ilustración de un quemador de gas a modo de ejemplo para su uso con la presente invención.

La Figura 6 es una ilustración de un quemador de carbón pulverizado a modo de ejemplo para su uso con la presente invención.

La Figura 7 es una ilustración de un quemador de gas alternativo, para su uso con la presente invención.

Descripción detallada

La presente invención se refiere a un sistema de control para un proceso de combustión oxi-combustible que controla dinámicamente la temperatura de la llama de cada quemador implicado en el proceso de combustión para maximizar dinámicamente la temperatura de la llama manteniendo la temperatura de diseño, vapor o proceso y las temperaturas del material interior. Aunque el proceso de combustión de acuerdo con la presente invención se describe en términos de una caldera, los principios de la presente invención pueden aplicarse igualmente a hornos, por ejemplo, para el procesamiento de aluminio mientras se mantenga la temperatura de mantenimiento o fusión de

aluminio de diseño o las temperaturas de proceso o vapor y las temperaturas del material interno.

Como se analizará en mayor detalle a continuación, la caldera usada junto con con el proceso de combustión de acuerdo con la presente invención está configurada con una zona de calor radiante, es decir, línea de visión, y una zona de calor convectivo. Al maximizar dinámicamente la temperatura de la llama de los diversos quemadores dentro de la caldera, se optimiza la transferencia de calor radiante. Al optimizar la transferencia de calor radiante dentro de la caldera, se mejora considerablemente la eficiencia de la caldera.

Con referencia a la Figura 1, se ilustra una caldera a modo de ejemplo para su uso en conjunción con el proceso de combustión según la presente invención. La caldera, identificada generalmente mediante el número de referencia 10, incluye una serie de tubos 12 de agua, que conjuntamente forman una pared 13 de agua, tal como se muestra en la sección de despiece en la Figura 1. La pared 13 de agua en la caldera 10 puede estar formada por una miríada de tubos 13a de agua que se extienden desde la zona 15 de quemador primario a las regiones superiores de la caldera 10.

La caldera 10 incluye además al menos un quemador 14 primario, localizado en la zona 15 de quemador primario, conectado a una fuente de combustible 16 y oxígeno 18. Como se usa en el presente documento, el término "oxígeno sustancialmente puro" debe entenderse que significa el grado de pureza de oxígeno que se necesita para proporcionar la relación correcta de combustible y oxígeno para la combustión deseada y productos secundarios sin alejarse del novedoso alcance de la presente invención, por ejemplo, oxígeno sustancialmente puro del 85 % al 99 % +.

La caldera 10 puede incluir además un súper-calentador 20 y/o un re-calentador 21, de los tipos bien conocidos en la técnica. Tales súper-calentadores 20 se suministran generalmente con vapor que se ha producido en la caldera 10, en una zona 22 de transferencia de vapor. El vapor pasa al interior del súper-calentador 20, y las corrientes de convección transportan calor o energía de la combustión, y el calor y la energía irradiados desde los tubos 13a de agua, sobre o alrededor del súper-calentador 20, calentando el vapor transportado por los mismos. Los re-calentadores 21 se suministran normalmente con vapor que vuelve a la caldera desde una turbina, requiriendo ese vapor un calentamiento adicional antes de ser devuelto a la turbina para un uso adicional. Este calor o energía se transfiere al vapor, haciendo que su temperatura se eleve por encima del punto de saturación del vapor; haciendo que el vapor sea más adecuado para su uso en las turbinas. Se entenderá que pueden incluirse características de refrigeración, tales como que el vapor que tenga una temperatura demasiado alta y/o demasiada energía para la tarea deseada pueda ser atenuado según sea necesario.

La caldera 10 puede incluir un quemador secundario 24, colocado en localizaciones por encima de la zona 15 de quemador I de una caldera 10 y por debajo de la zona 22 de transferencia de vapor, por ejemplo, tal como se describe en la solicitud de patente de EE.UU. N.º US 2005/0072379 A1, asignada al mismo cesionario que la presente invención. Al menos un quemador 24 secundario puede estar colocado en la zona 26 supercaliente. Los quemadores 24 secundarios pueden estar localizados también en numerosas localizaciones diferentes de la caldera 10.

La Figura 1 ilustra las zonas de calor radiante y convectivo para la caldera 10 para una caldera configurada sin ningún quemador secundario 16. Tal como se muestra, la zona de quemador 15 corresponde a una zona de calor radiante. En la medida en que la pared 13 de agua está en la línea de visión de los quemadores 16, la zona radiante es esencialmente toda la transferencia de calor radiante. El área a la derecha de la zona radiante se identifica como la zona de transición. Se sabe que la zona de transición contiene tanto transferencia de calor radiante como convectiva. A la derecha de la zona de transición, hay una zona de transferencia de calor convectivo. La zona de calor convectivo incluye básicamente toda la transferencia de calor convectivo.

Como se muestra en la Figura 2, el porcentaje de transferencia de calor radiante en relación a la transferencia de calor total se muestra como una función de la transferencia de calor. El eje horizontal representa la temperatura de la llama en °C (°F). El eje vertical representa transferencia de calor radiante como un porcentaje de la transferencia de calor total. La curva ilustrada en la Figura 2 indica que la transferencia de calor radiante es proporcional a T^4 , donde T = la temperatura de la llama. Como se muestra, la transferencia de calor radiante aumenta con el aumento de la temperatura de la llama y se aproxima asintóticamente al 90 %+ a una temperatura máxima de la llama superior a 2760 °C (5000 °F). De esta manera, manteniendo dinámicamente la temperatura máxima de la llama, la transferencia de calor radiante se optimiza para un ciclo de combustión.

Se conocen diversas técnicas para determinar la temperatura de la llama. Por ejemplo, la temperatura de la llama puede calcularse. En particular, para un proceso de combustión que tiene lugar adiabáticamente, la temperatura de los productos de reacción, en este caso el oxígeno relativamente puro y un combustible fósil, tal como, gas natural o carbón pulverizado, se denomina la temperatura adiabática de la llama. Esta temperatura adiabática es la máxima temperatura posible para los reactivos. La transferencia de calor, la combustión incompleta y la disociación de los productos de reacción pueden resultar todos en una temperatura más baja. Tal como se conoce en la técnica, la máxima temperatura adiabática de la llama, para una combinación determinada de combustible y oxidante, ocurre cuando los reactivos son mezclados en una relación estequiométrica, es decir, proporciones correctas del

combustible y el oxígeno de manera que todo el combustible y todo el oxidante se consumen totalmente durante la combustión. De esta manera, la máxima temperatura de la llama puede mantenerse manteniendo la relación estequiométrica del combustible y el oxígeno.

