



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

**OPCIONES TERMODINÁMICAS DE BAJO IMPACTO
AMBIENTAL DE SISTEMAS REGENERADORES DE
COMBUSTIÓN**

T E S I S

**QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE
DOCTOR EN INGENIERÍA**

**ENERGÍA- PROCESOS Y USO EFICIENTE
DE ENERGÍA**

P R E S E N T A

LEONARDO FLORES SAUCEDA

TUTOR :

JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI

2012

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. José Luis Fernández Zayas

Secretario: Dr. Jaime Gonzalo Cervantes de Gortari

1º Vocal: Dr. Roberto Best y Brown

2º Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

3º Vocal: Dr. Pablo Álvarez Watkins

Lugar donde se realizó la tesis:

DEPARTAMENTO DE TERMOFLUIDOS, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

TUTOR DE TESIS:

DR. JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI

FIRMA

AGRADECIMIENTOS:

A MI FAMILIA, POR SU APOYO

A MIS MAESTROS, POR SU GENEROSIDAD

AL CONSEJO NACIONAL DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA (CONACYT), POR SU
APOYO ECONÓMICO

Índice	Página
1- Introducción.....	6
2- Sobre captura de CO₂.....	8
3- Sobre emisión de NO_x.....	12
4- Generalidades sobre combustión suave o sin flama.....	16
5- Ejemplos de sustitución de combustión estándar por combustión sin flama....	22
5.1- Primer ejemplo, gases originales de salida a 600 K.....	22
5.1.1- Caracterización de proceso original estándar de combustión.....	22
5.1.2- Aplicación de combustión suave con aire.....	26
5.1.3- aplicación de combustión suave con oxígeno.....	30
5.2- Segundo ejemplo, gases originales de salida a 1045 K.....	34
5.2.1- Caracterización de proceso original estándar de combustión.....	34
5.2.2- Aplicación de combustión suave con aire.....	34
5.2.3- Aplicación de combustión suave con oxígeno.....	37
6- Ejemplo de aplicación de combustión suave con aire a un nuevo proceso.....	40
6.1- combustión suave con aire.....	40
6.2- Combustión suave con oxígeno.....	43
7- Resumen de los ejemplos de sustitución	48
8- Análisis termodinámico y de transferencia de calor de la combustión estándar y de las combustiones sin flama que la sustituyen.....	51
8.1 Análisis termodinámico.....	52
8.2 Análisis de transferencia de calor.....	57
9- Disociación de CO₂ y H₂O y formación de NO en los productos de combustión y su comparación entre las combustiones estándar y suave o sin flama.....	66
10- Anexo A: Generalidades sobre regeneradores de calor.....	83

11- Anexo B: Caídas de presión y potencias necesarias en la recirculación de efluentes al horno y en la circulación de fluidos por el regenerador, además de su dimensionado.....	92
12- Anexo C: Conductividad, viscosidad y calor específico de gases efluentes provenientes de la combustión de LPG con aire y con oxígeno.....	109
13- Anexo D: Combustión en circuito Químico (CCQ).....	111
14- Bibliografía.....	116
15- Nomenclatura.....	134

Índice de Figuras

Figura 1. Proceso original típico de combustión.....	23
Figura 2. Combustión suave o sin flama.....	27
Figura 3. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire, primer ejemplo.....	29
Figura 4. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de oxígeno, primer ejemplo.....	32
Figura 5. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire, segundo ejemplo.....	36
Figura 6. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de oxígeno, segundo ejemplo.....	38
Figura 7. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire, aplicación a un nuevo proceso.....	43
Figura 8. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de oxígeno, aplicación a un nuevo proceso.....	46
Figura 9. Diagrama de bloques de operación Continua de regeneradores.....	84
Figura 10. Diagrama de Levenspiel de eficiencia de regeneradores.....	87
Figura 11. Diagrama de Mills de eficiencia de regeneradores.....	88
Figura 12. Diagrama de bloques de caracterización de regeneradores.....	88
Figura 13. Diagrama de Combustión en Circuito Químico con recirculación de sólidos.....	112
Figura 14. Diagrama de Combustión en circuito químico con lechos empacados fijos sin recirculación de sólidos.....	114

1- Introducción.

El proyecto de investigación se inscribe en el marco del esfuerzo conjunto de mitigación del calentamiento global orientado a aportar tecnologías para capturar el CO_2 proveniente de la combustión de combustibles fósiles y para disminuir la emisión de otros gases de invernadero como los NO_x , siempre sobre la base de un sistema de combustión operando a la mayor eficiencia posible.

Actualmente [1], los combustibles fósiles proveen el 80 % de la demanda global de energía (carbón 25 %, gas natural 21 %, aceite 34 %), distribuyéndose así la provisión del 20 % restante: biomasa y desperdicio 11 %, nuclear 6.5 %, hidroeléctrica 2 % y finalmente las renovables geotérmica, solar y eólica 0.5 %.

Corrientemente [2], las energías renovables satisfacen menos del 1 % de la demanda global no obstante los grandes esfuerzos hechos para aumentar su participación, por lo que en las décadas por venir la mitigación del cambio climático será a base de captura de CO_2 en puntos de quema de combustibles fósiles y su posterior almacenamiento, aun cuando no sea una solución de fondo.

Tras considerar la información anterior se evidencia la importancia de estudiar la combustión de combustibles fósiles con su generación y deseable reducción de contaminantes

Se revisa la bibliografía sobre combustión sin flama, adelantando como comentarios generales que:

- (a) una buena parte de los estudiosos considera que no hay todavía una tecnología claramente ganadora para la captura y secuestro de CO_2 .
- (b) en general, la bibliografía toca parcialmente aspectos del sistema comprendido por combustión-proceso de transmisión de calor-ambiente, cuyas interacciones son nuestro centro de interés.

Se estima como aportación al esfuerzo de mitigación del calentamiento global, el enfocar el estudio de la combustión como parte integrante del mencionado sistema conjunto combustión-proceso de transferencia de calor-ambiente, donde la aplicación de la combustión sin flama, empleando oxidante precalentado en regeneradores de calor y recirculación de gases efluentes a la cámara de combustión, más los balances de masa y energía apropiados para definir el sistema, permite simultáneamente ahorros en energía y reducción del impacto ambiental.

Se revisan y comparan algunos sistemas de captura y secuestro del CO_2 proveniente de sistemas de combustión y se analiza termodinámicamente la formación de óxido nítrico (principal componente de los NO_x) y la consiguiente estrategia para su reducción.

Se revisan generalidades de la combustión suave o sin flama y parámetros para su aplicación.

Se desarrollan dos ejemplos de aplicación de combustión suave o sin flama, empleando como oxidante tanto aire como oxígeno, para sustituir procesos estándar ya existentes.

Se desarrolla un ejemplo de aplicación de combustión sin flama a un proceso de nuevo diseño (no previamente existente).

Se comparan, desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor, los sistemas de combustión estándar y combustiones sin flama que la sustituyen.

Se analiza y compara la disociación de CO_2 y H_2O y la formación de NO en los productos de combustión provenientes de las combustiones estándar y combustiones suave o sin flama.

Se revisa la combustión en circuito químico (CCQ), una variante de la combustión con oxígeno sin flama.

En términos generales se considera aquí la tecnología de combustión sin flama con oxígeno, como la más prometedora a mediano plazo para obtener un máximo ahorro energético y un mínimo impacto ambiental.

2- Sobre captura de CO₂

Se puede apreciar la importante contribución de los gases CO₂ y NO_x (principal componente de los NO_x) al calentamiento global, al considerar la proporción de los gases de invernadero [2] emitidos:

Gas	CO ₂	NO _x	CH ₄	CFC	O ₃
% volumen	50.0	10.0	20.0	15.0	5.0

Respecto a las fuentes de emisión [3] de CO₂, se hace notar la importante contribución de la combustión de combustibles fósiles:

Acción	Quema de combustibles fósiles	Deforestación	Producción de cemento
% de emisión total	73.0	25.0	2.0

Las emisiones de CO₂ de una planta de potencia de 1000 MW e [2-3] son, de acuerdo al combustible quemado:

Combustible	Carbón	Aceite	Gas natural
10 ⁶ toneladas	7.0	4.6	3.5

Se evidencia la aportación del carbón, con aproximadamente el 34 % del total de las emisiones de CO₂.

Las emisiones de CO₂ proyectadas con crecimiento promedio anual de 2.1 % [2-3] son:

Año	1990	2003	2010	2015	2020	2025	2030	2050
Gt	21.2	25.0	30.3	33.6	36.7	40.0	43.7	62.0

La concentración de CO₂ en el ambiente [4] debe estabilizarse en 450 ppmv (partes por millón en volumen) si queremos evitar un desastre ambiental.

La revisión de la anterior información nos resalta la importancia de capturar el CO₂ y reducir la formación de NO_x.

Al instalar un sistema de captura de CO₂ [2] hay un castigo en energía o costo energético tal que, al tomar en cuenta la emisión de CO₂ proveniente de la energía adicional compensatoria para mantener la misma potencia de salida, nos determina que el CO₂ evitado sea siempre menor al CO₂ capturado.

El costo energético de captura [4] representa el 80 % del costo total en la cadena de secuestro del CO₂, consistente en captura, transporte y almacenamiento.

A continuación se presentan datos comparativos [1] del costo energético de captura de CO₂ para tres tecnologías de generación de potencia (combustión con aire, combustión con oxígeno y gasificación integrada a ciclo combinado) en plantas quemando carbón, considerado éste un energético indispensable en cualquier escenario futuro concebible.

ya que está ampliamente distribuido y puede proveer energía a un menor costo, 1 a 2 \$USD por millón de BTU, contra costos de 6 del aceite y 12 del gas natural:

(i) *Combustión de carbón con aire*

Una planta con ciclo Sub-Crítico de vapor con captura de CO₂ (mediante aminas) que produce 500 MWe, requiere un aumento de 37 % en su tamaño y alimentar 76000 kg/h más de carbón que una planta Sub-crítica de la misma potencia de salida sin captura de CO₂. La eficiencia de generación se reduce en 9.2 puntos, de 34.3 % a 25.1 %.

Una planta con ciclo Supercrítico de vapor, al incorporar captura de CO₂ baja su eficiencia de 38.5 % a 29.3 %.

Para el caso de una unidad de ciclo Ultra-Supercrítico con captura de CO₂ que produce 500 MWe se requiere, respecto a una planta similar sin captura de CO₂, aumentar el tamaño en 27 % y aumentar la alimentación de carbón en 44000 kg/h, bajando la eficiencia en 9.2 puntos, de 43.3 a 34.1 %, resultando una planta Ultra-Supercrítica con captura de CO₂ con una eficiencia igual a la de una Sub-crítica sin captura de CO₂.

El retro-acomodo de un sistema de captura de CO₂ en plantas existentes reduce la generación de potencia en 40 %, de 500 a 294 MW e, bajando la eficiencia 14.5 puntos con la turbina operando a 60 % de su valor de diseño.

(ii) *Combustión de carbón con Oxígeno*

Usamos las mismas bases y suposiciones para comparación.

Para el caso de ciclo Supercrítico de vapor con captura de CO₂, la rapidez de alimentación de carbón es mayor que para caso sin captura, pero menor que para un ciclo supercrítico con captura de CO₂ mediante aminas.

En éste diseño se desulfuran los efluentes en húmedo antes de reciclarlos, quitando el 95 % del SO_x para evitar problemas de corrosión en el hervidor y altas concentraciones de SO_x en el equipo de compresión/separación corriente abajo.

Los no condensables se quitan del gas comprimido vía evaporación instantánea en dos etapas.

Permite la captura de CO₂ por compresión directa del gas efluente pero requiere una Unidad Separadora de Aire para proveer oxígeno. El consumo de energía de ésta unidad es el principal factor de reducción de la eficiencia de la planta de carbón pulverizado.

La eficiencia de generación es de 30.6 %, que es casi un punto mayor que para la planta Supercrítica con captura de CO₂ mediante aminas. Se requiere refinamiento para simplificación, respecto a la eliminación de NO_x y SO_x.

La eficiencia baja 7.9 puntos, de 38.5 % sin captura de CO₂ a 30.6 % con captura.

Si la unidad separadora de aire mejorara su eficiencia, se obtendría un impacto importante.

El retro-acomodo a plantas existentes es buena opción, ya que el hervidor y ciclo de vapor se ven menos afectados.

Se estima 36 % de baja en generación de potencia en el retro-acomodo, contra 40 % en el caso de captura con aminas.

(iii) *Ciclo combinado con gasificación integrada de carbón*

Aplicar la captura de CO₂ a ésta planta requiere tres unidades de proceso adicionales: reactores de cambio gas-agua, un proceso adicional de separación de CO₂ y la compresión y secado del CO₂. En el reactor de cambio gas-agua el CO en el gas de síntesis se hace reaccionar con vapor de agua sobre un catalizador para producir CO₂ e H₂.

Para una planta de 500 MW e con gasificación integrada a un ciclo combinado, la eficiencia de generación con captura de CO₂ es 31.2 %, que es 7.2 puntos menor que el caso sin captura de 38.4 % de eficiencia.

El añadir la captura de CO₂ requiere un 23 % de aumento en la rapidez de alimentación de carbón para conservar la misma potencia de salida, en comparación con los aumentos necesarios en casos de captura con aminas, de 27 % para planta Ultra-Supercrítica y de 37 % para planta Sub-Crítica.

El retro-acomodar un sistema de captura de CO₂ en una planta existente de gasificación integrada requiere cambios en el núcleo del tren de gasificación/combustión/generación de potencia que son diferentes al tipo requerido en retro-acomodo a plantas con carbón pulverizado. Es un sistema complejo.

En IPCC (International Panel on Climate Change) 2006 [3] se establece que en plantas de carbón pulverizado e IGCC basadas en carbón, ambas equipadas con captura y almacenamiento de CO₂, se requieren respectivamente 24-40 % y 14-25 % más energía que en las respectivas plantas de potencia equivalente de salida sin captura de CO₂.

Concluye que el sistema más promisorio para retro-acomodo y captura de CO₂ es la combustión con O₂.

Respecto al costo económico de captura del CO₂:

Los costos por captura y almacenamiento de CO₂ [4] están en un rango de (0.01-0.05) \$USD/kW h, y se planea situarlos en 25-30 \$ USD/t CO₂.

Para una planta de 865 MW e con combustión oxígeno-lignito [5], se tienen eficiencias netas de 33.5 % con captura de CO₂ contra 42.6 % sin captura.

Si el lignito cuesta 1.52 \$USD/ 10⁶ BTU (5.2 \$USD / MW h) y se cuenta con 10 % de tasa de interés, al instalar la captura de CO₂ el costo de generación de electricidad aumenta de 42.1 a 64.3 \$USD/MW h, lo que corresponde a un costo de evitar el CO₂ de 26 \$ USD/ t

La producción de oxígeno de 95 % de pureza cuesta entre 252-267 kW h / t y para la planta se requieren 16900 t/d para una eficiencia de captura de CO₂ de 99.3 %.

La combustión oxígeno-combustible es una opción realista a corto plazo.

En una Planta de generación de ciclo combinado a base de combustión de gas natural con aire [6], tras incorporar captura de CO₂ con aminas en post-combustión baja la eficiencia desde 55 % a 48 %, y el combustible adicional para compensar la deficiencia en la generación neta de potencia representa un 15 %.

3- Sobre emisión de NO_x

En la combustión de los combustibles fósiles, además del carbono y el hidrógeno son parcialmente oxidados el nitrógeno (contenido en el aire y en el combustible) y el azufre que pudiera estar presente, de modo que se forman óxidos de nitrógeno, que también son gases de invernadero, y óxidos de azufre.

Los NO_x son relativamente estables, de baja reactividad y están presentes en baja concentración en los gases efluentes, por lo que son difíciles de eliminar de éstos.

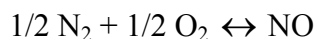
Se desalienta la formación de NO_x en la cámara de combustión mediante el expediente de recircular a ella cierta proporción de los gases de combustión, lo que reduce tanto la temperatura adiabática de flama como la concentración de oxígeno.