5 Las ecuaciones a modo de ejemplo para determinar la relación estequiométrica del oxígeno y del carbón pulverizado se proporcionan a continuación. Las ecuaciones (1) y (2) son para la determinación de la cantidad de oxígeno requerida para la combustión con carbón pulverizado a la relación estequiométrica. La ecuación (3) es para la determinación de la cantidad de oxígeno requerida para la combustión con gas natural en la relación estequiométrica.

10 **(1) (tasa de alimentación de carbón en kg/h (LB/h)) * (contenido de carbono en % en peso) * (1/12) * 32 = tasa de flujo de oxígeno en kg/h (lb/h)**

Como alternativa, la Ecuación (1) se expresa como se muestra a continuación en la Ecuación (2)

15 **(2) (tasa de alimentación de carbón en kg/h (LB/h)) * (contenido de carbono en % en peso) * (1/12) * 386,8 = tasa de flujo de oxígeno en 62,43 l/h (en SCFG @ 70 °F)**

20 Las Ecuaciones (1) y (2) se usan para proporcionar una relación estequiométrica sin dilución del carbón pulverizado por el oxígeno u otro gas, tal como CO₂ o N₂.

25 Se conocen suministradores de correa tanto volumétricos como gravimétricos para carbón pulverizado. Cada tipo incluye un controlador de flujo de combustible total (no mostrado), por ejemplo, como se ilustra en "Steam: Its Generation and Use", por Stultz et al, edición 40, publicado por la Babcock & Wilcox Company, Copyright 1992, páginas 12-3. La tasa de suministro de carbón puede medirse en el controlador de flujo de combustible total. Como alternativa, para los sistemas de carbón pulverizado de tipo volumétrico, puede derivarse fácilmente una señal representativa del flujo de combustible. Más particularmente, en tales sistemas de carbón pulverizado, de tipo volumétrico, el carbón pulverizado se impulsa por una bomba de husillo rotatorio, que, a su vez, se impulsa por un motor eléctrico. Las revoluciones del motor eléctrico son indicativas del volumen del carbón pulverizado. De esta manera, las revoluciones por minuto (RPM) del motor eléctrico pueden ser usadas para proporcionar una señal indicativa de la tasa de flujo de carbón pulverizado.

35 El contenido de carbono del carbón pulverizado es generalmente estable para un tipo particular de carbón. El contenido de carbono de un tipo particular de carbón se basa en un análisis del carbón particular, por ejemplo, mediante un ensayo convencional. La señal de tasa de flujo pulverizado y una señal representativa del contenido de carbono pueden aplicarse a una unidad de procesamiento de ordenador (CPU) o a un controlador programable para determinar la cantidad de oxígeno requerida para mantener la relación estequiométrica del oxígeno y del combustible en tiempo real en respuesta a cambios en la tasa de flujo de carbón pulverizado debidos, por ejemplo, a cambios en las condiciones del proceso. Al mantener la relación estequiométrica del carbón pulverizado y del oxígeno, el sistema es capaz de mantener dinámicamente la máxima temperatura de llama para un intervalo relativamente amplio de condiciones de proceso.

45 Para combustibles de gas natural, la relación estequiométrica puede determinarse mediante la Ecuación (3), despreciando los hidrocarburos que son normalmente relativamente bajos.

(3) l/h (SCFG) = 2 * (tasa de flujo de gas natural en l/h (SCFG)) * (1-(% de inertes en NG/100))

50 Los "inertes" se refieren a los gases inertes contenidos en el gas natural y se determinan mediante ensayos convencionales. En los sistemas de combustión oxí-combustible, que usan gas natural como combustible fósil, la tasa de flujo del gas natural se obtiene en una manera convencional. Las señales representativas de la tasa de flujo del gas natural y el % de inertes en el gas natural por 2831 m³ (100 pies cúbicos) ("NG100") pueden aplicarse a una CPU o a un controlador programable para determinar la cantidad de oxígeno requerida para mantener la relación estequiométrica del oxígeno y el combustible en tiempo real en respuesta a cambios en la tasa de flujo del gas natural debidos, por ejemplo, a cambios en las condiciones del proceso. Al mantener la relación estequiométrica del carbón pulverizado y el oxígeno, el sistema es capaz de mantener dinámicamente la máxima temperatura de llama, para un intervalo relativamente amplio de condiciones de proceso.

60 Con cualquier combustible, el sistema puede comprobar el nivel de oxígeno sin quemar en el gas de combustión para ajustar la tasa de flujo del oxígeno. El nivel de oxígeno sin quemar en el gas de combustión puede detectarse mediante un sensor de oxígeno convencional dispuesto en la corriente del gas de combustión.

65 También se conoce que la temperatura de la llama puede medirse por medio de una radiación de partículas de hollín. En particular, se conoce que los procesos de combustión resultan en la emisión de partículas de hollín. La radiación emitida por las partículas de hollín puede usarse como una medida de la temperatura adiabática de la llama. Más particularmente, como se expone en la patente de EE.UU. N.º 6.318.891, la radiación quimioluminiscente emitida por la llama es detectada usando un sensor de fibra óptica y un espectrógrafo. La temperatura adiabática de la

llama se determina a partir de la radiación quimioluminiscente. Los procedimientos numéricos para calcular la temperatura de la llama, basada en las mediciones de la intensidad espectral de la radiación de la llama, se describen en detalle en "Stochastic Time Series Analysis of Pulsating Buoyant Pool Fires", por Kaushik Biswas, Yuan Zheng, Chul Han Kim y Jay Gore, Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007), publicado por Elsevier, Inc, Copyright 2006, páginas 2581-2588.

Un diagrama de control a modo de ejemplo que implementa la presente invención se ilustra en las Figuras 3 y 4. La Figura 3 ilustra el bucle de control del sistema de combustión. La Figura 4 ilustra el bucle de control del sistema de caldera.

Con referencia primero a la Figura 3, como se indica mediante el bloque 50, el punto de ajuste de la temperatura diana primaria es el punto de ajuste de la temperatura de la pared de agua de la caldera. Otro punto de ajuste de temperatura primaria podría incluir la temperatura de la temperatura de súper calentamiento (Figura 1) o diversos puntos de ajuste de temperatura primaria distintos. Estas temperaturas se miden, por ejemplo, mediante termopares dispuestos adyacentes a la temperatura diana. En el caso en el que la temperatura de súper calentamiento sea la temperatura diana primaria, el termopar se dispone en la salida del súper-calentador 20 (Figura 1) de una manera bien conocida.