Si además disminuimos o eliminamos el nitrógeno en la corriente oxidante (combustión con oxígeno) tendremos un descenso adicional en la formación de NO_x.

Aquí cabe aclarar [7] que aún cuando los gases de combustión son enfriados antes de ser descargados a la atmósfera, la concentración de NO_x no regresa al estado de equilibrio que le correspondería a ésta menor temperatura debido a que, con el enfriamiento, la velocidad de reacción de disociación de NO_x cae varios órdenes de magnitud. Es decir, la concentración de NO_x en los gases efluentes corresponde a la temperatura adiabática de flama y no a la temperatura de salida de los gases efluentes.

El siguiente análisis termodinámico sustenta la estrategia de reducciones de temperatura y de concentración de oxígeno:

Se establece [7] la reacción de formación de NO:



K_p = constante de equilibrio de la reacción en función de las presiones parciales (P_i) de los gases.

$$K_p = (P_{\text{NO}}) / (P_{\text{N}_2})^{1/2} (P_{\text{O}_2})^{1/2}$$

La constante de equilibrio K_p es función de la temperatura y, como se verá en el capítulo 9, para cualquier reacción endotérmica (como lo es la formación de NO) con el aumento de la temperatura se favorece el aumento de la K_p y por lo tanto la formación del producto (NO).

Asimismo el aumento en la concentración del oxígeno, uno de los reactivos, favorece la formación del NO.

La formación del NO es precedida por las disociaciones del CO₂ y del H₂O presentes en los gases de combustión, y en el capítulo 9 se hacen cálculos iterativos precisos de las concentraciones finales de los gases en equilibrio para varias reacciones de combustión.

Por ahora se ilustra aquí de una manera aproximada, cómo los incrementos de la temperatura y de la concentración de oxígeno aumentan la formación de NO:

-Alta concentración de O₂ (cercana al caso del aire):

$$\begin{aligned}(P_{N_2}) / (P_{O_2}) &= 4 \\(P_{N_2}) &= 4 (P_{O_2}) \\K_p &= (P_{NO}) / (P_{N_2})^{1/2} (P_{O_2})^{1/2} = (P_{NO}) / 2 (P_{O_2}) \\(P_{NO}) &= 2 K_p (P_{O_2})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= 1200 \text{ K} \\K_p &= 5.4 \cdot 10^{-4} \\(P_{NO}) &= 2 \cdot 5.4 \cdot 10^{-4} (P_{O_2}) = 0.00108 (P_{O_2}) \\Presión \text{ total} &= (P_{NO}) + (P_{N_2}) + (P_{O_2}) = 5.00108 (P_{O_2}) \\ppmv \text{ de NO} &= 10^6 \cdot (P_{NO}) / (Presión \text{ total}) = 0.00108 \cdot 10^6 / 5.00108 = 216\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= 2000 \text{ K} \\K_p &= 2.0 \cdot 10^{-2} \\(P_{NO}) &= 2 \cdot 2.0 \cdot 10^{-2} (P_{O_2}) = 0.04 (P_{O_2}) \\Presión \text{ total} &= (P_{NO}) + (P_{N_2}) + (P_{O_2}) = 5.04 (P_{O_2}) \\ppmv \text{ de NO} &= 10^6 \cdot (P_{NO}) / (Presión \text{ total}) = 0.04 \cdot 10^6 / 5.04 = 7936\end{aligned}$$

-Baja concentración de O₂ (cercana al caso de gases de combustión):

$$\begin{aligned}(P_{N_2}) / (P_{O_2}) &= 40 \\(P_{N_2}) &= 40 (P_{O_2}) \\K_p &= (P_{NO}) / (P_{N_2})^{1/2} (P_{O_2})^{1/2} = (P_{NO}) / 6.325 (P_{O_2}) \\(P_{NO}) &= 6.325 K_p (P_{O_2})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= 1200 \text{ K} \\K_p &= 5.4 \cdot 10^{-4} \\(P_{NO}) &= 6.325 K_p \cdot 5.4 \cdot 10^{-4} (P_{O_2}) = 0.0034155 (P_{O_2}) \\Presión \text{ total} &= (P_{NO}) + (P_{N_2}) + (P_{O_2}) = 41.0034155 (P_{O_2}) \\ppmv \text{ de NO} &= 10^6 \cdot (P_{NO}) / (Presión \text{ total}) = 0.0034155 \cdot 10^6 / 41.0034155 = 83\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= 2000 \text{ K} \\K_p &= 2.0 \cdot 10^{-2} \\(P_{NO}) &= 6.325 \cdot 2.0 \cdot 10^{-2} (P_{O_2}) = 0.1265 (P_{O_2}) \\Presión \text{ total} &= (P_{NO}) + (P_{N_2}) + (P_{O_2}) = 41.1265 (P_{O_2}) \\ppmv \text{ de NO} &= 10^6 \cdot (P_{NO}) / (Presión \text{ total}) = 0.1265 \cdot 10^6 / 41.1265 = 3076\end{aligned}$$

Resumiendo:

T (K)	K _p	P _{N₂} / P _{O₂} = 40 (baja concentración de O ₂ -tipo gases de combustión)	P _{N₂} / P _{O₂} = 4 (alta concentración de O ₂ -tipo aire)
1200	5.4*10 ⁻⁴	83	216
2000	2.0*10 ⁻²	3076	7936

A 2000 K la razón molar NO_2/NO es 0.0009

Aun cuando la presión no afecta el valor de la constante K_p , sí puede influir en la conversión en el equilibrio de una reacción en fases gaseosa cuando el número de moles de reactivos es diferente al número de moles de productos.

No es el caso de la reacción de formación del NO.

Los cálculos para el equilibrio nos dicen que puede formarse el NO, pero para asegurarlo se necesita que la velocidad de reacción sea lo suficientemente grande para que la reacción se aproxime al equilibrio dentro del tiempo que los gases permanecen a alta temperatura, que es cerca de 2 segundos.

La siguiente tabla [7] consigna el tiempo requerido para alcanzar una concentración de 500 ppmv de NO a diferentes temperaturas, en gases con razón molar 75 $\text{N}_2/3 \text{O}_2$ (tipo gases de combustión), y además destaca la proporción de tal concentración respecto a la de equilibrio:

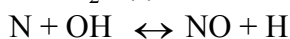
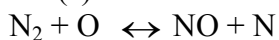
T (° C)	tiempo (s)	ppmv NO en equilibrio	% respecto al equilibrio que representan 500 ppmv de NO
1315	1370	550	91.0
1538	16	1380	36.0
1760	1	2600	19.0
1982	0.1	4150	12.0

Se pueden esperar concentraciones de 500 ppmv de NO a temperaturas mayores de 1700 ° C, comunes en los procesos de combustión.

De los NO x formados en la mayoría de los diversos tipos de combustión [6], del 90 al 95 % son NO (óxido nítrico), el resto es NO_2 (dióxido de nitrógeno) con poco N_2O (óxido nitroso) soluble en aminas.

Respecto al mecanismo de formación [8 a 13] de NO:

(a) Los NO x térmicos son formados mediante el mecanismo de Zeldovich:

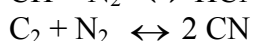
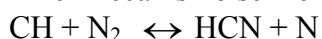


El mecanismo es fuertemente dependiente de la temperatura y la formación es importante a temperatura mayor a 1500 ° C, aunque también es influida por el tiempo de residencia.

A temperaturas menores a 1430 ° C se limita la formación de NO x.

(b) Los NO prontos se forman mediante el mecanismo de Fenimore:

En el mecanismo se incluye la formación de compuestos cianurados:



Tales compuestos llevan a la formación de NO, principalmente en condiciones ricas en combustible (deficiencia de O₂).

El N₂ presente en el combustible sigue un similar mecanismo de oxidación.

(c) Respecto a la influencia de la temperatura:

La temperatura del horno [13] influye en la formación de NO_x: su concentración se elevó desde 65 mg/m³ hasta 410 mg/m³ cuando la temperatura del horno lo hizo desde 1200 ° C hasta 1600 ° C, en ambos casos usando aire precalentado a 920 ° C.

Las energías de activación [9] para NO térmico, NO pronto y N₂O, son 76.5, 20 y 15 kcal/mol, respectivamente.

El mecanismo de NO térmico domina a alta temperatura, mientras que el de NO pronto domina a menores temperaturas.

La formación de NO [1] es a base de un mecanismo lento.

A temperaturas menores a 700 ° C [14] domina el mecanismo de Fenimore (NO pronto) sobre el mecanismo de Zeldovich (NO térmico).

Para abatir la formación de NO_x [15], la idea básica es evitar la aparición de puntos calientes en la flama.

La combustión suave o sin flama es volumétrica [11], con campo de temperatura bastante uniforme, sin muchos picos de temperatura, reduciendo la formación de NO_x.

En oxidación sin flama [13] la temperatura pico es apenas 100 K sobre la temperatura promedio de la cámara, por lo que se abate la formación de NO térmico y el mecanismo de NO pronto se presenta despreciable.

(d) La reducción en eficiencia puede originar la formación de NO:

En combustión estándar con captura de CO₂ [6], las emisiones de NO_x pueden aumentar entre 5-24 % debido a la reducción en eficiencia de la planta generadora, siempre que no se tomen medidas paralelas.

En plantas europeas generadoras de electricidad mediante combustión de gas natural con aire en ciclo combinado y con captura de CO₂ usando aminas en post combustión, se emiten 50-75 mg NO_x / Nm³ (se producen 340-380 kg CO₂/MWe h) para cumplir con la directiva sobre NO_x que es de 40-60 kg NO_x / TJ de combustible.

En esas plantas se estima aumento de 5 % en la formación de NO_x al instalar captura de CO₂ mediante absorción con aminas, ya que disminuye la eficiencia de planta y se requiere quemar combustible adicional para mantener la misma potencia de salida, adicionalmente generando NO_x. El valor anterior incluye los NO_x removidos por las aminas que capturan el CO₂.

El aumento en formación de NO_x para plantas quemando carbón se estima en 24 %.

4- Generalidades de la combustión suave o sin flama

La combustión sin flama o suave se lleva a cabo en todo el volumen de la cámara como una especie de explosión continua, no localizada en un chorro de gases calientes, sin flama visible o audible y con un campo de temperatura de gran uniformidad, con pocas fluctuaciones y picos. Permite tener en la cámara de combustión una mayor transferencia de calor, respecto al sistema convencional.

En la combustión sin flama [16], la energía química es liberada con pocos picos de temperatura, lo que permite abatir la formación de NO x y tener completa oxidación de especies hidrocarbonadas.

Tal combustión nos permite ahorro energético (en ocasiones hasta 55 %) y simultáneamente baja emisión de NO x.

La combustión sin flama requiere baja concentración de oxígeno en la cámara de combustión, lo que conlleva recirculación de los gases de combustión (ya sea directamente recirculados a la cámara o ya sea incorporados en la corriente precalentada de oxidante), y si paralelamente mantenemos una restringida y más homogénea temperatura adiabática, tendremos entonces las condiciones propicias para reducir grandemente la emisión de NO x.

Esta combustión requiere en la mezcla de combustible-gases de combustión-oxígeno una temperatura superior a la de auto-ignición, normalmente a más de 1200 K.

El precalentamiento del oxidante (aire u oxígeno), mediante el enfriamiento de los gases de descarga, requiere la aplicación de regeneradores de calor y el consiguiente estudio de sus parámetros de operación y eficiencia. Este precalentamiento del oxidante es el que nos provee esencialmente el ahorro energético.

Los regeneradores y sus métodos de cálculo se describen en el Anexo A.

Respecto a la temperatura adecuada de salida de los gases efluentes que salen del conjunto y son descargados a la atmósfera, se considera [6] que ésta sea mayor de 400 K para evitar la posible condensación de vapores ácidos H_2SO_4 y H_2SO_3 (provenientes de la oxidación del azufre presente en el combustible, SO x, y su posterior disolución en agua), mismos que al tener presiones de vapor menores que la del agua a igual temperatura, elevan correspondientemente el punto de rocío o inicio de condensación de los efluentes.

En la bibliografía se manejan diversos valores de dilución del oxígeno en la cámara de combustión, necesarios para tener la combustión sin flama. Por ejemplo, la referencia [17] dice que la flama es invisible a concentraciones de Oxígeno menores al 15 %. Es de considerar que los valores de dilución deberían ser definidos por experimentación.

La recirculación de gases efluentes a la cámara de combustión [18] resulta en bajos números de Damköhler (escala de tiempo macroscópico/escala de tiempo de la reacción química), llevándose a cabo reacciones relativamente lentas.

Respecto a la recirculación de gases efluentes, se menciona que también puede ser interna (dentro de la cámara) lo que requiere alimentación separada y a gran velocidad de ambas corrientes, la de combustible y la de oxidante. El alto momento de las corrientes permite arrastrar gases de combustión que diluyen el contenido de oxígeno de la mezcla antes de la ignición, de modo que ésta se lleva a cabo en un ambiente diluido.

La combustión sin flama requiere en la cámara una temperatura superior a la de auto-ignición correspondiente a la mezcla oxidante-combustible, por lo que se requiere al inicio un quemador convencional, aparte del regenerativo de combustión sin flama.

El sistema de combustión suave o sin flama se puede aplicar tanto a nuevos sistemas de combustión como a sistemas ya existentes.

En la combustión suave o sin flama [19] se abaten las velocidades de reacción química, haciéndolas comparables a las velocidades de mezclado turbulento mejorado por recirculación, por lo que la interacción turbulencia-química es crucial y es evidenciado por los bajos números de Damköhler, respecto a la combustión convencional.

La combustión suave o sin flama [20] ofrece condiciones óptimas para la destrucción de NO_x pues es un ambiente rico en combustible, fuertemente reductor, aunque el requemado y la no selectiva reducción catalítica de NO_x requiere un rango relativamente estrecho (alrededor de 1300 K) de temperaturas.

Para bajos momentos de entrada de combustible y de oxidante [21], puede regir el criterio de química global.

En la cámara [22] la mezcla reacciona uniformemente en todo el volumen con rapidez de reacción controlada por las presiones parciales de los reactivos y por las temperaturas.

Resumiendo las características de la combustión suave o sin flama:

Es una combustión volumétrica, más fácilmente controlable ya que la cinética de la combustión es gobernada principalmente por la temperatura.

Por la mayor dispersión de los gases de combustión en la cámara, se obtiene un calentamiento más uniforme y efectivo que requiere equipo de menor área para obtener un cierto valor de calor producto (q_p).

En esta combustión [3-10-12-19-23] la formación de NO_x es prácticamente nula, aún cuando haya infiltración de aire, de acuerdo con pruebas en escala piloto.

Respecto al oxidante para la combustión suave, ya se mencionó que puede ser aire u oxígeno, obteniendo en cada caso un sistema de combustión con sus particulares características, esbozadas a continuación:

4.1 Combustión suave o sin flama con aire

La combustión con aire deja dos alternativas tecnológicas para captura del CO₂: la captura en post-combustión (absorción química por aminas en los gases efluentes) y la captura en pre-combustión (formación del gas de síntesis -H₂ y CO- a partir de la

reacción del combustible con H_2O y aire, conversión del gas de síntesis a CO_2 e H_2 en el reactor de conversión gas-agua y finalmente la separación del CO_2 antes de la combustión del H_2).

La combustión suave con aire permite abatir la formación de NO_x , al llevarse a cabo a una temperatura moderada y sin grandes fluctuaciones, con pocas y reducidas temperaturas pico.

En la combustión suave con aire [10-23] baja la emisión de NO_x :

Con aire precalentado a 1200°C , al bajar la concentración de O_2 desde 21.0 % hasta 2 % en la cámara de combustión, la concentración de NO_x emitidos baja de 2800 a 40 ppmv.

Se observaron [19] 30 ppmv de NO_x en combustión suave, comparado contra 1000 ppmv de NO_x en combustión normal con aire precalentado.

Para una temperatura del aire precalentado de 1000°C [13], la concentración de NO_x emitidos (mg/m^3) es de 1450 para quemador convencional, de 240 para combustión en etapas y de 180 para oxidación sin flama.

4.2 Combustión suave o sin flama con oxígeno

Los dos aspectos relevantes de la tecnología oxígeno-combustible son el generar una corriente de CO_2 relativamente puro y el potencial de reducir las emisiones de contaminantes, particularmente NO_x .