La temperatura de la pared de agua 13 (Figura 1) se compara con un punto de ajuste. La temperatura medida se compara con el punto de ajuste de temperatura para la pared de agua 13. Si la temperatura medida difiere del punto de ajuste de temperatura, se genera una señal de error 52 (Figura 3). La señal de error 52 (diferencia) se usa para generar una señal representativa de la demanda de transferencia de calor total 54. En condiciones en estado estable, la señal de demanda de transferencia de calor total 54 se usa para generar una señal de demanda de tasa de combustión, que se usa para mantener la tasa de combustión de la caldera a un nivel predeterminado. Más particularmente, la señal de demanda de tasa de combustión, disponible en la línea 57 se suministra a un controlador de tasa de combustión correlacionada 58. La tasa de combustión correlacionada, como se representa mediante la caja 58, es una señal representativa del incremento en la demanda de combustible del sistema de combustión, que, de acuerdo con la presente invención, se recorta por la transferencia de calor radiante optimizada, que resulta en un aumento en la eficiencia y de esta manera en ahorros de combustible.

Durante las condiciones en estado estable, la señal de comando de tasa de combustión, disponible en la línea 57, se aplica al controlador de tasa de combustión 58 correlacionada a lo largo de la línea 60. Esta señal de demanda de tasa de combustión 57 se compara con una señal 62 de referencia de tasa de suministro de combustible, por ejemplo, una señal de referencia de velocidad del alimentador de carbón. Si la tasa de suministro de combustible, disponible desde la señal 62 de referencia de suministro de tasa de combustible, corresponde a la tasa de combustión actual, la señal 66 de error será cero y la tasa de suministro de combustible actual se mantendrá.

En caso de que la señal de demanda de tasa de combustión, disponible en la línea 57, indique una demanda adicional o reducida, se genera la señal 66 de error de tasa de combustión basada en la diferencia entre la señal 57 de demanda de tasa de combustión y la señal 62 de referencia de tasa de combustión de combustible, con el fin de ajustar el flujo actual de carbón u otro combustible, a la cantidad deseada. La señal de tasa de combustión correlacionada se aplica también a un controlador 68 de tasa de flujo de oxígeno, para controlar la tasa de flujo de oxígeno y la tasa de flujo de combustible, es decir, el pulverizador 70, por ejemplo. En este ejemplo, el pulverizador 70 genera su propia señal 64 de error, para correlacionar la tasa de flujo de carbón deseada con la tasa de flujo actual, determinada por factores en el pulverizador, tal como se conoce, en general, en la técnica.

En aplicaciones de combustible sólido, es decir, carbón, un controlador 72 primario de tasa de flujo de reciclado se usa para controlar la cantidad del gas de combustión reciclado que se necesita para impulsar el combustible sólido a través del pulverizador, por ejemplo, al quemador 14 (Figura 1). El gas de combustión reciclado está disponible normalmente a partir de ventiladores primarios de suministro de gas de combustión. La salida del controlador 72 primario de tasa de flujo de reciclado se supervisa y se genera una señal de error 74 con el fin de mantener la velocidad de transporte y la tasa de flujo de combustible deseadas y para minimizar la cantidad de gas de combustión reciclado para mantener la máxima temperatura de llama.

El controlador de tasa de flujo de oxígeno 68 recibe una entrada desde el controlador de tasa de combustión correlacionada 58, que se fija a estequiometría $\pm 5\%$. Un dispositivo de supervisión de flujo (no mostrado) puede usarse para medir el flujo real de oxígeno y se genera una señal de error con el fin de mantener la cantidad apropiada de oxígeno.

Un almacenamiento temporal de oxígeno, como se indica mediante la caja 78, puede ser adecuado para dividir el oxígeno en caminos de flujo primario y secundario. Pueden usarse múltiples caminos de flujo de oxígeno para cambiar la geometría de la llama, ajustar la estabilidad de la llama y minimizar las emisiones de NO_x. Cada camino de flujo de oxígeno puede estar equipado con un dispositivo de supervisión de flujo (no mostrado) que genera una señal de error 80, 82 que se usa a continuación para corregir la tasa de flujo real de los quemadores 14 (Figura 1) a la tasa de flujo deseada. Los quemadores 14 reciben entradas de flujo físicas desde los caminos de oxígeno primario y secundario y la fuente de combustible; un pulverizador 70, en este ejemplo.

Como se ha mencionado anteriormente, la temperatura de la llama, representada mediante la caja 83, puede calcularse mediante una computación adiabática basada en las entradas químicas del combustible, oxígeno y gas de combustión reciclado o, como alternativa, puede medirse mediante la radiación de partículas de hollín. Puede generarse la señal 74 de error cuando se usan combustibles sólidos, para ajustar la entrada del gas de combustión reciclado primario y oxígeno para mantener las temperaturas máximas de la llama. El exceso de oxígeno se supervisa tras la combustión, tal como se indica mediante la caja 84, y se genera una señal de error 86 al valor de referencia, por ejemplo, estequiometría $\pm 5\%$. A continuación, esta señal de error se retroalimenta en la tasa de flujo de oxígeno 68.

De acuerdo con un importante aspecto de la invención, la máxima temperatura de la llama se mantiene mediante un control de bucle cerrado. Para calderas con múltiples quemadores, esto se lleva a cabo quemador a quemador. En particular, en caso de que la temperatura 83 de llama, para cualquiera de los quemadores caiga por debajo de la máxima temperatura de llama esperada, se genera una señal de error 88 y la misma se retroalimenta al controlador de tasa de flujo de oxígeno 68. Cuando la temperatura 83 de llama cae por debajo de la temperatura máxima de llama, por ejemplo 2815,6 °C (5100°F), se aumenta la tasa de flujo de oxígeno. La temperatura máxima de llama está predeterminada para diferentes niveles de pureza de oxígeno. La temperatura máxima predeterminada se compara con la señal de temperatura de la llama 83, tal como se ha indicado anteriormente, y se usa para generar la señal de error 88.

Con referencia a la Figura 4, se ilustra el bucle de control de la caldera. En general, la señal de demanda de la caldera, indicada en la línea 90 llega desde los controles de la estación de energía. En este ejemplo, es una entrada de tasa de flujo de vapor deseada desde la caldera. El controlador de suministro de agua 92 se impulsa por la caldera maestra 90, para aumentar o disminuir o mantener el flujo de vapor. Por ejemplo, si la tasa de flujo del suministro de agua se aumenta, la temperatura en la caldera disminuirá, aumentando, de esta manera, la necesidad de temperatura de súper calentamiento aumentando de esta manera la demanda de combustible. El controlador de súper calentamiento o control 94 primario se refiere al control de temperatura de bucle cerrado, ilustrado en la Figura 3.

El controlador de temperatura secundario o demanda de flujo reciclado 96, en este ejemplo, es para controlar la temperatura del vapor del re-calentador 21 (Figura 1). La temperatura del vapor re-calentado es un controlador de bucle cerrado para mantener la temperatura del vapor re-calentado a un valor de referencia. La demanda de flujo reciclado se refiere a gases de combustión reciclados para su uso con combustibles sólidos, tales como carbón pulverizado. Esta demanda de flujo reciclado impulsa un controlador de flujo reciclado de CO₂ 98 usado para controlar la entrada de flujo de CO₂ desde los ventiladores de gas de combustión CO₂ reciclado. La salida del controlador de flujo reciclado 98 se usa para controlar la tasa de combustible del pulverizador 70 (Figura 1) y la tasa de flujo de gas de combustión reciclado 100 (gas de combustión reciclado para el control de temperatura secundario, en este ejemplo, re-calentado). El flujo se monitoriza y se genera una señal de error 102 y la tasa de flujo del gas de combustión reciclado se ajusta, según sea necesario. Además, se deriva una señal de error 102 a partir de un punto de ajuste de temperatura secundaria, en este caso, una temperatura de re-calentamiento, y la cantidad de gas de combustión reciclado se ajusta a la demanda de gas de combustión reciclado 96.

El controlador de demanda total de flujo de gas 104 se usa para determinar la demanda total de flujo de gas. La salida del controlador de demanda total de flujo de gas 104 se usa para controlar los ventiladores de reciclaje de gas de combustión 106. Se genera una señal de error 108 basada en la diferencia entre la demanda y el flujo real de gas de combustión reciclado. A continuación, la diferencia de demanda se saca al ventilador, para aumentar o disminuir o mantener el flujo de gas de combustión.

Pueden usarse diversos tipos de quemadores con la presente invención. Por ejemplo, los quemadores 14 pueden diseñarse con requerimientos específicos en relación al dimensionado de los orificios y a las velocidades, para producir una llama con una forma y una geometría específicas. Por ejemplo, las patentes de EE.UU. N.º 5.545.031 y 5.575.637 divulgan quemadores a modo de ejemplo para su uso con la presente invención para proporcionar formas de llama a modo de ejemplo.

Otros quemadores también son adecuados para su uso con la presente invención. Por ejemplo, la Figura 7 ilustra un quemador de gas a modo de ejemplo. Las Figuras 8 y 9 ilustran quemadores a modo de ejemplo para gas y carbón, respectivamente, en los que la boquilla de entrada de oxígeno se configura de manera que el oxígeno se mezcla con el combustible en la punta del quemador, para prevenir un pre-encendido potencial del combustible fuera de la cavidad de combustión del horno.

Con referencia primero a la Figura 5, el quemador 150 incluye un cuerpo de boquilla de entrada principal 152 que se extiende al interior del horno 158. Una entrada de gas combustible 154 se extiende al interior del cuerpo 152 de entrada principal exterior a la pared 160 de horno. El oxígeno se introduce al cuerpo 152 de boquilla de entrada principal por medio de la boquilla 162 de oxígeno y se mezcla con el gas combustible. Un encendedor (no mostrado) se extiende a través de una abertura 156 central en el cuerpo 152 de entrada principal, pasando justo la punta 164 del quemador. El encendedor proporciona una chispa para el encendido de la mezcla combustible/oxígeno en el

horno 158.

La Figura 6 ilustra un quemador alternativo para su uso en aplicaciones con carbón pulverizado, identificado generalmente con el número de referencia 170, incluye una boquilla 172 de oxígeno, y una boquilla 174 de combustible. En esta aplicación, la boquilla 174 de combustible se usa para una mezcla de carbón pulverizado y un gas portador, por ejemplo, gas de combustión reciclado. Más particularmente, el carbón pulverizado se mezcla con un gas portador, aguas abajo del quemador, para prácticamente "fluidizar" el polvo de carbón pulverizado. A continuación, el polvo de carbón fluidizado es aplicado a la boquilla de combustible 174.

Como se muestra en la Figura 6, la salida de la boquilla 172 de oxígeno y la boquilla 174 de combustible descargan conjuntamente al interior de una abertura 176 que define una cámara en el cuerpo del quemador principal 178, donde el combustible y el oxígeno se mezclan y se encienden por un encendedor (no mostrado). Las salidas de la boquilla de oxígeno 172 y la boquilla de combustible 174 están generalmente alineadas como se muestra y descargan, generalmente, en el mismo límite de la cámara 176. Como tal, la cámara 176 define una punta de quemador virtual donde el combustible y el oxígeno se mezclan y encienden.

El cuerpo de quemador principal 178 puede estar rodeado por una o más aberturas para recibir las boquillas de salida de CO₂ 180 y 182. El CO₂ puede usarse para templar o ajustar la cantidad de transferencia de calor en los pasos convectivos de la caldera, bajo ciertas condiciones. El CO₂ puede requerirse en ciertas aplicaciones en las que las superficies de transferencia de calor de una caldera, en la sección convectiva de una caldera, requieren una cierta cantidad o una cantidad predeterminada de flujo de gas convectivo sobre los tubos, para mantener las temperaturas de proceso correctas. Las boquillas de salida de CO₂ 180 y 182 están en comunicación fluida con una cámara de CO₂, que se suministra mediante una boquilla de entrada de CO₂ 186. Las boquillas de salida de CO₂ 180 y 182 descargan en el límite de la cámara de combustión del horno, identificado mediante el número de referencia 186.

La Figura 7 ilustra un quemador de gas natural alternativo, identificado, en general, mediante el número de referencia, que incluye una boquilla de oxígeno 202 y una boquilla de combustible 204. En esta aplicación, la boquilla de combustible 174 se usa para gas natural.

Como se muestra en la Figura 7, las salidas de la boquilla de oxígeno 202 y la boquilla de combustible 204 descargan conjuntamente al interior de una abertura 206 que define una cámara en el cuerpo de quemador principal 208, donde el combustible y el oxígeno se mezclan y se encienden por un encendedor (no mostrado). Las salidas de la boquilla de oxígeno 202 y la boquilla de combustible 204 están generalmente alineadas como se muestra y descargan generalmente en el mismo límite de la cámara 206. Así, la cámara 206 define una punta de quemador virtual donde el combustible y el oxígeno se mezclan y encienden.

El cuerpo del quemador principal 208 puede incluir una o más aberturas para recibir las boquillas de salida de CO₂ 210 y 212. Las boquillas de salida de CO₂ 210 y 212 están en comunicación fluida con una cámara de CO₂ 214 que se suministra mediante una boquilla de entrada de CO₂ 216. Las boquillas de salida de CO₂ 210 y 212 descargan en el límite de la cámara de combustión del horno, identificado mediante el número de referencia 218.