La combustión suave con oxígeno permite abatir aún más la emisión de NO_x (el N_2 se separa antes de la combustión) y capturar el CO_2 con poco gasto de energía (los efluentes consisten en su mayor parte de CO_2 y H_2O y ésta última se condensa fácilmente, dejando una corriente de CO_2 de gran pureza y listo para captura y secuestro).

Aun cuando la tecnología oxígeno-combustible [20] está asociada a castigos en eficiencia por la necesaria separación del O_2 del aire, reduciendo la eficiencia neta en 10 % respecto a plantas que usan aire sin captura de CO_2 , la eficiencia es similar y los costos son comparable o menores para el caso en que se incluya la captura de CO_2 (por ejemplo absorción por aminas) en plantas convencionales con aire.

Es una combustión suave, con la ventaja de no acarrear N_2 a la cámara de combustión.

La combustión sin flama (volumétrica) con oxígeno [8-12-24] permite generar ultrabajos niveles de NO_x . Hay casi nula formación de NO_x , aunque haya aire infiltrado.

En combustión sin flama con oxígeno, a temperatura menor de 1400°C (1673 K) los NO_x térmicos formados son casi nulos.

La concentración de O_2 en efluentes [25] está entre 2.5 y 3.5 % en volumen.

La combustión con oxígeno se compara favorablemente [26] con la combustión con aire, en lo referente a estabilidad de la flama, a la transferencia de calor tanto en el hervidor como en el paso de convección y al rendimiento termodinámico del hervidor.

El mezclado de O_2 con efluentes recirculados debe ser diseñado cuidadosamente.

El reto de retro-acomodar es simplificar y minimizar cambios en la superficie de transferencia de calor del hervidor.

La aplicación en un nuevo hervidor da oportunidad de reducir (potencialmente) el tamaño y costo del mismo.

De entre los sistemas [27] Combustión en Circuito Químico (CCQ, adelante comentada), Planta avanzada con cero emisiones y Combustión con oxígeno, éste último es el menos retador y el más fácil de desarrollar.

El reemplazar [28] el N_2 con CO_2 como balance del O_2 en la combustión de carbón, baja la temperatura de flama en aproximadamente 200 K y dobla la duración de las flamas de volátiles y de carbono fijo, que para el caso de N_2 como balance son de 8-20 (ms) para volátiles y de 12-100 (ms) para carbono fijo.

La mezcla de 30 % O_2 en CO_2 da temperatura equivalente a la de combustión con aire. Para tiempos de quemado equivalentes, se requiere 30-35 % de O_2 en CO_2 .

Para caso de lignito, temperaturas equivalentes al caso de aire se lograron con mezcla de 25 % O_2 en CO_2 .

La principal desventaja de la combustión oxígeno-combustible radica en el gasto de energía incurrido en la unidad separadora de aire, al separar el O_2 del N_2 , y que solo permite una ligera ventaja energética sobre los otros métodos de captura de CO_2 , aun cuando abate la formación de NO_x .

La unidad separadora de aire [2] (Air Separation Unit o ASU) consume aprox. el 15 % de la potencia eléctrica de salida de la planta de generación.

Las plantas ASU [29] consumen 10-20 % de la potencia de salida de la planta de generación eléctrica.

Las emisiones de CO_2 [25] relacionadas con la producción de O_2 son $0.5 \text{ kg } CO_2 / N \text{ m}^3 O_2$.

En la unidad separadora de aire [27] se separa Ar junto con O_2 líquido a -183°C y el N_2 se ventea a -196°C .

Para pagar el costo de separación O_2 - N_2 (ASU) el sistema de combustión con O_2 debe ahorrar mínimo 20 % en combustible (en la mayoría de los casos el ahorro es mayor).

La combustión en atmósfera diluida en O_2 (concentración en volumen de 2 a 10 %) da calentamiento uniforme y ultra baja formación de NO_x .

4.3 Combustión en circuito Químico (CCQ)

Por último se menciona una tecnología de captura de CO₂ [30 a 72] que es una variante de la combustión suave o sin flama con oxígeno, denominada Combustión en Circuito Químico (CCQ), en inglés Chemical Looping Combustion (CLC).

Es una tecnología que contiene separación inherente del CO₂ y que aún está en etapa de investigación, sin plantas piloto que demuestren operación continua.

Se clama que tiene mayor potencial termodinámico que la combustión estándar, por llevarse a cabo en dos pasos separados que permiten haya menor desorden.

Posibilita la separación O₂/N₂ sin el costo energético de una unidad separadora de aire.

La tecnología CCQ se describe en el Anexo D.

4.4 Requerimientos para establecer la combustión sin flama y simultáneamente ahorrar energía.

-Una baja concentración de oxígeno en la cámara de combustión (2-5 % mol), lograda mediante la recirculación de gases de combustión muy diluidos en oxígeno.

-Una temperatura en la cámara de combustión [11-18-23] igual o mayor a la de auto-ignición que corresponda a la mezcla oxidante-combustible muy diluida en oxígeno, alcanzada mediante la recirculación de gases de igual o superior temperatura a la de auto-ignición.

- Un regenerador de calor para enfriar los gases efluentes antes de ser descargados a la atmósfera, vía precalentamiento de oxidante antes de entrar a la cámara de combustión, con la finalidad de ahorrar combustible.

4.5 Consideraciones de temperatura

-En la instalación de la combustión sin flama debemos considerar temperaturas de operación que simultáneamente satisfagan las demandas de transferencia de calor y permitan ahorrar energía y reducir la formación de contaminantes.

-Se debe considerar un valor mínimo de T₂ (temperatura de los gases de combustión que abandonan el proceso de transferencia de calor) de 1200 K para asegurar adecuada ignición de la mezcla combustible-oxidante, mantenida en condición diluida de oxígeno:

$$T_2 \geq 1200 \text{ K}$$

-Para evitar cruces de temperatura, se establece como enfoque general que T₂ sea igual o mayor que T_s (temperatura de salida del receptor de calor):

$$T_2 \geq T_s$$

- T_2 no debe ser innecesariamente grande, de modo de evitar disociación de los gases CO_2 y H_2O y formación de NO (con nitrógeno del aire y/o del combustible):
 $T_2 \sim 1200 \text{ K}$, en caso que $T_s < 1200 \text{ K}$

$T_2 \sim T_s$, en caso que $T_s > 1200 \text{ K}$

5- Ejemplos de sustitución de combustión estándar por combustión sin flama

A continuación se presentan dos ejemplos de aplicación de combustión suave, cada uno oxidado separadamente por aire y por oxígeno, para sustituir un proceso estándar de combustión previamente caracterizado.

En los ejemplos se emplean los combustibles LPG y gas natural, sin embargo el método se puede aplicar a la combustión de cualquier combustible con cualquier oxidante.

En la aplicación, el proceso de combustión suave se integra al sistema de transferencia de calor (objetivo primario de la combustión) y al ambiente, incorporando regenerador de calor pre-calentador de oxidante y recirculación de efluentes a la cámara de combustión, con el fin de ahorrar energía y alcanzar las temperaturas de auto-ignición requeridas en condiciones de baja concentración de oxígeno, que permitirán disminuir la emisión de NO x.

Finalmente se presenta un ejemplo de combustión suave o sin flama aplicado a un nuevo proceso, oxidado separadamente con aire y oxígeno.

5.1 Primer ejemplo, gases originales de salida a 600 K

5.1.1 Caracterización de proceso original estándar de combustión

-Datos comunes del proceso original:

Tipo de combustible, flujos de combustible (m_c) y de aire (m_a), temperatura de gases de salida del conjunto (T_{fg}), temperaturas de entrada y salida del receptor de calor en el proceso.

-A partir de la reacción de combustión se obtienen la composición y peso molecular del gas efluente.

-Con la relación (m_a/m_c) real referida a la relación estequiométrica, se obtiene el porcentaje de exceso de oxidante.

-Del balance de masa del conjunto se obtiene el flujo másico de gases de salida:

$$m_g = m_a + m_c$$

-Con la temperatura de salida de los gases del proceso ($T_{fg} = T_2$) y tablas entalpia-temperatura [7] se obtiene su entalpia unitaria, $H_{g\ Tfg}^\circ$, que multiplicada por la cantidad molar de gases m_g/PM_g , nos da la entalpia de los mismos, $H_{g\ Tfg}$

-Conociendo el tipo de combustible se conocerá su poder calorífico superior y por tanto la entalpia del combustible, H_c .

-Del balance de energía del conjunto se obtiene el calor producto (q_p):

$$q_p = H_c - H_{g\ Tfg}$$

-Del balance de energía en el proceso de transferencia de calor producto, se obtiene la temperatura adiabática de combustión:

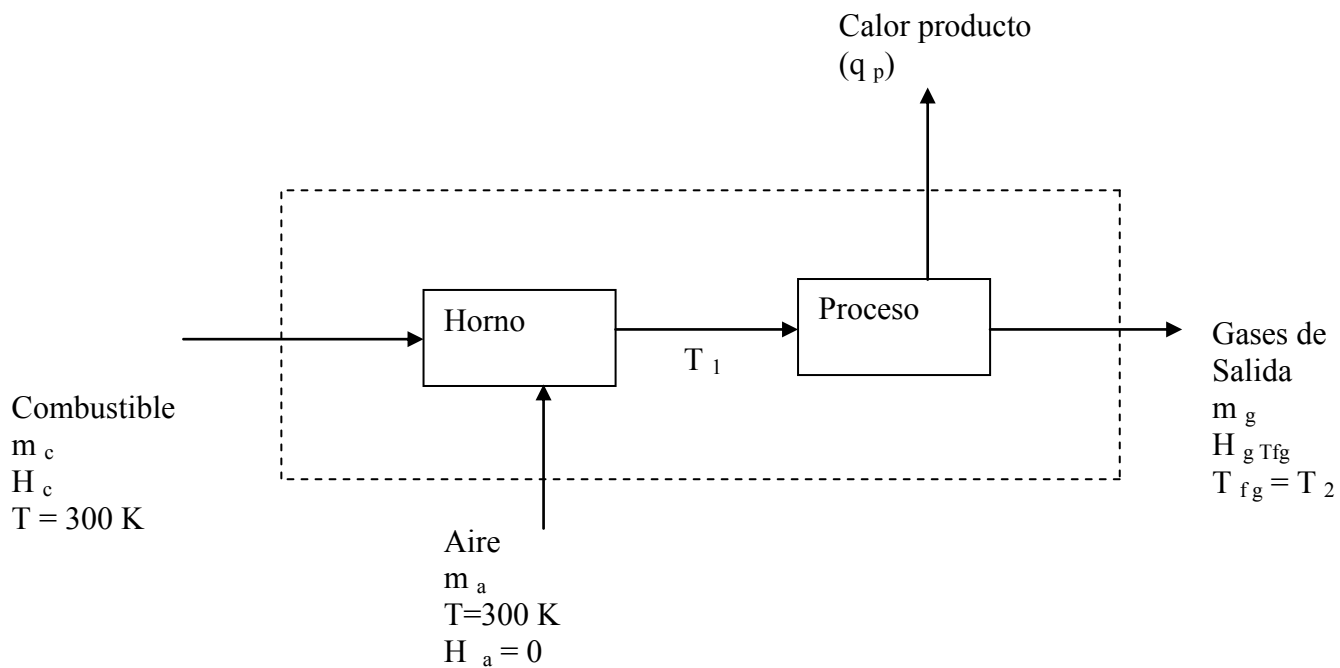
$$q_p = H_{g\ T1} - H_{g\ T2} = (H_{g\ T1}^\circ - H_{g\ T2}^\circ) * m_g/PM_g$$

Se despeja $H^\circ_{g T_1}$ y con composición más tablas entalpia-temperatura, mediante tanteos con diversas temperaturas, se calcula la temperatura adiabática T_1 que satisfaga la suma requerida:

$$H^\circ_{g T_1} = \sum (H^\circ_{i T_1} * \text{fracción mol } i)$$

Así se tiene caracterizado el proceso estándar, añadiendo a los datos originales los datos siguientes: calor producto (q_p), % exceso de aire, composición de gases efluentes, y temperatura adiabática de flama.

Figura 1. Diagrama de proceso original típico de combustión.



En el primer ejemplo los gases efluentes dejan el sistema a 600 K.

Datos del proceso original:

$$m_c = 0.10$$

$$m_a = 1.70618$$

$$T_2 = T_{fg} = 600 \text{ K}$$

Combustible es LPG (Liquified Petroleum Gas)

Se tienen además las temperaturas de entrada y salida del receptor de calor en el proceso.

Temperatura del receptor de calor en la salida = 550 K

Características del LPG:

$$PM = 50$$

Composición:

Componente	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀
% en peso	50.0	50.0
% en mol	56.86	43.14

Poder calorífico superior = $2.48169 \cdot 10^6$ kJ/kmol

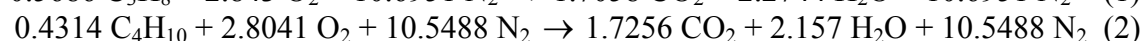
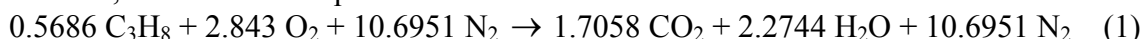
Características del aire (composición simplificada):

Componente	O ₂	N ₂
% en mol	21.0	79.0

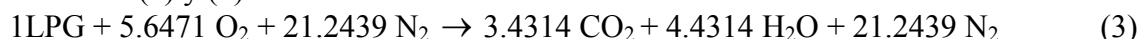
PM = 28.84

Se establece la reacción molar real de combustión y se obtiene la composición de los gases producto de combustión.

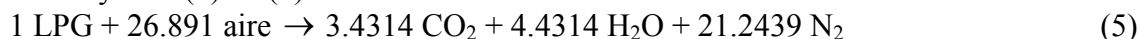
Primero, la reacción estequiométrica de combustión:



Sumando (1) y (2):



Sustituyendo (4) en (3):



En los gases resultantes rigen las siguientes proporciones:

$$\text{Moles CO}_2 = 3.4314 * \text{moles LPG} \quad (6)$$

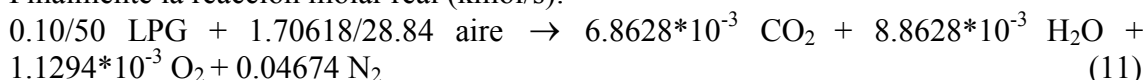
$$\text{Moles H}_2\text{O} = 4.4314 * \text{moles LPG} \quad (7)$$

$$\text{Moles O}_2 = 0.21 * \text{moles aire} - 5.6471 * \text{moles LPG} \quad (8)$$

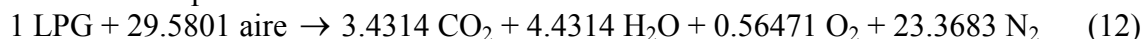
$$\text{Moles N}_2 = 0.79 * \text{moles aire} \quad (9)$$

$$\text{Moles } i = \text{masa } i / \text{peso molecular } i \quad (10)$$

Finalmente la reacción molar real (kmol/s):



Reacción real por mol de combustible:



Ahora bien, cualquier reacción es reversible (se disocian los productos) hasta un cierto grado que es fundamentalmente dependiente de la temperatura y de la identidad de los productos gaseosos mismos.

Para ésta reacción, según cálculos desarrollados en el capítulo 9, se tiene una temperatura adiabática teórica de 2224 K y debido a la disociación de los productos gaseosos CO₂ (3.62 % disociado) y H₂O (1.18 % disociado) se tiene una disminución de 2.2 % en la temperatura teórica y una disminución de 2.7 % en la capacidad de calentamiento.