Obviamente, son posibles muchas modificaciones y variaciones de la presente invención a la luz de las enseñanzas anteriores. De esta manera, debe entenderse que, dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas, la invención puede practicarse de manera diferente a la descrita específicamente anteriormente.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Un método para optimizar la eficiencia de un proceso de combustión de oxi-combustible a diversos puntos de ajuste de temperatura seleccionables (50) para una caldera (10) que tiene al menos un quemador (14) para recibir oxígeno y un combustible fósil, comprendiendo el método las etapas de:
- 10 (a) seleccionar la temperatura de una pared de agua (13) de la caldera (10) como la temperatura seleccionada;
- (b) medir la temperatura seleccionada para comparación con un punto de ajuste de dicha temperatura (50) seleccionada;
- 15 (c) generar una señal de error (52) a partir de la diferencia entre dicha temperatura seleccionada medida y dicho punto de ajuste de temperatura (50) seleccionado, usando dicha señal de error (52) para generar una señal representativa de la demanda de transferencia de calor total (54), usando dicha señal de demanda de transferencia de calor total (54) para generar una señal de demanda de tasa de combustión (57), comparando dicha señal de demanda de tasa de combustión (57) con una señal de referencia de tasa de combustión (62) y generando una señal de error de tasa de combustión (66) basada en la diferencia entre estas dos señales, controlando la cantidad de combustible fósil suministrada a dicho al menos un quemador (14) como una función de dicha señal de error de tasa de combustión (66);
- 20 (d) determinar dinámicamente la temperatura de la llama (83) de al menos un quemador (14) y generar una señal representativa de dicha temperatura de la llama (83) y generar una señal de error cuando dicha temperatura de llama se desvía de una temperatura máxima de llama para el punto de ajuste de temperatura (50) seleccionado;
- y
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) como una función de dicha señal de error (88).
- 25 2. El método como reza en la reivindicación 1, que incluye además la etapa (f) que comprende:
- (f) controlar el oxígeno suministrado (68) a dicho al menos un quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado, como una función de la relación estequiométrica del oxígeno y del combustible.
- 30 3. El método como reza en la reivindicación 2, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función de la tasa de suministro de combustible (62).
- 35 4. El método como reza en la reivindicación 3, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función del contenido de carbono de dicho combustible.
- 40 5. El método como reza en la reivindicación 3, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función de la tasa de suministro de carbón pulverizado suministrado a dicho quemador (14).
- 45 6. El método como reza en la reivindicación 3, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función del contenido de carbono del carbón pulverizado suministrado a dicho quemador (14).
- 50 7. El método como reza en la reivindicación 3, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función de la tasa de flujo de gas natural suministrado a dicho quemador (14).
- 55 8. El método como reza en la reivindicación 3, en el que la etapa (e) comprende:
- (e) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) se mantenga en un valor predeterminado como una función del contenido de carbono del gas natural suministrado a dicho quemador (14).
- 60 65

9. El método como reza en la reivindicación 1, en el que la etapa (e) comprende:

(e) comprobar el oxígeno no quemado en el gas de combustión y ajustar la tasa de flujo del oxígeno suministrado (68) al horno, como una función de dicho oxígeno no quemado.

5 10. El método como reza en la reivindicación 1, en el que la etapa (d) comprende determinar la temperatura de la llama (83) basada en la radiación de partículas de hollín.

10 11. El método como reza en la reivindicación 1, en el que la etapa (d) comprende:

(d) controlar dinámicamente el oxígeno suministrado (68) a cada quemador (14) de manera que la temperatura de la llama (83) sea un valor máximo predeterminado mediante un control de bucle cerrado.

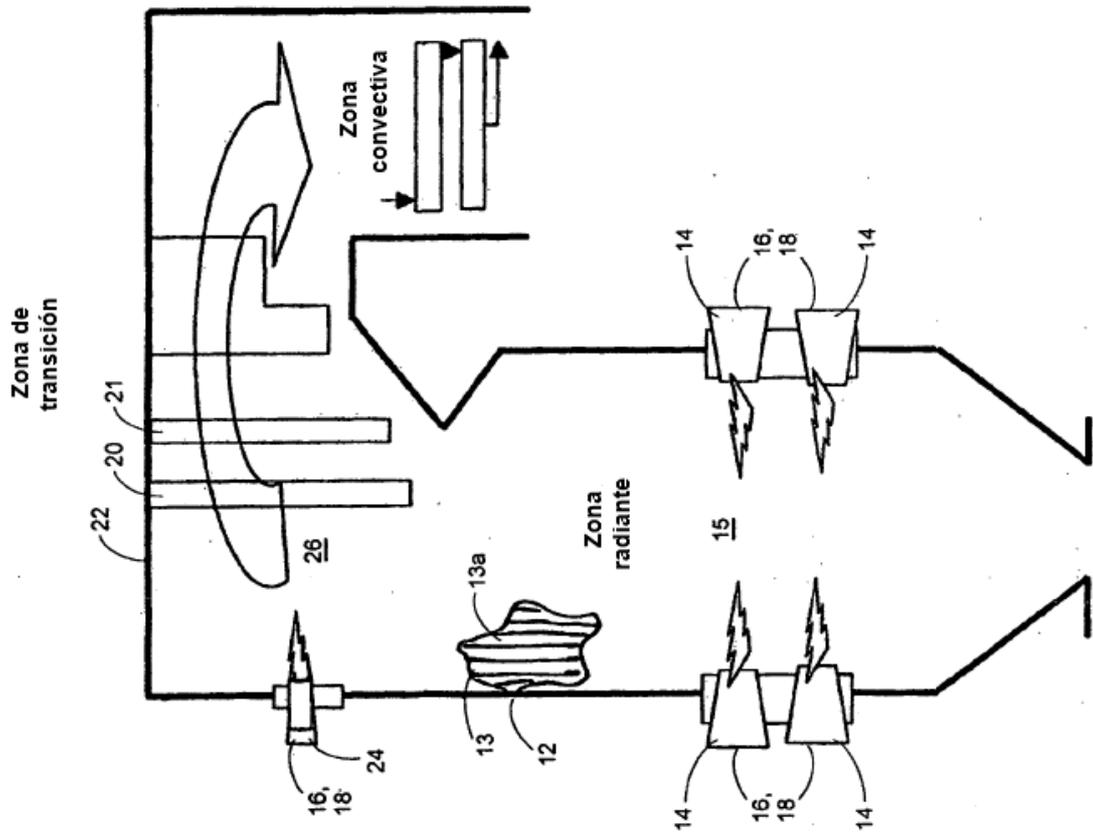


Fig. 1

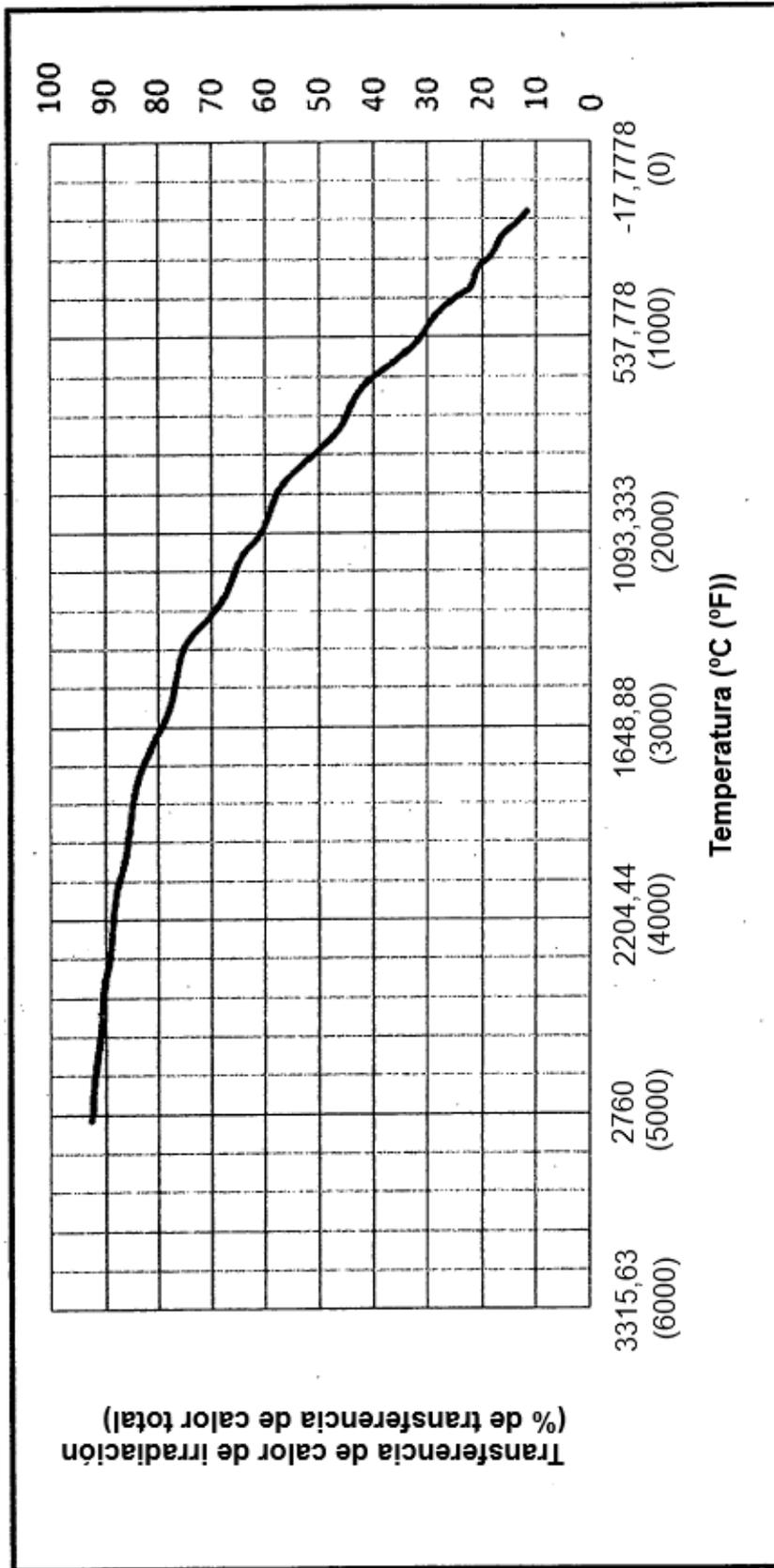


Fig. 2

Bucle de control del sistema de combustión - Hoja 1