Considerando lo anterior, podemos tomar la reacción como irreversible para efectos prácticos de composición de gases y balances de masa y energía.

$$\text{Peso molecular mezcla} = \sum (\text{peso molecular}_i * \text{fracción mol}_i) \quad (13)$$

$$\% \text{ moles}_i = 100 * \text{fracción mol}_i = 100 (\text{moles}_i / \sum \text{moles}_i) \quad (14)$$

Aplicando (13) y (14) en (12):

Gases de combustión:

Componente	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
% en mol	10.79	13.94	1.78	73.49

$$\text{PM}_{\text{gases}} = 28.404 \quad (15)$$

$$\% \text{ peso}_i = 100 (\text{fracción mol}_i * \text{PM}_i) / \sum (\text{fracción mol}_i * \text{PM}_i) \quad (16)$$

Aplicando (16) en (12):

Componente	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
% en peso	16.71	8.83	2.00	72.46

$$\% \text{ exceso aire} = 100 (\text{moles reales}-\text{moles estequiométricas})/\text{moles estequiométricas} \quad (17)$$

Sustituyendo valores en (17):

$$\% \text{ exceso aire} = (29.5801-26.891) 100/26.891 = 10.0 \quad (18)$$

Del balance de masa en el sistema total:

$$m_g = m_c + m_a = 1.80618 \quad (19)$$

De la composición del gas y tablas temperatura-entalpía:

$$H_{g \text{ Tfg}}^{\circ} = H_{g \text{ T2}}^{\circ} = H_{g \text{ 600 K}}^{\circ} = 15716.87 \quad (20)$$

$$H_i = H_i^{\circ} * m_i / \text{PM}_i \quad (21)$$

Aplicando (15), (19) y (20) en (21):

$$H_{g \text{ Tfg}} = 15716.87 * 1.80618 / 28.404 = 1000 \quad (22)$$

Balance de energía del conjunto:

$$H_c = q_p + H_{g \text{ Tfg}} = q_p + H_{g \text{ T2}} \quad (23)$$

Aplicando (10) para el combustible:

$$H_c = 2.48169 * 10^6 * m_{\text{c}} / 50 \quad (24)$$

Sustituyendo valor de m_c en (24):

$$H_c = 2.48169 \cdot 10^6 \cdot 0.10/50 = 4964 \quad (25)$$

Sustituyendo (22) y (25) en (23) y despejando q_p :

$$q_p = H_c - H_{gTfg} = 4964 - 1000 = 3964 \quad (26)$$

El valor de q_p se mantiene en la sustitución.

Balance de energía en cámara de combustión, aplicando (21):

$$H_c = H_{gT1} = (m_g/PM_g) H_{gT1}^\circ \quad (27)$$

Despejando H_{gT1}° y sustituyendo valores:

$$H_{gT1}^\circ = H_c \cdot PM_g/m_g = 4964 \cdot 28.404/1.80618 = 78054.15 \quad (28)$$

Se obtiene el valor de temperatura teórica adiabática de flama T_1 por iteraciones: se suponen valores de T_1 y en cartas temperatura-entalpía se leen valores correspondientes de H_i° que se multiplican por la fracción mol_i , luego se suman los productos resultantes hasta obtener el valor de 78054.15, que corresponde a la temperatura teórica adiabática de flama:

$$T_1 = 2224 \text{ K} \quad (29)$$

5.1.2 Aplicación de combustión suave con aire

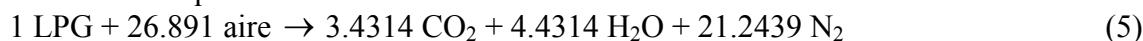
Consideraciones:

-Del proceso original estándar de combustión se mantendrán las temperaturas de entrada y salida del receptor de calor, el valor de q_p (calor transferido desde los gases hacia el receptor del calor), el tipo de combustible y se igualará o disminuirá el flujo de combustible.

-En el regenerador de calor se establece que la temperatura de salida del oxidante precalentado (T_{fa}) es igual a la temperatura de entrada de los gases efluentes (T_2).

-Se emplea aire sin exceso.

Reacción estequiométrica de combustión LPG-aire:



Aplicando (13) y (14) en (5) obtenemos la composición y peso molecular de los gases de combustión:

Gas	CO ₂	H ₂ O	N ₂
% mol	11.79	15.22	72.99

$$PM_g = 28.3644$$

Al inicio se tienen las variables: q_p , T_1 , T_2 , m_c , m_a , m_g , m_r , T_{fg} , % mol O₂.

Se define:

$$q_p = 3964 \quad (26)$$

$$T_2 = 1550 \text{ K} \quad (30)$$

De (5):

$$\text{Moles aire} = 26.891 * \text{moles LPG} \quad (31)$$

Aplicando (10) en (31):

$$m_a / 28.84 = 26.891 * m_c / 50 \quad (32)$$

$$m_a = 15.51073 m_c \quad (33)$$

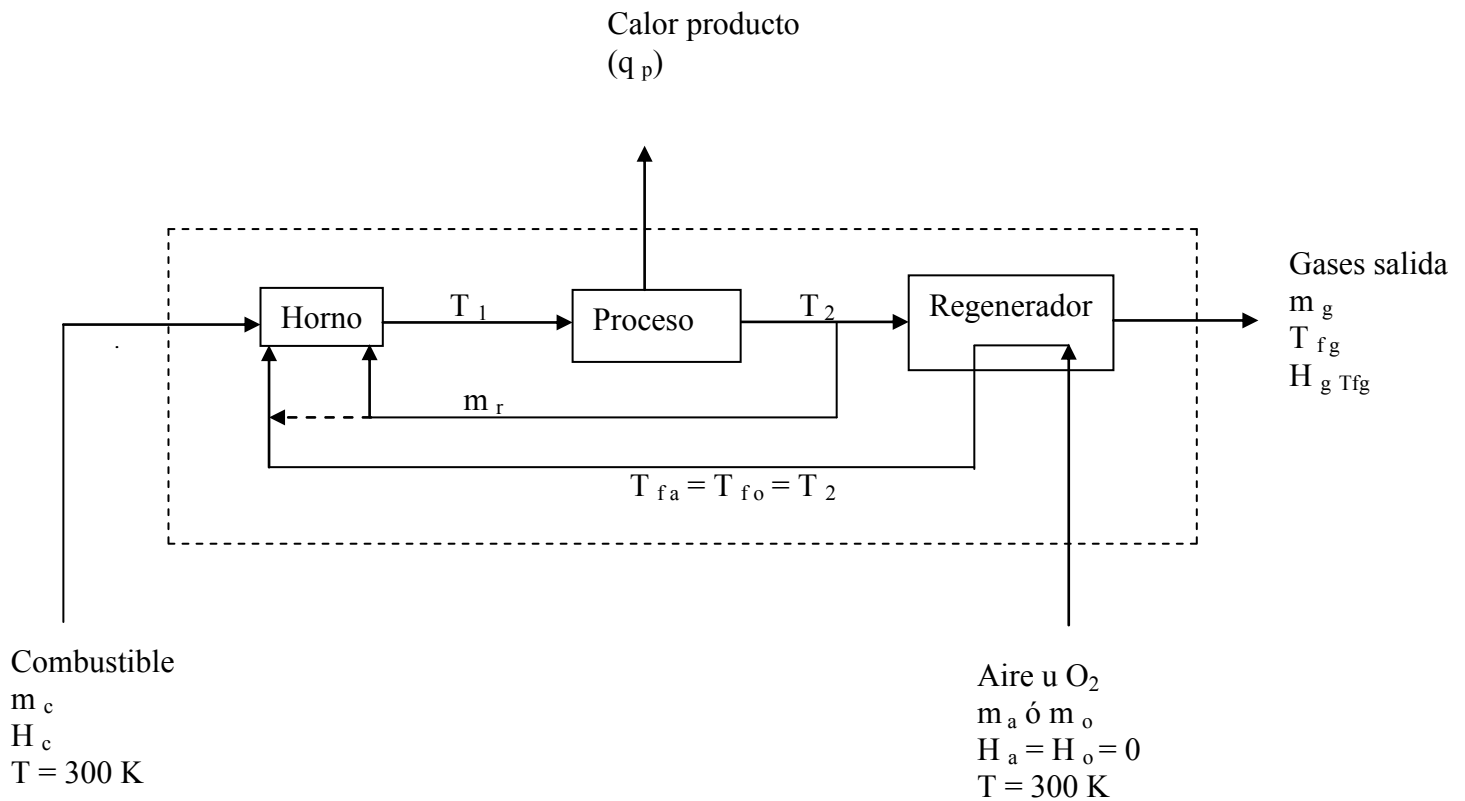
Aplicando (33) en balance de masa del conjunto:

$$m_g = m_a + m_c = 16.51073 m_c \quad (34)$$

Balance de energía en regenerador de calor:

$$H_{g T_2} - H_{g T_{fg}} = H_{a T_2} - 0 = H_{a T_2} \quad (35)$$

Figura 2. Diagrama de combustión suave o sin flama.



Aplicando (21) en (35):

$$(H_{g T_2}^{\circ} - H_{g T_{fg}}^{\circ}) m_g / PM_g = (H_{a T_2}^{\circ}) m_a / PM_a \quad (36)$$

Aplicando (33), (34) y valores de PM en (36):

$$(H_{g T_2}^{\circ} - H_{g T_{fg}}^{\circ}) 16.51073 * m_c / 28.3644 = H_{a T_2}^{\circ} * 15.51073 * m_c / 28.84 \quad (37)$$

Datos de composición de gas y de tablas temperatura-entalpia:

$$H_{g T_2}^{\circ} = H_{g 1550 \text{ K}}^{\circ} = 51381.9 \quad (38)$$

$$H_{a T_2}^{\circ} = H_{a 1550 \text{ K}}^{\circ} = 40650 \quad (39)$$

Sustituyendo (38) y (39) en (37):

$$(51381.9 - H_{g\ Tfg}^{\circ}) 16.51073\ m_c / 28.3644 = 40650 * 15.51073\ m_c / 28.84 \quad (40)$$

Eliminando m_c y despejando $H_{g\ Tfg}^{\circ}$:

$$H_{g\ Tfg}^{\circ} = 13823.7 \quad (41)$$

De composición y cartas H-T:

$$T_{fg} = 524\ K \quad (42)$$

Quedan las variables: T_1 , m_c , m_a , m_g , m_r , % mol O_2 .

Balance de energía del conjunto:

$$H_c = q_p + H_{g\ Tfg} \quad (23)$$

Aplicando (24), (26), (41) y (34) en (23):

$$2.48169 * 10^6 * m_c / 50 = 3964 + 13823.7 * 16.51073\ m_c / 28.3644 \quad (43)$$

Despejando m_c :

$$m_c = 0.095318 \quad (44)$$

Sustituyendo (44) en (33) y (34):

$$m_a = 1.47845 \quad (45)$$

$$m_g = 1.57377 \quad (46)$$

Quedan tres variables: % mol O_2 , m_r y T_1 .

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Para resolver el sistema se requiere definir una de las variables, seleccionándose la concentración de oxígeno en la cámara, cuyo bajo valor es esencial a la combustión sin flama.

Balance de energía en proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{g\ T1} - H_{g\ T2} = (H_{g\ T1}^{\circ} - H_{g\ T2}^{\circ}) (m_g + m_r) / PM_g \quad (47)$$

Sustituyendo (26), (38), (46) y (15) en (47):

$$3964 = (H_{g\ T1}^{\circ} - 51381.9) (1.57377 + m_r) / 28.3644 \quad (48)$$

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 \text{ (moles } O_2 / \text{moles totales)} \quad (49)$$

$$\text{Moles } O_2 = (1.47845 / 28.84) * 0.21 = 0.0107654 \quad (50)$$

$$\text{Moles totales} = 1.47845 / 28.84 + m_r / 28.3644 + 0.095318 / 50 \quad (51)$$

Sustituyendo (50) y (51) en (49):

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (0.0107654 / (0.05317 + 0.03525546\ m_r)) \quad (52)$$

Se define:

$$\% \text{ mol } O_2 = 4.0 \quad (53)$$

Sustituyendo (53) en (52) y despejando m_r :

$$m_r = 6.13 \quad (54)$$

Sustituyendo (54) en (48) y despejando:

$$H^\circ_{g T_1} = 65985 \quad (55)$$

De tablas H-T:

$$T_1 = 1909 \text{ K} \quad (56)$$

$$T_1 - T_2 = 359 \text{ K} \quad (57)$$

Condiciones en el regenerador.

$$ITD = \text{temperatura inicial gases} - \text{temperatura inicial aire} = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (58)$$

$$\Delta T_a = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (59)$$

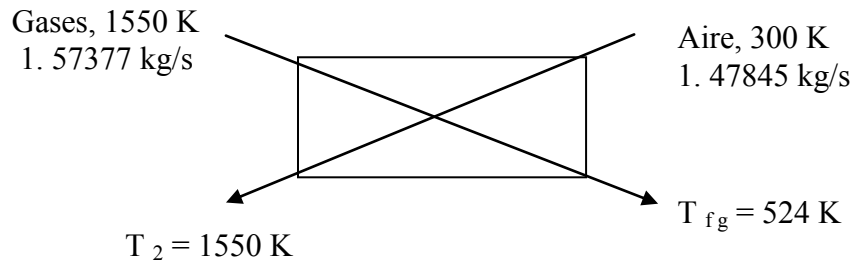
$$\Delta T_g = 1550 - 524 = 1026 \text{ K} \quad (60)$$

$$\eta_{\text{Regenerador}} = \Delta T / ITD = 2 (ITD)^{-1} (1/\Delta T_a + 1/\Delta T_g)^{-1} \quad (61)$$

Aplicando (58), (59) y (60) en (61):

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2/1250 / (1/1250 + 1/1026) = 0.902 \quad (62)$$

Figura 3. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire, primer ejemplo.



$$Q_R = \text{calor transferido en regenerador} = H^\circ_{a T_2} * m_a / 28.84 * 1000 \quad (63)$$

Sustituyendo (39) y (45) en (63):

$$Q_R = 40650 * 1.47845 / 28.84 * 1000 = 2.083876 * 10^6 \quad (64)$$

$$(m C)_{\text{fluido}} = Q_R * 1/2 * (1/\Delta T_a + 1/\Delta T_g) \quad (65)$$

Sustituyendo valores de (64), (59) y (60) en (65):

$$(m C)_{\text{fluido}} = 1/2 * 2.083876 * 10^6 (1/1250 + 1/1026) = 1849 \text{ W/K} \quad (66)$$

Aplicando (45) y (46) en ecuación de m:

$$m = 1/2 (m_a + m_g) = 1.52611 \quad (67)$$

Aplicando (67) en (66) y despejando C:

$$C = 1849 / 1.52611 = 1212 @ 708^\circ \text{ C} \quad (68)$$

En el anexo B, párrafos 13.1.1.a al 13.1.1.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además de cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases, recirculados a 22.42 m/s por un ducto de 1.25 m de diámetro y 10 m de longitud, se tiene una caída de presión de 8.1 Pa, requiriendo una potencia de 0.30 HP que representa el 0.0056 % de q_p .

Respecto al regenerador conteniendo 1414 kg de empaque cerámico en un cilindro de 1.154 m diámetro por 1.13 m longitud, se tienen mayores caídas de presión, 5093 Pa para el aire y 6535 Pa para los gases, requiriendo respectivamente potencias de 26.6 HP y 41.4 HP y representando juntos el 1.28 % del calor producto q_p .

La energía gastada en movimiento de fluidos representa el 1.29 % de q_p , mientras que el ahorro de 4.68 % en combustible (232.3 kW) representa el 5.86 % de q_p .

La energía neta ahorrada representa el 4.57 % de q_p .

5.1.3 Aplicación de combustión suave con oxígeno

Consideraciones en la combustión suave con oxígeno:

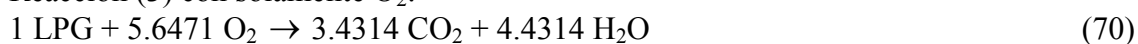
-Son las mismas que en el caso de la combustión suave con aire excepto que ahora el oxidante es oxígeno en lugar de aire, originando gases de combustión de diferente composición y peso molecular.