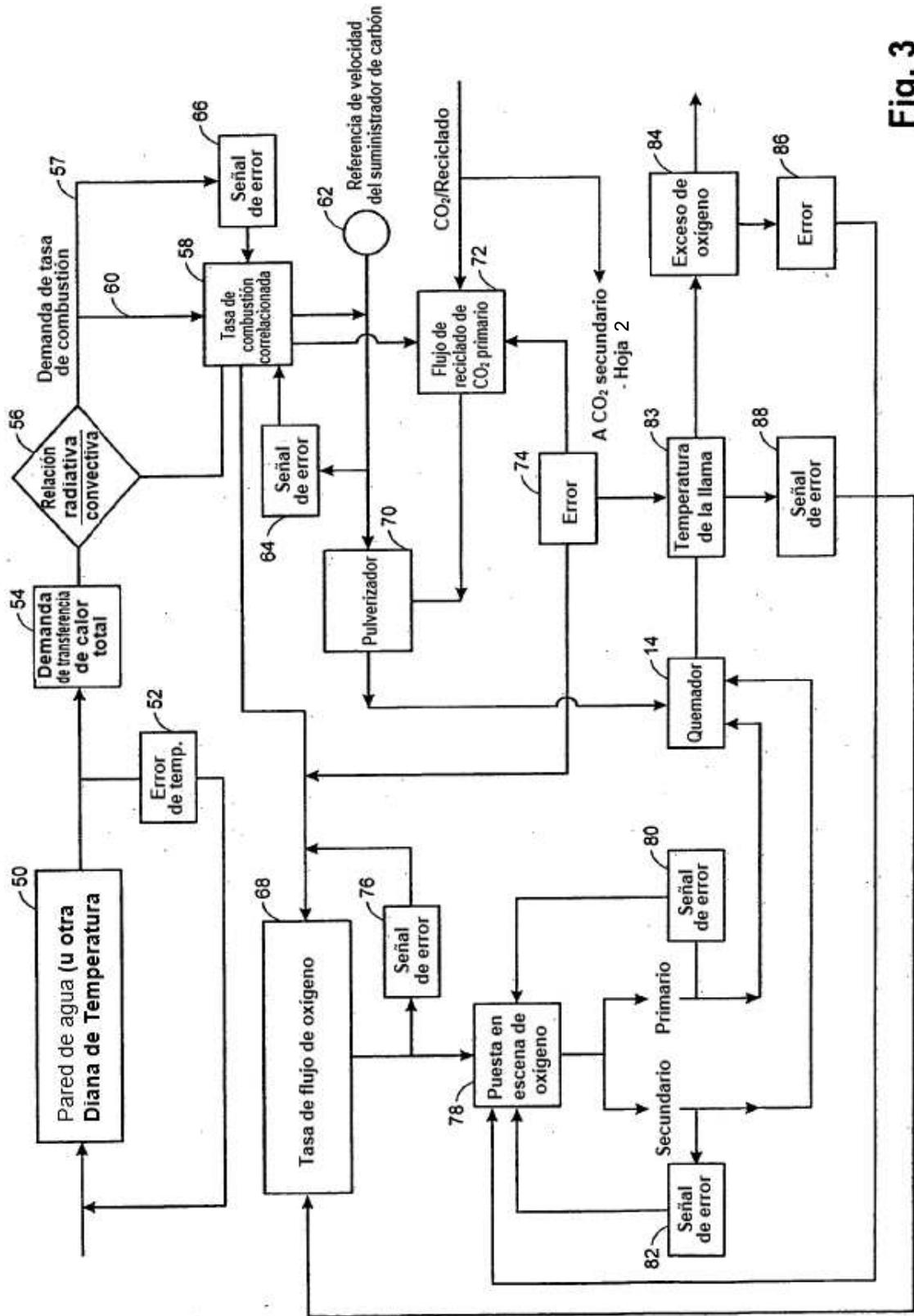


Fig. 3

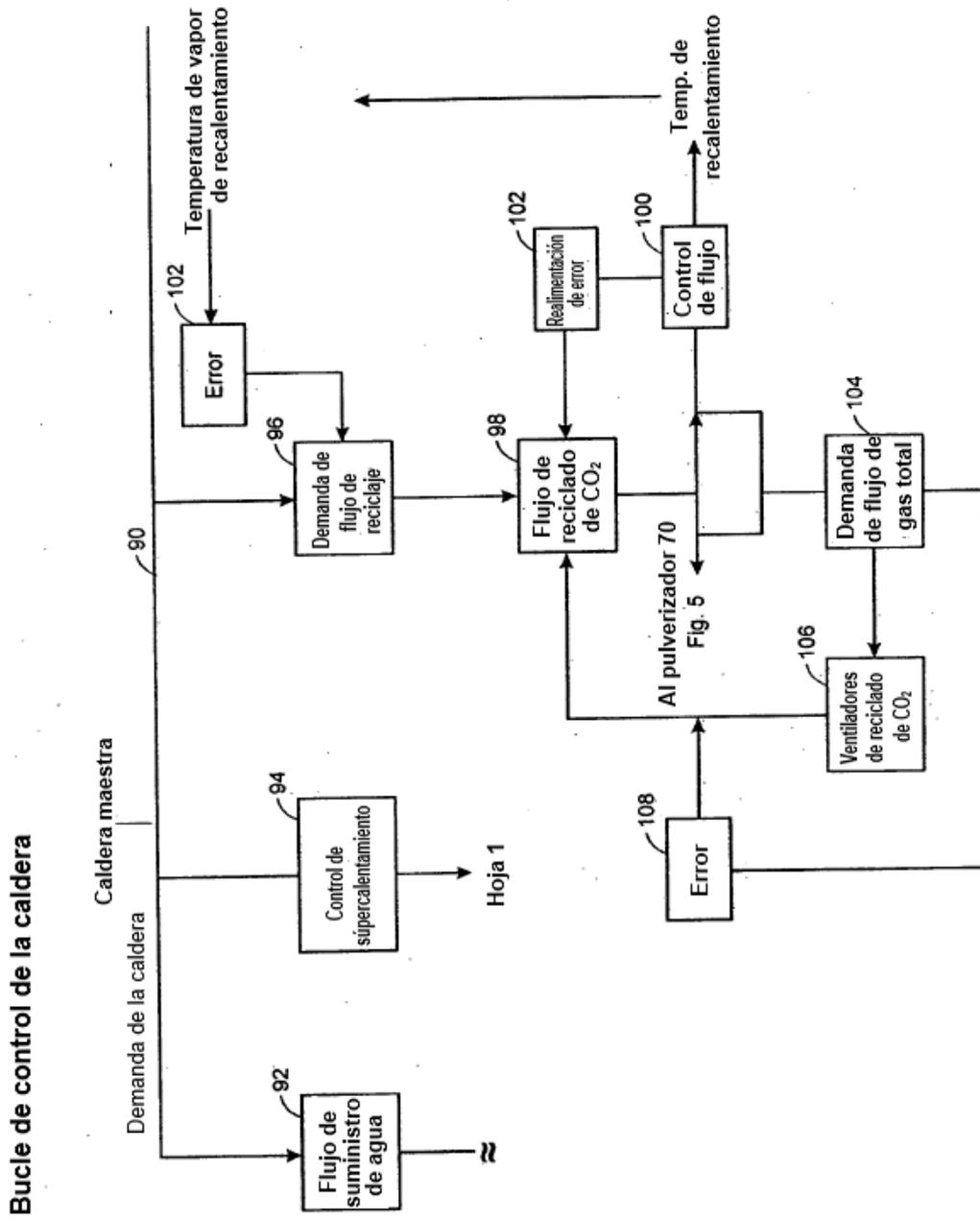


Fig. 4

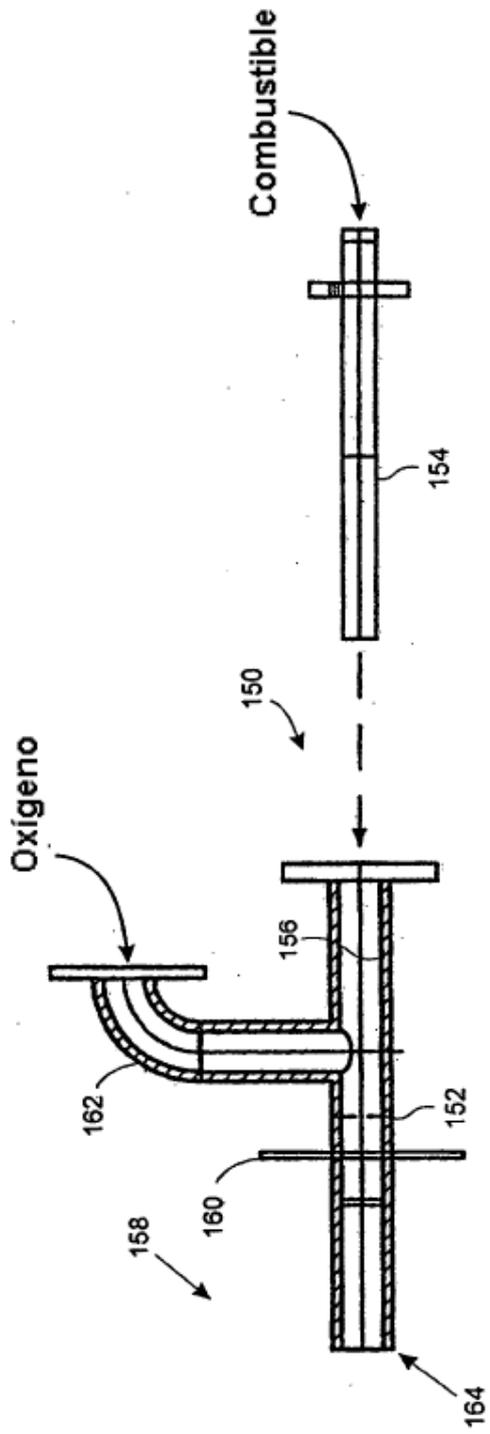


Fig. 5

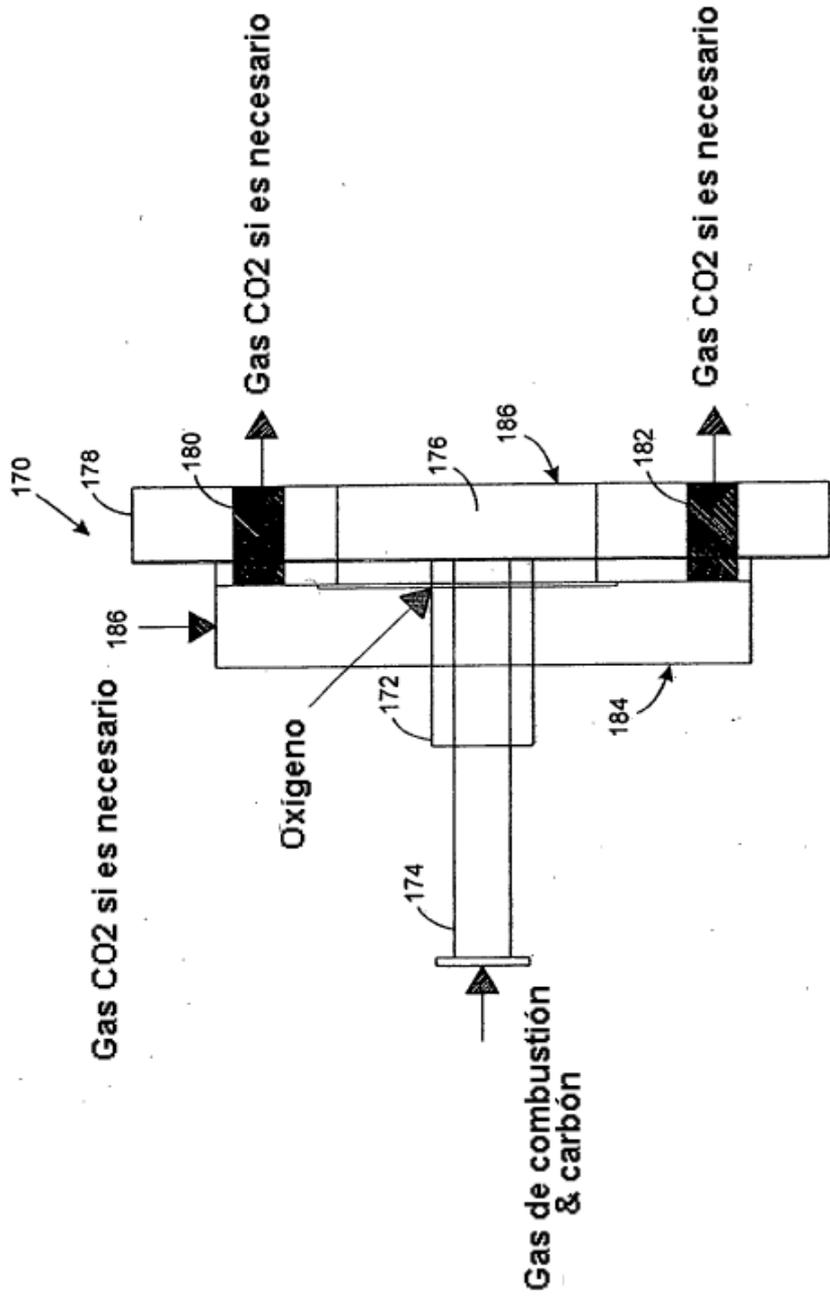


Fig. 6

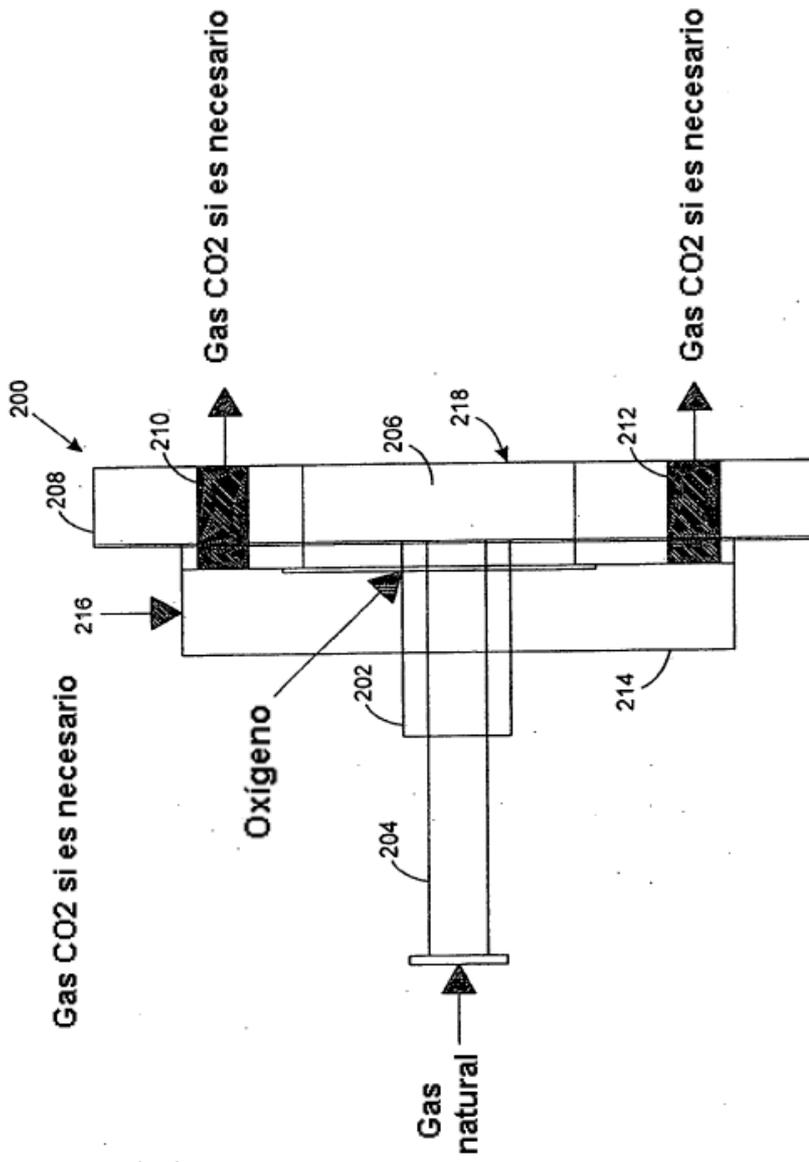


Fig. 7