-En el regenerador de calor se establece que la temperatura de salida del oxidante precalentado (T_{fo}) es igual a la temperatura de entrada de los gases efluentes (T_2)

$$T_2 = 1550 \text{ K} \quad (69)$$

$$q_p = 3964 \quad (26)$$

Reacción (3) con solamente O_2 :



Aplicando (13) y (14) en productos gaseosos de (70), se obtienen composición y PM de gases:

Componente	CO_2	H_2O
% mol	43.6	56.4

$$PM = 29.336$$

Aplicando (16) en productos gaseosos de (70) se obtiene % en peso de los componentes:

Componente	CO_2	H_2O
% peso	62.97	33.26

Datos a partir de composición y tablas H-T:

$$H_{g T_2}^\circ = H_{g 1550 K}^\circ = 81479 \quad (71)$$

$$H_{O T_2}^\circ = H_{O 1550 K}^\circ = 42200 \quad (72)$$

De (70), equivalencia entre flujos másicos de reactivos:
 $\text{Moles O}_2 = 5.6471 * \text{moles LPG}$ (73)

Aplicando (10) en (73):
 $m_o/32 = 5.6471 m_c/50$ (74)

$m_o = 3.61414 m_c$ (75)

Aplicando (75) en balance total de masa:
 $m_g = m_c + m_o = 4.61414 m_c$ (76)

Balance de energía en regenerador de calor:
 $H_{gT2} - H_{gTfg} = H_{OT2} - 0 = H_{OT2}$ (77)

Aplicando (21) en (77):
 $(H_{gT2}^\circ - H_{gTfg}^\circ) m_g / 29.336 = H_{OT2}^\circ * m_o/32$ (78)

Aplicando (71), (76), (72) y (75) en (78):
 $(81479 - H_{gTfg}^\circ) 4.61414 * m_c/29.336 = 42200 * 3.61414 * m_c/32$ (79)

Eliminando m_c y despejando H_{gTfg}° :
 $H_{gTfg}^\circ = 51176.6$ (80)

De composición y cartas H-T:
 $T_{fg} = 938 \text{ K } (665^\circ \text{ C})$ (81)

El gas de salida tiene un alto valor exergético que debe ser aprovechado, por ejemplo mediante un economizador (pre-calentador de agua de alimentación) en el caso de una caldera generadora de vapor, o mediante un generador de vapor recuperador de calor en el caso de un horno de calentamiento.

Balance de energía del conjunto:
 $H_c = q_p + H_{gTfg}$ (23)

Aplicando (24), (26), (76) y (80) en (23):
 $2.48169 * 10^6 * m_c/50 = 3964 + 51176.6 * 4.61414 m_c/29.336$ (82)

Despejando m_c :
 $m_c = 0.095324$ (83)

Sustituyendo (83) en (75) y (76):
 $m_o = 0.34451$ (84)

$m_g = 0.43984$ (85)

Los flujos másicos de oxidante y gases son aproximadamente la cuarta parte de los de combustión con aire.

Quedan tres variables: % mol O_2 , m_r y T_1 .

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Para resolver el sistema se requiere definir una de las variables, seleccionándose la concentración de oxígeno en la cámara, cuyo bajo valor es esencial a la combustión sin flama.

Balance de energía en el proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{gT1} - H_{gT2} = (H_{gT1}^{\circ} - H_{gT2}^{\circ}) (m_g + m_r) / PM_g \quad (47)$$

Sustituyendo (71), (85), (26) y PM_g en (47):

$$(H_{gT1}^{\circ} - 81479) (0.43984 + m_r) / 29.336 = 3964 \quad (86)$$

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (\text{moles } O_2 / \text{moles totales}) \quad (49)$$

$$\text{Moles } O_2 = 0.34451 / 32 = 0.010766 \quad (87)$$

$$\text{Moles totales} = 0.010766 + m_r / 29.336 + 0.095324 / 50 \quad (88)$$

Sustituyendo (87) y (88) en (49):

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (0.010766) / (0.012672 + 0.0340878 m_r) \quad (89)$$

Se define:

$$\% \text{ mol } O_2 = 4.0 \quad (90)$$

Sustituyendo (90) en (89) y despejando m_r :

$$m_r = 7.52 \quad (91)$$

Sustituyendo (91) en (86) y despejando:

$$H_{gT1}^{\circ} = 96125.1 \quad (92)$$

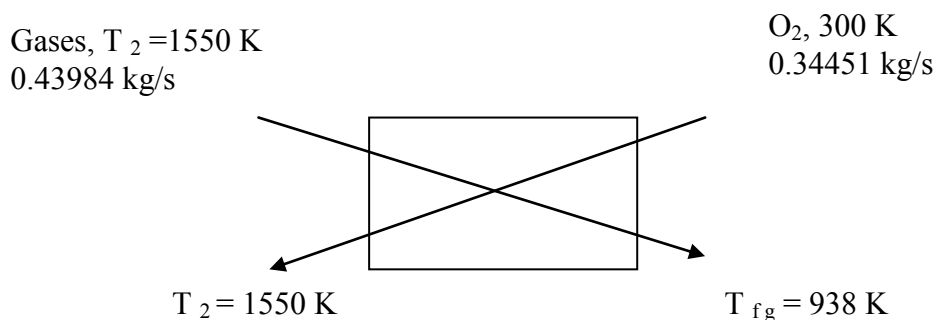
De tablas H-T:

$$T_1 = 1827 \text{ K} \quad (93)$$

$$T_1 - T_2 = 277 \text{ K} \quad (94)$$

Condiciones en regenerador de calor.

Figura 4. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de oxígeno, primer ejemplo.



$$ITD = \text{temperatura inicial de gases} - \text{temperatura inicial de } O_2 = 1550 - 300 = 1250 \quad (95)$$

$$\Delta T_O = T_2 - 300 = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (96)$$

$$\Delta T_g = T_2 - T_{fg} = 1550 - 938 = 612 \text{ K} \quad (97)$$

$$\eta_{\text{Regenerador}} = \Delta T / \text{ITD} = 2 (\text{ITD})^{-1} (1/\Delta T_{\text{O}} + 1/\Delta T_{\text{g}})^{-1}$$

Con (95), (96) y (97) en ecuación anterior:

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2/1250/(1/1250+1/612) = 0.66 \quad (98)$$

$$Q_{\text{R}} = H^{\circ}_{\text{O}_2} (m_{\text{O}}/32) 1000$$

Aplicando (72) y (84) en ecuación anterior:

$$Q_{\text{R}} = 42200 * 0.34451/32 * 1000 = 454323 \quad (99)$$

$$(m C)_{\text{fluido}} = Q_{\text{R}} * 1/2 * (1/\Delta T_{\text{O}} + 1/\Delta T_{\text{g}})$$

Aplicando (99), (96) y (97) en ecuación anterior:

$$(m C)_{\text{fluido}} = 1/2 * 454323 (1/1250+1/612) = 553 \quad (100)$$

Aplicando (84) y (85) en ecuación de m:

$$m = (m_{\text{O}} + m_{\text{g}}) 1/2 = 0.3922 \quad (101)$$

Aplicando (101) en (100) y despejando C:

$$C = 553 / 0.3922 = 1410 @ 812 ^{\circ} \text{C} \quad (102)$$

En el anexo B, párrafos 13.1.2.a al 13.1.2.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además de cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases, recirculados a 13.6 m/s por un ducto de 1.75 m de diámetro y 10 m longitud, se tiene una caída de presión de 2.2 Pa, requiriendo una potencia de 0.095 HP que representa el 0.0018 % de q_p .

Para el regenerador, que contiene 62.7 kg de material cerámico en un cilindro de 0.57 m diámetro y 0.21 m longitud, las caídas de presión son 780 Pa (equivalente a 0.854 HP) para el O_2 y 1848 Pa (equivalente a 3.8 HP) para los gases, requiriendo ambos 4.65 HP que representan 0.087 % del q_p .

[73] El costo de la producción de O_2 desciende a un mínimo de 201 kW h/t (de 95 % de pureza y 1.6 bar de presión) cuando se producen 20000 t/d. Se espera descienda el costo hasta 160 kW h/t.

Energía gastada en la producción de oxígeno = $201 \text{ kW h/t} * 0.34451 \text{ kg/s} * 1000^{-1} \text{ t/kg} * 3600 \text{ s/h} = 249.3 \text{ kW}$, representando 6.3 % de q_p .

La energía ahorrada como combustible es el 4.67 % del combustible original, representando un ahorro del 5.85 % de q_p .

Resumiendo, la energía neta gastada representa el 0.54 % de q_p , con la ventaja ambiental de dejar el CO_2 listo para captura.

5.2 Segundo ejemplo, gases originales de salida a 1045 K

5.2.1 Caracterización de proceso original estándar de combustión

Datos del proceso original:

$$m_c = 0.10$$

$$m_a = 1.70618$$

$$m_g = 1.80618$$

Combustible es LPG

Temperatura en la salida del receptor de calor = 550 K

En el segundo ejemplo se tienen el mismo tipo y flujo de combustible que en el proceso anterior de combustión estándar con aire, por lo que se tiene el mismo valor de H_c y para los gases efluentes se tienen los mismos valores de flujo másico, composición y peso molecular, resultando la misma temperatura adiabática T_1 :

$$H_c = 4964 \quad (103)$$

$$T_1 = 2224 \text{ K} \quad (104)$$

En el segundo ejemplo, los gases efluentes del proceso estándar original dejan el sistema a 1045 K.

$$T_{fg} = 1045 \text{ K}$$

Datos obtenidos de tablas H-T:

$$H_{g, 1045 \text{ K}}^\circ = 31217 \quad (105)$$

Aplicando (105) en (21):

$$H_{g, T_{fg}} = H_{g, 1045 \text{ K}} = 31217 * 1.80618 / 28.404 = 1985 \quad (106)$$

Del balance de energía del conjunto se obtiene el calor producto:

$$q_p = H_c - H_{g, 1045 \text{ K}} = 4964 - 1985 = 2979 \quad (107)$$

Ya está definido el proceso original.

5.2.2 Aplicación de combustión suave con aire

Consideraciones:

Mantenemos, respecto a la previa combustión suave con aire, la temperatura de gases efluentes al salir del proceso de transferencia de calor (T_2), el tipo de combustible, la condición de nulo exceso de aire y la relación en el regenerador $T_{fa} = T_2$.

De lo anterior, resultan gases efluentes iguales en su composición y peso molecular, con iguales valores de entalpia a las mismas temperaturas y con las mismas relaciones másicas entre combustible, aire y gases efluentes.

La diferencia con el proceso previo de combustión suave con aire es el valor de q_p , que ahora es 2979

Es decir, el balance de energía efectuado en el regenerador resulta nuevamente en las mismas ecuaciones, de la (35) a la (42), dándonos un gas efluente con la misma temperatura de salida:

$$T_{fg} = 524 \text{ K} \quad (42)$$

Balance de energía del conjunto:

$$H_c = q_p + H_{gTfg} \quad (23)$$

En (23), aplicando (24), (107), (41) y (34):

$$2.48169 * 10^6 * m_c/50 = 2979 + 13823.7 * 16.51073 * m_c/28.3644 \quad (108)$$

Despejando m_c :

$$m_c = 0.071633 \quad (109)$$

Sustituyendo (109) en (33) y (34):

$$m_a = 1.11108 \quad (110)$$

$$m_g = 1.182709 \quad (111)$$

Quedan tres variables: T_1 , % mol O_2 y m_r .

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Se requiere definir una de las variables, y se selecciona la concentración de oxígeno en la cámara con un bajo valor, esencial a la combustión sin flama.

Balance de energía en el proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{gT1} - H_{gT2} = (H_{gT1}^\circ - H_{gT2}^\circ) (m_g + m_r)/PM_g \quad (47)$$

Sustituyendo (107), (38), (111) y PM_{gases} en (47):

$$2979 = (H_{gT1}^\circ - 51381.9) (1.182709 + m_r)/28.3644 \quad (112)$$

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (\text{moles } O_2 / \text{moles totales}) \quad (49)$$

$$\text{Moles } O_2 = (1.11108/28.84) * 0.21 = 0.00809 \quad (113)$$

$$\text{Moles totales} = 1.11108/28.84 + m_r/28.3644 + 0.071633/50 \quad (114)$$

Sustituyendo (113) y (114) en (49):

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (0.00809) / (0.03996 + 0.0352555 m_r) \quad (115)$$

Se define:

$$\% \text{ mol } O_2 = 4.0 \quad (116)$$

Sustituyendo (116) en (115) y despejando m_r :

$$m_r = 4.6 \quad (117)$$

Sustituyendo (117) en (112) y despejando:

$$H_{gT1}^\circ = 65994.0 \quad (118)$$

De tablas H-T:

$$T_1 = 1909 \text{ K} \quad (119)$$

$$T_1 - T_2 = 359 \text{ K} \quad (120)$$

Condiciones en el regenerador.

$$\text{ITD} = \text{temperatura inicial gases} - \text{temperatura inicial aire} = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (58)$$

$$\Delta T_a = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (59)$$

$$\Delta T_g = 1550 - 524 = 1026 \text{ K} \quad (121)$$

Aplicando (58), (59) y (121) en (61):

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2/1250 / (1/1250 + 1/1026) = 0.902 \quad (122)$$

Sustituyendo (39) y (110) en (63):

$$Q_R = 40650 * 1.11108 / 28.84 * 1000 = 1.566068 * 10^6 \quad (123)$$

Sustituyendo valores de (123), (59) y (121) en (65):

$$(mC)_{\text{fluido}} = 1/2 * 1.566068 * 10^6 (1/1250 + 1/1026) = 1390 \text{ W/K} \quad (124)$$

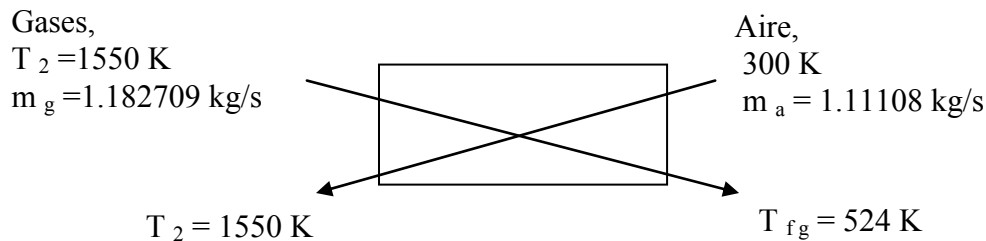
Aplicando (110) y (111) en ecuación de m:

$$m = 1/2 (m_a + m_g) = 1.146894 \quad (125)$$

Aplicando (125) en (124) y despejando C:

$$C = 1390 / 1.146894 = 1212 @ 708^\circ \text{C} \quad (126)$$

Figura 5. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire, segundo ejemplo.



En el anexo B, párrafos 13.2.1.a al 13.2.1.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además de cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases recirculados a 21.7 m/s por un ducto de 1.1 m de diámetro y 10 m de longitud, se tiene una caída de presión de 8.6 Pa, requiriendo una potencia de 0.24 HP que representa el 0.0059 % de q_p .

Respecto al regenerador conteniendo 1061 kg de empaque cerámico en un cilindro de 1.0 m de diámetro por 1.125 m de longitud, se tienen mayores caídas de presión, 5078 Pa para el aire y 6515 Pa para los gases, requiriendo respectivamente potencias de 19.93 HP y 31.0 HP y representando juntos el 1.28 % del calor producto q_p .

La energía gastada en movimiento de fluidos representa el 1.29 % de q_p , mientras que el combustible ahorrado (28.4 %) equivale a 1408 kW y representa el 47.3 % de q_p .

La energía neta ahorrada representa el 46.0 % de q_p .

5.2.3 Aplicación de combustión suave con oxígeno

Mantenemos, respecto a la previa combustión suave con oxígeno, la temperatura de los gases de salida del proceso de transferencia de calor (T_2), el tipo de combustible, el nulo exceso de oxígeno % y la relación en el regenerador $T_{fo} = T_2$.

De lo anterior resultan gases efluentes de la misma composición y peso molecular, con los mismos valores de entalpía a las mismas temperaturas y con la misma relación másica entre combustible, oxígeno y gases efluentes.

Una diferencia con el proceso previo de combustión suave con oxígeno está en el valor de q_p :

$$q_p = 2979 \quad (107)$$

Se establece:

$$T_2 = 1550 \text{ K} \quad (30)$$

Al efectuar el balance de energía en el regenerador, resultan nuevamente las mismas ecuaciones del proceso anterior con oxígeno, de la (77) a la (81), dándonos un gas efluente con la misma temperatura de salida:

$$T_{fg} = 938 \text{ K} (665^\circ \text{C}) \quad (81)$$

Se destruye menos exergía que en el caso del aire como oxidante, dando el mismo calor producto.

Balance de energía del conjunto:

$$H_c = q_p + H_{gTfg} \quad (23)$$

Aplicando (24), (107), (76) y (80), en (23):

$$2.48169 * 10^6 * m_c/50 = 2979 + 51176.6 * 4.61414 m_c/29.336 \quad (127)$$

Despejando m_c :

$$m_c = 0.071637 \quad (128)$$

Sustituyendo (128) en (75) y (76):

$$m_o = 3.61414 * 0.071637 = 0.258907 \quad (129)$$

$$m_g = 4.61414 * 0.071637 = 0.330545 \quad (130)$$

Los flujos másicos de oxidante y gases son aproximadamente la cuarta parte de los del caso del aire. El flujo másico recirculado es aproximadamente 4/5 partes del caso con aire.

Quedan tres variables: % mol O_2 , m_r y T_1 .

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje de oxígeno en la cámara de combustión.

Se requiere definir una de las variables y se selecciona la concentración de oxígeno en la cámara con un bajo valor, esencial a la combustión sin flama.

Balace de energía en el proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{g T_1} - H_{g T_2} = (H_{g T_1}^{\circ} - H_{g T_2}^{\circ}) (m_g + m_r) / PM_g \quad (47)$$

Sustituyendo (107), (71), (130) y PM_g en (47):

$$2979 = (H_{g T_1}^{\circ} - 81479) (0.330545 + m_r) / 29.336 \quad (131)$$

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (\text{moles } O_2 / \text{moles totales}) \quad (49)$$

$$\text{Moles } O_2 = 0.258907 / 32 = 0.008091 \quad (132)$$

$$\text{Moles totales} = 0.008091 + m_r / 29.336 + 0.071637 / 50 = 0.0095236 + 0.034088 m_r \quad (133)$$

Sustituyendo (132) y (133) en (49):

$$\% \text{ mol } O_2 = 100 (0.008091) / (0.0095236 + 0.034088 m_r) \quad (134)$$

Se define:

$$\% \text{ mol } O_2 = 4.0 \quad (135)$$

Sustituyendo (135) en (134) y despejando m_r :

$$m_r = 5.65 \quad (136)$$

Sustituyendo (136) en (131) y despejando:

$$H_{g T_1}^{\circ} = 96091.7 \quad (137)$$

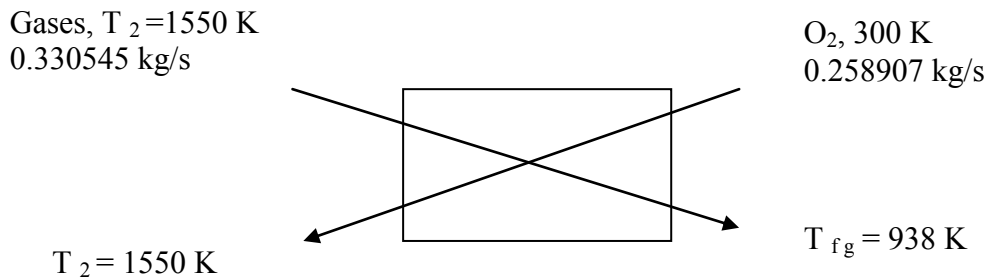
De tablas H-T:

$$T_1 = 1829 \text{ K} \quad (138)$$

$$T_1 - T_2 = 279 \text{ K} \quad (139)$$

Condiciones en el regenerador.

Figura 6. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de oxígeno, segundo ejemplo.



$$ITD = \text{temperatura inicial de gases} - \text{temperatura inicial de } O_2 = 1550 - 300 = 1250 \quad (95)$$

$$\Delta T_O = T_2 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (96)$$

$$\Delta T_g = T_2 - T_{fg} = 1550 - 938 = 612 \text{ K} \quad (97)$$

$$\eta_{\text{Regenerador}} = \Delta T / \text{ITD} = 2 (\text{ITD})^{-1} (1/\Delta T_{\text{O}} + 1/\Delta T_{\text{g}})^{-1}$$

Aplicando (95), (96) y (97) en ecuación anterior:

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2/1250/(1/1250+1/612) = 0.66 \quad (98)$$

$$Q_{\text{R}} = H^{\circ}_{\text{O}_2} (m_{\text{o}}/32) 1000$$

Aplicando (72) y (129) en ecuación anterior:

$$Q_{\text{R}} = 42200 * 0.258907/32 * 1000 = 341434 \quad (140)$$

$$(m_{\text{C}})_{\text{fluido}} = Q_{\text{R}} * 1/2 * (1/\Delta T_{\text{O}} + 1/\Delta T_{\text{g}})$$

Aplicando (140), (96) y (97) en ecuación anterior:

$$(m_{\text{C}})_{\text{fluido}} = 1/2 * 341434 (1/1250+1/612) = 416 \quad (141)$$

Aplicando (129) y (130) en ecuación de m:

$$m = (m_{\text{o}} + m_{\text{g}}) 1/2 = 0.29473 \quad (142)$$

Aplicando (142) en (141) y despejando C:

$$C = 416 / 0.29473 = 1411 @ 812^{\circ} \text{C} \quad (143)$$

En el anexo B, párrafos 13.2.2.a al 13.2.2.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases, recirculados a 13.57 m/s por un ducto de 1.51 m de diámetro y 10 m longitud, se tiene una caída de presión de 2.5 Pa, requiriendo una potencia de 0.082 HP que representa el 0.002 % de q_{p} .

Para el regenerador, que contiene 42.45 kg de material cerámico en un cilindro de 0.443 m de diámetro y 0.23 m de longitud, las caídas de presión son 1335 Pa (equivalente a 1.1 HP) para el O_2 y 3155 Pa (equivalente a 4.82 HP) para los gases, requiriendo ambos 5.92 HP que representan 0.148 % del q_{p} .

Energía gastada en la producción de oxígeno = $201 \text{ kW h/t} * 0.258907 \text{ kg/s} * 1000^{-1} \text{ t/kg} * 3600 \text{ s/h} = 187 \text{ kW}$, representando 6.3 % de q_{p} .

La energía ahorrada como combustible es 28.4 %, representando el 47.3 % de q_{p} , que se compara con la energía total gastada en movimiento de fluidos y producción de oxígeno y que representa el 6.45 % de q_{p} .

La energía neta ahorrada representa el 21.95 % de q_{p} .

6- Ejemplo de aplicación de combustión suave con aire a un nuevo proceso

Variables de entrada: q_p , T_1 , T_2 , T_{fg} , T_{fa} ó T_{fo} , m_c , m_a ó m_o , m_g , m_r , tipo y % de exceso de oxidante, % mol O_2 en la cámara de combustión.

Para el proceso nuevo se requiere definir el calor producto (q_p), las temperaturas de entrada y salida del receptor de calor, el tipo de combustible, el tipo y porcentaje de exceso de oxidante y la temperatura T_2 .

Definiciones:

$$q_p = 1.011137 \cdot 10^3 \quad (144)$$

Temperaturas de entrada y salida del receptor de calor están definidas.

$$T_{\text{salida del receptor de calor}} \leq T_2$$

$$T_2 = 1550 \text{ K} \quad (30)$$

Tipo de combustible es gas natural

6.1 combustión suave con aire

Se define además:

$$T_{fa} = T_2 = 1550 \text{ K}$$

$$\% \text{ exceso de aire} = 0$$

Características del gas natural:

Componente	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	CO ₂	N ₂
% mol	90.0	5.5	2.0	0.5	2.0
H°	889503	1558386	2217906	-	-

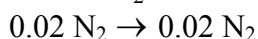
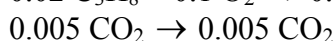
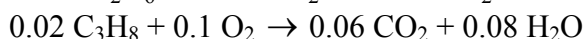
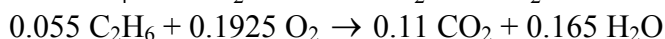
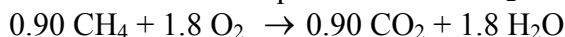
Peso molecular gas natural = 17.71

$$H^\circ_{\text{combustible}} = H^\circ_c = \sum (H^\circ_i \cdot \text{fracción mol } i) \quad (145)$$

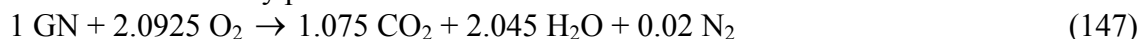
De la composición del combustible:

$$H^\circ_c = 889503 \cdot 0.90 + 1558386 \cdot 0.055 + 2217906 \cdot 0.02 = 930621.83 \quad (146)$$

Reacción molar estequiométrica con O_2 :



Sumando reactivos y productos:



$$\text{En el aire la proporción molar o volumétrica } N_2/O_2 = 79/21 \quad (148)$$

Reacción estequiométrica con aire:



$$2.0925 \text{ O}_2 + 7.87179 \text{ N}_2 = 9.9643 \text{ Aire} \quad (150)$$

Aplicando (150) en (149):

$$1 \text{ GN} + 9.9643 \text{ aire} \rightarrow 1.075 \text{ CO}_2 + 2.045 \text{ H}_2\text{O} + 7.8918 \text{ N}_2 \quad (151)$$

Aplicando (14) y (13) en (151) para definir composición y PM de los gases producto de combustión:

Componente	CO ₂	H ₂ O	N ₂
% mol	9.76	18.57	71.67

$$\text{PM}_{\text{gases efluentes}} = 27.705 \quad (152)$$

Entalpías específicas de gases y aire, de tablas H-T:

$$\text{H}_{\text{g T } 2}^{\circ} = \text{H}_{\text{g } 1550 \text{ K}}^{\circ} = 52701.3 \quad (153)$$

$$\text{H}_{\text{a T } 2}^{\circ} = \text{H}_{\text{a } 1550 \text{ K}}^{\circ} = 40650 \quad (39)$$

De la reacción en (151):

$$\text{Moles aire} = 9.9643 * \text{moles de combustible} \quad (154)$$

Aplicando (10) en (154):

$$m_{\text{a}} / 28.84 = 9.9643 (m_{\text{c}} / 17.71) \quad (155)$$

$$m_{\text{a}} = 16.22645 m_{\text{c}} \quad (156)$$

Aplicando (156) en balance másico del conjunto:

$$m_{\text{g}} = m_{\text{c}} + m_{\text{a}} = 17.22645 m_{\text{c}} \quad (157)$$

Balance de energía en el regenerador:

$$(\text{H}_{\text{g T } 2}^{\circ} - \text{H}_{\text{g T fg}}^{\circ}) m_{\text{g}} / \text{PM}_{\text{g}} = (\text{H}_{\text{a T } 2}^{\circ}) m_{\text{a}} / \text{PM}_{\text{a}} \quad (36)$$

Aplicando (153), (39), (156), (157), PM_{g} y PM_{a} en (36):

$$(52701.3 - \text{H}_{\text{g T fg}}^{\circ}) (17.22645 / 27.705) m_{\text{c}} = 40650 (16.22645 / 28.84) m_{\text{c}} \quad (158)$$

Eliminando m_{c} y despejando:

$$\text{H}_{\text{g T fg}}^{\circ} = 15918 \quad (159)$$

Con la composición y tablas de entalpia-temperatura:

$$T_{\text{fg}} = 543 \text{ K} = 270^{\circ} \text{ C} \quad (160)$$

Esta temperatura requiere un recuperador de calor para aprovechar la energía de los gases y evitar su desperdicio.

Balance de energía en el conjunto:

$$\text{H}_{\text{c}} = q_{\text{p}} + \text{H}_{\text{g T fg}} \quad (23)$$

En (23), aplicando (144), (10), (146), (157) y (159):

$$930621.83 * m_{\text{c}} / 17.71 = 1.011137 * 10^3 + 15918 * 17.22645 m_{\text{c}} / 27.705 \quad (161)$$

Despejando m_{c} :

$$m_{\text{c}} = 0.023708 \quad (162)$$

Sustituyendo (162) en (156) y (157):

$$m_a = 0.38469 \quad (163)$$

$$m_g = 0.408398 \quad (164)$$

Quedan tres variables: % mol O₂, m_r y T₁.

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Se requiere definir una de las variables y se selecciona la concentración de oxígeno en la cámara, cuyo bajo valor es esencial a la combustión sin flama.

Balance de energía en el proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{g\ T1} - H_{g\ T2} = (H_{g\ T1}^o - H_{g\ T2}^o) (m_g + m_r) / PM_g \quad (47)$$

Sustituyendo (144), (153), (164) y (152) en (47):

$$1.011137 \cdot 10^3 = (H_{g\ T1}^o - 52701.3) (0.408398 + m_r) / 27.705 \quad (165)$$

$$\% \text{ mol O}_2 \text{ en la cámara} = 100 (\text{moles O}_2 / \text{moles totales}) \quad (49)$$

$$\text{Moles O}_2 = (0.38469 / 28.84) 0.21 = 0.0028011 \quad (166)$$

$$\text{Moles totales} = 0.38469 / 28.84 + 0.023708 / 17.71 + m_r / 27.705 \quad (167)$$

Sustituyendo (166) y (167) en (49):

$$\% \text{ mol O}_2 = 100 (0.0028011) / (0.01467744 + 0.0361 m_r) \quad (168)$$

$$\text{Se define } \% \text{ mol O}_2 = 3.4 \quad (169)$$

Sustituyendo (169) en (168) y despejando:

$$m_r = 1.88 \quad (170)$$

Sustituyendo (170) en (165) y despejando:

$$H_{g\ T1}^o = 64965.2 \quad (171)$$

De tablas H-T:

$$T_1 = 1852 \text{ K} \quad (172)$$

$$T_1 - T_2 = 302 \text{ K} \quad (173)$$

Condiciones en el regenerador.

$$ITD = \text{temperatura inicial gases} - \text{temperatura inicial aire} = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (58)$$

$$\Delta T_a = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (59)$$

$$\Delta T_g = 1550 - 543 = 1007 \quad (174)$$

Sustituyendo (58), (59) y (176) en (61):

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2/1250/(1/1250+1/1007) = 0.892 \quad (175)$$

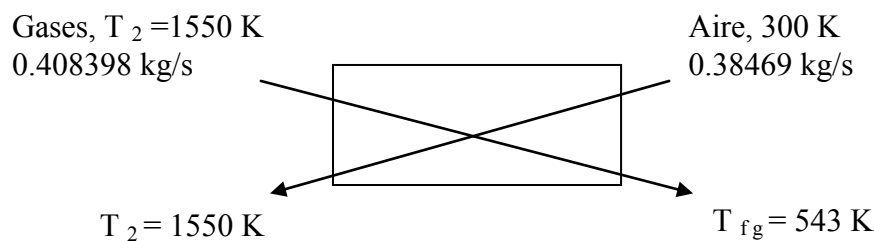
Sustituyendo (39) y (163) en (63):

$$Q_R = 40650 \cdot 0.38469 / 28.84 \cdot 1000 = 542221 \text{ W} \quad (176)$$

Sustituyendo valores de (176), (59) y (174) en (65):

$$(m C)_{\text{fluido}} = 1/2 \cdot 542221 (1/1250+1/1007) = 486 \text{ W/K} \quad (177)$$

Figura7. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de aire.



Aplicando (163) y (164) en ecuación de m:

$$m = 1/2 (m_a + m_g) = 0.39654 \quad (178)$$

Aplicando (178) en (177) y despejando C:

$$C = 486 / 0.39654 = 1226 @ 713 ^\circ \text{C} \quad (179)$$

En el anexo B, párrafos 13.3.1.a al 13.3.1.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases recirculados a 22.4 m/s por un ducto de 0.7 m de diámetro y 10 m de longitud, se tiene una caída de presión de 16.0 Pa, requiriendo una potencia de 0.19 HP que representa el 0.014 % de q_p .

Respecto al regenerador conteniendo 379 kg de empaque cerámico en un cilindro de 0.60 m diámetro por 1.12 m longitud, se tienen mayores caídas de presión, 4697 Pa para el aire y 6167 Pa para los gases, requiriendo respectivamente potencias de 6.38 HP y 10.49 HP y representando juntos el 1.24 % del calor producto q_p .

La energía gastada en movimiento de fluidos representa el 1.254 % de q_p .

6.2 combustión suave con oxígeno.

Definiciones:

$$q_p = 1.011137 \cdot 10^3 \quad (144)$$

Temperaturas de entrada y salida del receptor de calor = definidas.

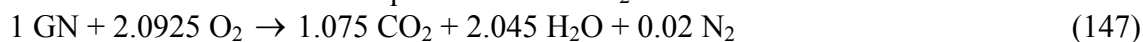
$$T_{\text{salida del receptor de calor}} \leq T_2$$

$$T_{fo} = T_2 = 1550 \text{ K}$$

Tipo de combustible = gas natural

$$\% \text{ exceso de oxígeno} = 0$$

Reacción de combustión estequiométrica con O_2 :



Aplicando (14) y (13) en productos gaseosos de (147):

Gases producto de combustión.

Componente	CO_2	H_2O	N_2
% mol	34.236	65.127	0.637

$$PM_{\text{gases efluentes}} = 26.965$$

Datos a partir de composición y tablas H-T:

$$H_{g, T_2}^\circ = H_{g, 1550 \text{ K}}^\circ = 83919.7 \quad (180)$$

$$H_{O, T_2}^\circ = H_{O, 1550 \text{ K}}^\circ = 42200 \quad (72)$$

De la reacción (147):

$$\text{Moles oxígeno} = 2.0925 * \text{moles de combustible} \quad (181)$$

Aplicando (10) en (181):

$$m_o / 32 = 2.0925 (m_c / 17.71) \quad (182)$$

$$m_o = 3.780915 m_c \quad (183)$$

Aplicando (183) en balance másico del conjunto:

$$m_g = m_c + m_o = 4.780915 m_c \quad (184)$$

Balance de energía en el regenerador.

$$H_{g, T_2} - H_{g, T_{fg}} = H_{O, T_2} - 0 = H_{O, T_2} \quad (77)$$

En (77), aplicando (21), (180), (72), (184), (183), PM_g y PM_o :

$$(83919.7 - H_{g, T_{fg}}) 4.780915 m_c / 26.965 = (42200) * 3.780915 m_c / 32 \quad (185)$$

Eliminando m_c y despejando:

$$H_{g, T_{fg}} = 55797.5 \quad (186)$$

De composición y cartas H-T:

$$T_{fg} = 969 \text{ K} (696^\circ \text{C}) \quad (187)$$

Esta temperatura requiere un recuperador de calor para aprovechar la energía de los gases y evitar su desperdicio, por ejemplo una caldera recuperadora de calor o un economizador en caso de generar vapor.

Balance de energía en el conjunto.

$$H_c = q_p + H_{gTfg} \quad (23)$$

En (23), aplicando (21), (146), (144), (186), (184) y PM_g :

$$930621.83 * m_c / 17.71 = 1011.137 + 55797.5 * 4.780915 m_c / 26.965 \quad (188)$$

Despejando m_c :

$$m_c = 0.02371 \quad (189)$$

Aplicando (189) en (183) y (184):

$$m_o = 0.0896269 \quad (190)$$

$$m_g = 0.1133319 \quad (191)$$

Quedan tres variables: % mol O_2 , m_r y T_1 .

Quedan dos ecuaciones: balance de energía en el proceso de transferencia de calor y porcentaje molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Se requiere definir una de las variables y se selecciona la concentración de oxígeno en la cámara, cuyo bajo valor es esencial a la combustión sin flama.

Balance de energía en el proceso de transferencia de calor:

$$q_p = H_{gT1} - H_{gT2} = (H_{gT1}^o - H_{gT2}^o) (m_g + m_r) / PM_g \quad (47)$$

En (47), aplicando (144), (180), (191) y PM_g :

$$(H_{gT1}^o - 83919.7) (0.1133319 + m_r) / 26.965 = 1011.137 \quad (192)$$

$$\% \text{ moles } O_2 \text{ en cámara de combustión} = 100 (\text{moles } O_2 / \text{moles totales}) \quad (49)$$

$$\text{Moles } O_2 = 0.0896269 / 32 = 0.0028008 \quad (193)$$

$$\text{Moles totales} = 0.0028008 + m_r / 26.965 + 0.02371 / 17.71 = 0.0041396 + 0.037085 m_r \quad (194)$$

Aplicando (193) y (194) en (49):

$$\% \text{ moles } O_2 = 100 (0.0028008) / (0.0041396 + 0.037085 m_r) \quad (195)$$

$$\text{Se define } \% \text{ mol } O_2 = 3.4 \quad (196)$$

Aplicando (196) en (195) y despejando m_r :

$$m_r = 2.11 \quad (197)$$

Aplicando (197) en (192) y despejando:

$$H_{gT1}^o = 96183 \quad (198)$$

De cartas entalpia - temperatura:

$$T_1 = 1787 \text{ K}$$

$$T_1 - T_2 = 237 \text{ K}$$

Regenerador.

$$\text{ITD} = \text{temperatura inicial de gases} - \text{temperatura inicial de } O_2 = 1550 - 300 = 1250 \quad (95)$$

$$\Delta T_O = T_2 - 300 = 1550 - 300 = 1250 \text{ K} \quad (96)$$

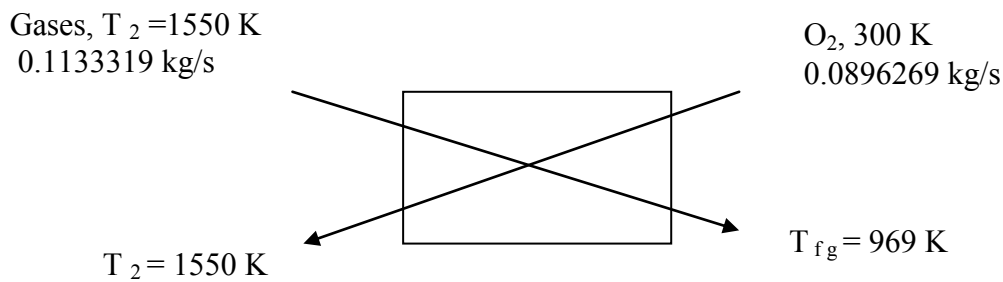
$$\Delta T_g = T_2 - T_{fg} = 1550 - 969 = 581 \text{ K} \quad (199)$$

$$\eta_{\text{Regenerador}} = \Delta T / \text{ITD} = 2 (\text{ITD})^{-1} (1/\Delta T_O + 1/\Delta T_g)^{-1}$$

Aplicando (95), (96) y (199) en ecuación anterior:

$$\eta_{\text{Regenerador}} = 2 (1250)^{-1} (1/1250 + 1/581)^{-1} = 0.635 \quad (200)$$

Figura 8. Diagrama esquemático del regenerador pre-calentador de Oxígeno.



$$Q_R = H^{\circ}_{O_2} (m_o / 32) 1000$$

Aplicando (72) y (190) en ecuación anterior:

$$Q_R = 42200 * 0.0896269 / 32 * 1000 = 118195 \quad (201)$$

$$(m C)_{\text{fluido}} = Q_R * 1/2 * (1/\Delta T_O + 1/\Delta T_g)$$

Aplicando (201), (96) y (199) en ecuación anterior:

$$(m C)_{\text{fluido}} = 149 \quad (202)$$

Aplicando (190) y (191) en ecuación de m:

$$m = (m_o + m_g) 1/2 = 0.101479 \quad (203)$$

Aplicando (203) en (202) y despejando C:

$$C = 149 / 0.101479 = 1468 @ 819^{\circ} \text{ C} \quad (204)$$

En el anexo B, párrafos 13.3.2.a al 13.3.2.d, se hacen cálculos de la caída de presión y potencia necesarias en la recirculación de efluentes, además cálculos del regenerador y de sus caídas de presión y potencias necesarias para mover fluidos por el mismo.

Para los gases, recirculados a 25.9 m/s por un ducto de 0.70 m de diámetro y 10 m longitud, se tiene una caída de presión de 20 Pa, requiriendo una potencia de 0.27 HP que representa el 0.02 % de q_p .

Para el regenerador, que contiene 15.27 kg de material cerámico en un cilindro de 0.30 m diámetro y 0.18 m longitud, las caídas de presión son 608 Pa (equivalente a 0.17 HP) para el O_2 y 1549 Pa (equivalente a 0.90 HP) para los gases, requiriendo ambos 1.07 HP que representan 0.08 % del q_p .

Energía gastada en la producción de oxígeno = $201 \text{ kW h/t} \cdot 0.0896269 \text{ kg/s} \cdot 1000^{-1} \text{ t/kg} \cdot 3600 \text{ s/h} = 65 \text{ kW}$, representando el 6.4 % de q_p .

La energía total gastada representa el 6.5 % del q_p .

7- Resumen de los ejemplos de sustitución

Ejemplo primero: Temperatura original de gases de salida = 600 K.

	Combustión convencional	Combustión suave con aire	Combustión suave con oxígeno
q_p	3964	3964	3964
T_{fg}	600	524	938
% exceso O_2	10.0	0	0
% mol O_2 en horno	20.31	4.0	4.0
m_c	0.10	0.095318	0.095324
m_g	1.80618	1.57377	0.43984
m_r	0	6.13	7.52
T_1	2224	1909	1827
T_2	600	1550	1550
% ahorro de Combustible	-	4.7	4.7
η Regenerador	-	0.902	0.66
ΔP recirculación efluentes (Pa)	-	8.1 (a 22.42 m/s)	2.2 (a 13.6 m/s)
Potencia recirculación (HP) - % q_p	-	0.30 - 0.0056	0.095 - 0.0018
ΔP regenerador (Pa): oxidante/gases	-	5093/6535	780/1848
Potencia regenerador (HP): oxidante/gases	-	26.6/41.4	0.854/3.8
% de q_p (la potencia oxidante/gases)	-	0.50/0.78	0.016/0.071
Diámetro-Largo del regenerador (m)	-	1.154-1.13	0.57-0.21
Peso empaque en cada regenerador (kg)	-	1414	62.7

Ejemplo segundo: Temperatura original de gases de salida = 1045 K

	Combustión convencional	Combustión suave con aire	Combustión suave con oxígeno
q_p	2979	2979	2979
T_{fg}	1045	524	938
% exceso O_2	10.0	10.0	0
% mol O_2 en horno	20.31	4.0	4.0
m_c	0.10	0.071633	0.071637
m_g	1.80618	1.182709	0.330545
m_r	0	4.6	5.65
T_1	2224	1909	1829
T_2	1045	1550	1550
% ahorro de Combustible	-	28.4	28.4
η Regenerador	-	0.902	0.66
ΔP recirculación efluentes (Pa)	-	8.6 (a 21.7 m/s)	2.5 (a 13.57 m/s)
Potencia recirculación (HP) - % q_p	-	0.24-0.0059	0.082-0.002
ΔP regenerador (Pa): oxidante/gases	-	5078 / 6515	1335 / 3155
Potencia regenerador (HP): oxidante/gases	-	19.93/31.0	1.1/4.82
% de q_p (la potencia oxidante/gases)	-	0.50/0.78	0.028/0.12
Diámetro-Largo del regenerador (m)	-	1.0-1.125	0.443-0.23
Peso empaque en cada regenerador (kg)	-	1061	42.45

Ejemplo de aplicación a un nuevo proceso

	Combustión suave con aire	Combustión suave con oxígeno
q_p	1011.137	1011.137
T_{fg}	543	969
% exceso O_2	0	0
% mol O_2 en horno	3.4	3.4
m_c	0.023708	0.023705
m_g	0.408398	0.1133319
m_r	1.88	2.11
T_1	1852	1787
T_2	1550	1550
$\eta_{\text{Regenerador}}$	0.892	0.635
ΔP recirculación efluentes (Pa)	16.0 (a 22.4 m/s)	20.0 (a 25.9 m/s)
Potencia recirculación (HP) - % q_p	0.19 - 0.014	0.27 - 0.02
ΔP regenerador (Pa): oxidante/gases	4697/6167	608/1549
Potencia regenerador (HP): oxidante/ gases	6.38/10.49	0.17/0.90
% de q_p (la potencia oxidante y gases)	1.24	0.08
Diámetro-Largo del regenerador (m)	0.6-1.12	0.30-0.18
Peso empaque en cada regenerador (kg)	379	15.27

8- Análisis termodinámico y de transferencia de calor de la combustión estándar y las combustiones sin flama que la sustituyen.

Para cada caso, se compara la combustión estándar contra las combustiones sin flama que la sustituyen.

-Datos para el caso de combustión estándar con gases de temperatura final de 600 K

	Estándar	Suave con aire	Suave con oxígeno
q_p	3964	3964	3964
T_1	2224	1909	1827
T_2	600	1550	1550
T_{fg}	600	524	938
m_c	0.10	0.095318	0.095324
H_c	4964	4731	4731
m_g	1.80618	1.57377	0.43984
m_r	0	6.13	7.5

-Datos para el caso de combustión estándar con gases de temperatura final de 1045 K

	Estándar	Suave con aire	Suave con oxígeno
q_p	2979	2979	2979
T_1	2224	1909	1829
T_2	1045	1550	1550
T_{fg}	1045	524	938
m_c	0.10	0.071633	0.071637
H_c	4964	3556	3556
m_g	1.80618	1.182709	0.330545
m_r	0	4.6	5.6

Para la combustión estándar con 10 % exceso de aire, se tiene la siguiente composición y peso molecular de gases:

Componente	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
Fracción molar	0.1079	0.1394	0.0178	0.7349
Fracción peso	0.1671	0.0883	0.020	0.7246

Peso molecular = 28.404

Para la combustión estequiométrica con aire, se tiene la siguiente composición y peso molecular de gases:

Componente	CO ₂	H ₂ O	N ₂
Fracción mol	0.1179	0.1522	0.7299
Fracción peso	0.1829	0.0966	0.7205

$$PM_g = 28.3644$$

Para la combustión estequiométrica con oxígeno, se tiene la siguiente composición y peso molecular de los gases:

Componente	CO ₂	H ₂ O
Fracción molar	0.436	0.564
Fracción peso	0.6539	0.3461

$$Peso\ molecular = 29.336$$

8.1 Análisis termodinámico.

Exergía

La exergía es una medida del máximo trabajo teórico que se puede extraer de un sistema conforme pasa desde un estado dado hasta uno en equilibrio con el ambiente. La exergía, en contraste con la energía, puede ser destruida en los procesos reales.

A continuación se calcula la eficiencia energética y exergética de los procesos de combustión estándar y combustiones sin flama que la sustituyen.

Suposiciones y ecuaciones usadas para el análisis comparativo:

Gases Ideales

$$P_o = \text{Presión de referencia} = 1 \text{ atmósfera} \quad (1)$$

$$T_o = \text{Temperatura de referencia} = 298 \text{ K} \quad (2)$$

Aplicando (2) en $B^{\circ}_{i,T}$ ecuación de $(B^{\circ}_{i,T})$:

$$(B^{\circ}_{i,T}) = C_{p,i}(T - T_o) - T_o C_{p,i} \ln(T/T_o) = C_{p,i}(T - 298) - 298 C_{p,i} \ln(T/298) \quad (3)$$

$(B^{\circ}_{i,T})$ se lee en tablas [7]

$$\text{Presión total} = 1 \text{ atmósfera} \quad (4)$$

Aplicando (4) en ecuación de presión parcial:

$$P_i = \text{fracción mol} \times \text{presión total} = \text{fracción}_i \text{ mol (atm)} \quad (5)$$

Aplicando (1), (2), (5) y valor de R en ecuación de $(B^{\circ}_{i,P})$:

$$(B^{\circ}_{i,P}) = T_o R \ln(P_i/P_o) = 2480 \times \ln(\text{fracción mol}_i) \quad (6)$$

$$\text{Flujo molar}_i = \text{flujo molar gases} \times \text{fracción mol}_i = m_g/PM_g \times \text{fracción mol}_i \quad (7)$$

Aplicando (7) en ecuación de exergía de componente gaseoso:

$$B_i = (B^{\circ}_{i,T,P}) \times \text{flujo molar}_i = (B^{\circ}_{i,T,P}) \times m_g/MW_g \times \text{fracción mol}_i \quad (8)$$

$$B_{\text{gases efluentes}} = \Sigma B_i \quad (9)$$

$$T_d = \text{temperatura de descarga del calor producto} = 550 \text{ K} \quad (10)$$

Aplicando (2), (10) y valor de q_p en ecuación de exergía de calor producto:

$$B_q = q_p (1 - T_o / T_d) = q_p (1 - 298 / 550) \quad (11)$$

De tablas para exergía específica de LPG [72]:

$$B^\circ_c = 2.385 * 10^6 \quad (12)$$

$$\text{Flujo molar de combustible} = m_c / MW_c = m_c / 50 \quad (13)$$

Aplicando (12) y (13) en ecuación de B_c :

$$B_c = B^\circ_c * m_c / MW_c = 2.385 * 10^6 * m_c / 50 \quad (14)$$

Aplicando (9), (11) y (14) en ecuación de exergía destruida:

$$B_d = B_c - (B_q + B_{\text{gases efluentes}}) \quad (15)$$

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (B_d / B_c) \quad (16)$$

Poder calorífico superior de LPG, de tablas [72]:

$$H^\circ_c = 2.48169 * 10^6 \quad (17)$$

Aplicando (17) en la ecuación de entalpia de combustible:

$$H_c = 2.48169 * 10^6 * m_c / 50 \quad (18)$$

Aplicando (17) y q_p en ecuación de eficiencia de energía:

$$\eta_{\text{energía}} = q_p / H_c = q_p * 50 / (2.48169 * 10^6 * m_c) = 0.000020148 * q_p / m_c \quad (19)$$

8.1.1 Sustitución de proceso estándar con gases de temperatura final de 600 K

8.1.1.1 Combustión estándar

Tabla 1.1- Exergía de gases efluentes, combustión estándar

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	(B°) _T	(B°) _P	(B° _i) _{T, P}	B _i
CO ₂	0.1079	0.006863	600	4090	-5521.8	-1431.8	-9.826
H ₂ O	0.1394	0.008863	600	3300	-4886.6	-1586.6	-14.062
O ₂	0.0178	0.001129	600	2900	-9990.8	-7090.8	-8.008
N ₂	0.7349	0.04674	600	2780	-763.9	2016.1	94.233

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = 62.337$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1816.23$$

Aplicando valor de m_c en (14):

$$B_c = 4770$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 2891.43$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (2891.43 / 4770) = 0.394$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 3964 / 0.10 = 0.799$$

8.1.1.2 Combustión con aire sin flama

$$\text{Flujo molar de gases} = 1.57377 / 28.3644 = 0.0555$$

Tabla 1.2- Exergía de gases efluentes, combustión con aire sin flama

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	$(B^\circ)_T$	$(B^\circ)_P$	$(B^\circ)_i)_{T,P}$	B_i
CO ₂	0.1179	0.00654	524	2509.2	-5302.0	-2792.8	- 18.3
H ₂ O	0.1522	0.00844	524	2046.0	-4668.7	-2622.7	-22.1
N ₂	0.7299	0.0405	524	1738.8	-780.8	958	38.8

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = -1.6$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1816.23$$

Aplicando el valor de m_c en (14):

$$B_c = 4546.7$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 2732.0$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (2732.0 / 4546.7) = 0.399$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 3964 / 0.095318 = 0.838$$

8.1.1.3 Combustión con oxígeno sin flama

Tabla 1.3- Exergía de gases efluentes, combustión con oxígeno sin flama

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	$(B^\circ)_i)_{T,P}$	$(B^\circ)_i)_P$	$(B^\circ)_i)_{T,P}$	B_i
CO ₂	0.436	0.006537	938	14506	-2058.68	12447.3	81.37
H ₂ O	0.564	0.008456	938	11264	-1420.30	9843.7	83.24

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = 164.61$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1816.23$$

Aplicando el valor de m_c en (14):

$$B_c = 4547.0$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 2566.1$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (2566.1 / 4547.0) = 0.436$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 3964 / 0.095324 = 0.838$$

8.1.2 Sustitución de proceso estándar con gases de temperatura final de 1045 K

8.1.2.1 Combustión estándar

$$\text{Flujo molar gases} = 1.80618 / 28.4 = 0.06359$$

Tabla 2.1- Exergía de gases efluentes, combustión estándar

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	(B°) _T	(B°) _P	(B° _i) _{T, P}	B _i
CO ₂	0.1079	0.006863	1045	18600	-5521.8	13078.2	89.75
H ₂ O	0.1394	0.008863	1045	14305	-4886.6	9418.4	83.473
O ₂	0.0178	0.001129	1045	12325	-9990.8	2334.2	2.636
N ₂	0.7349	0.04674	1045	11680	-763.9	10916.1	510.22

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = 686.08$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1364.9$$

Aplicando valor de m_c en (14):

$$B_c = 4770.0$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 2719.0$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (2719 / 4770) = 0.43$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 2979 / 0.10 = 0.60$$

8.1.2.2 Combustión con aire sin flama

$$\text{Flujo molar de gases} = 1.182709 / 28.3644 = 0.04169$$

Tabla 2.2- Exergía de gases efluentes, combustión con aire sin flama

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	(B°) _T	(B°) _P	(B° _i) _{T, P}	B _i
CO ₂	0.1179	0.004916	524	2509.2	-5302.0	-2792.8	-13.73
H ₂ O	0.1522	0.006346	524	2046.0	-4668.7	-2622.7	-16.64
N ₂	0.7299	0.03044	524	1738.8	-780.8	958	29.16

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = -1.2$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1364.9$$

Aplicando el valor de m_c en (14):

$$B_c = 3416.9$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 2053.2$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (2053.2 / 3416.9) = 0.3991$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 2979 / 0.071633 = 0.838$$

8.1.2.3 Combustión con oxígeno sin flama

Tabla 2.3- Exergía de gases efluentes, combustión con oxígeno sin flama

Gas	fracción mol	flujo molar	T (K)	$(B^\circ_i)_T$	$(B^\circ_i)_P$	$(B^\circ_i)_{T,P}$	B_i
CO ₂	0.436	0.004913	938	14506	-2058.68	12447.3	61.15
H ₂ O	0.564	0.006355	938	11264	-1420.30	9843.7	62.56

Aplicando (9):

$$B_{\text{gases efluentes}} = 123.71$$

Aplicando valor de q_p en (11):

$$B_q = 1364.9$$

Aplicando el valor de m_c en (14):

$$B_c = 3417.0$$

Aplicando valores de B_c , B_q y $B_{\text{gases efluentes}}$ en (15):

$$B_d = 1928.4$$

Aplicando valores de B_c and B_d en (16):

$$\eta_{\text{exergía}} = 1 - (1928.4 / 3417.0) = 0.436$$

Aplicando valores de q_p y m_c en (19):

$$\eta_{\text{energía}} = 0.000020148 \cdot 2979 / 0.071637 = 0.838$$

Resumen

Proceso original con temperatura de descarga de gases de 600 K, $q_p = 3964$, T salida receptor de calor = 550 K

	η Energética	η Exergética
Combustión estándar	0.799	0.394
Combustión suave con aire	0.838	0.399
Combustión suave con oxígeno	0.838	0.436

Proceso original con temperatura de descarga de gases de 1045 K, $q_p = 2979$, T salida receptor de calor = 550 K

	η Energética	η Exergética
Combustión estándar	0.600	0.430
Combustión suave con aire	0.838	0.399
Combustión suave con oxígeno	0.838	0.436

Notas conclusivas:

La combustión estándar con temperatura de 600 K en gases de salida, para un valor dado de q_p y con temperatura de descarga del receptor de calor de 550 K, tiene buena eficiencia energética (80 %) y cierto valor exergético por los 600 K de temperatura de salida, dando una eficiencia exergética de 39.4 %.

Al pasar a proceso estándar con descarga de gases a 1045 K, para misma temperatura de salida del receptor de calor (550 K), con el mismo flujo de combustible y dando un menor valor de q_p , se abate la eficiencia energética (queda en 60 %) y aumenta la eficiencia exergética por el trabajo extraíble si se llevaran los gases de descarga al estado de referencia (43.0 %).

Para la combustión sin flama, tanto con aire como con oxígeno, la eficiencia energética es la misma (84 %) y mayor a la de la combustión estándar, consecuencia del empleo de regeneradores de calor.

Se observa, sin embargo, que la combustión con oxígeno tiene mayor eficiencia exergética como consecuencia de una mayor temperatura de gases en la salida (938 K contra 506 K).

Esta energía extra se puede aprovechar en un economizador o en un recuperador de calor generador de vapor.

8.2 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En esta sección se hace un análisis de transferencia de calor de los tres sistemas de combustión tratados. Para cada uno de ellos se presenta primero un cálculo del calor transferido por radiación, seguido por una consideración del calor transferido por convección.

Se usa el método de Hottel de factores F para intercambio radiativo de calor, comúnmente empleado en este tipo de análisis [Dwyer, 74]. Dicho procedimiento empieza con las presiones parciales de los gases CO₂ and H₂O.

Para obtener la transferencia de calor por convección en la sección convectiva del sistema de combustión, se emplea el valor de h_c calculado de la correlación de Jameson (Trans. ASME, 67, 633-642, 1945) [74]:

A continuación se detallan las suposiciones y ecuaciones empleadas en el análisis.

Calor por radiación

La longitud media del haz radiante (L_1) es la menor de las dimensiones de una cámara de combustión de proporciones entre 1:1:4 y 1:1: ∞

Para una cámara de dimensiones 1.19 m*1.19 m*4.88 m:

$$L_1 = 1.19 \quad (20)$$

$$Q_r = \text{calor por radiación} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot F (T_G^4 - T_S^4) (\alpha \cdot A_{cp}) \quad (21)$$

$$\alpha \cdot A_{cp} = A/2 \quad (22)$$

$$T_S = 550 \text{ K} \quad (23)$$

Aplicando (22) y (23) en (16):

$$Q_r = 2.835 \cdot 10^{-8} F (T_G^4 - 550^4) A \quad (24)$$

Calor por convección

$$Q_c = \text{calor por convección} = U_c \cdot (\Delta T_{\text{sistema}}) \cdot A \quad (25)$$

Aplicando (23) en ecuación de ($\Delta T_{\text{sistema}}$):

$$(\Delta T_{\text{sistema}}) = T_G - T_S = T_G - 550 \quad (26)$$

$$U_c = (h_c \cdot h_s) / (h_c + h_s) \quad (27)$$

$$h_s = 5678 \quad (28)$$

Aplicando (28) en (27):

$$U_c = (h_c \cdot 5678) / (h_c + 5678) \quad (29)$$

Aplicando (29) y (26) en (25):

$$Q_c = (h_c \cdot 5678) / (h_c + 5678) \cdot (T_G - 550) \cdot A \quad (30)$$

$$h_c \text{ en sección de radiación} = 11.36 \quad (31)$$

Aplicando (31) en (30):

$$Q_{cr} = \text{calor por convección en sección de radiación} = 11.34 (T_G - 550) A \quad (32)$$

$$h_c (D_e / k) (\text{Pr})^{-1/3} = 0.08212 (\text{Re})^{0.7342} \quad (33)$$

$$\text{Re} = \text{número de Reynolds} = (m_1 / A_{tf}) (D_e / \mu) \quad (34)$$

Aplicando (34) en (33) y despejando:

$$h_c = 0.08212 \cdot \text{Pr}^{1/3} (k / D_e) (m_1 / A_{tf} \cdot D_e / \mu)^{0.7342} \quad (35)$$

Se inicia la comparación con el caso de mayor temperatura en los gases de salida

8.2.1 Sustitución de proceso estándar con gases de temperatura final de 1045 K

8.2.1.1 Combustión suave con aire

Sección de radiación

Cálculo del factor F

Con la composición de los gases, con la presión de 1 atmósfera y con el valor L_1 de 1.19:

P_{CO_2}	P_{H_2O}	ΣP_i	$P_{CO_2} * L_1$	$P_{H_2O} * L_1$	$\Sigma P_i * L_1$	$P_{CO_2} / \Sigma P_i$
0.1179	0.1522	0.2701	0.1403	0.1811	0.3214	0.44

$T_G = 1550$ (se considera mezclado homogéneo)

De tablas de Hottel se obtienen los flujos de calor por radiación (BTU/h ft²) para los gases CO₂ y H₂O en función de la temperatura (° F) y del producto $P_i * L_1$ (ft * atm).

Después de convertir a flujos en W/m² y sustituir los valores de temperatura en ecuación de q_b :

$(q_{CO_2})_{TG}$	$(q_{CO_2})_{TS}$	$(q_{H_2O})_{TG}$	$(q_{H_2O})_{TS}$	$(q_b)_{TG}$	$(q_b)_{TS}$
34702	568	56785	1514	327273	5188

Sustituyendo valores en ecuaciones de F_c , ε_G y F :

$$F_c = f_4 (P_{CO_2} / \Sigma P_i, \Sigma P_i * L_1 \text{ in ft*atm}) = f_4 (0.44, 1.054) = 0.934$$

$$\varepsilon_G = [(q_{CO_2} + q_{H_2O})_{TG} - (q_{CO_2} + q_{H_2O})_{TS}] * F_c / (q_b_{TG} - q_b_{TS})$$

$$\varepsilon_G = (34702 + 56785 - 568 - 1514) * 0.934 / (327273 - 5188) = 0.259$$

$$\text{Considerando } A_R / \alpha * A_{cp} = 1.0$$

$$F = f_1 (\varepsilon_G, A_R / \alpha * A_{cp}) = f_1 (0.259, 1.0) = 0.4$$

Aplicando los valores de F y T_G en (24)

$$Q_r = 2.835 * 10^{-8} * 0.4 * (1550^4 - 550^4) A = 64417 A$$

Sustituyendo el valor de T_G en (32):

$$Q_{cr} = 11.34 * A * (1550 - 550) = 11340 A$$

Sumando los calores de radiación y convección:

$$Q_r + Q_{cr} = 64417 A + 11340 A = 75757 A$$

Sección de convección

Para iniciar los cálculos del calor por convección se requiere tener el diámetro equivalente de la cámara de combustión (D_e):

$$A_{tf} = 1.19 * 1.19 = 1.416$$

$$\text{Perímetro húmedo} = 1.19 * 4 = 4.76$$

$$D_e = 4 * A_{tf} / \text{perímetro húmedo} = 4 * 1.416 / 4.76 = 1.19$$

$$m_1 = 1.182709 + 4.6 = 5.783$$

El cálculo de valores de C_p , μ y k para la mezcla de gases correspondiente a 1550 K, se halla en Anexo C.

$$C_p = 1381$$

$$k = 0.1012$$

$$\mu = 52.51 * 10^{-6}$$

$$Pr = 1381 * 52.51 / (0.1012 * 10^6) = 0.717$$

$$Pr^{1/3} = 0.89$$

Aplicando valores en (35):

$$h_c = 0.08212 * 0.89 (0.1012/1.19) * (5.783/1.416 * 1.19 / 52.51 * 10^6)^{0.7342} = 27.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Aplicando valores de h_c y T_G en (30):

$$Q_c = 27.5 * 5678 / (27.5 + 5678) * A (1550-550) = 27367 \text{ A}$$

Transferencia de calor en ambas secciones:

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = 75757 \text{ A} + 27367 \text{ A} = 103124 \text{ A}$$

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = q_p (1000) = 2979000$$

$$A = 2979000 / 103124 = 28.89$$

8.2.1.2 Combustión estándar original.

Sección de radiación

Para condiciones de receptor isotérmico de calor y predominancia de calor por radiación, la temperatura media de los gases se calcula [Dwyer, 74] así:

$$T_G = (T_{G \text{ entrada}}^2 * T_{G \text{ salida}}^2)^{1/4} = (2224^2 * 1045^2)^{1/4} = 1524$$

$T_G \approx 1550 = T_G$ de la combustión suave con aire.

Por tanto, para la misma temperatura y composición de gases se obtienen los mismos valores de calor por radiación y convección:

$$Q_r + Q_{cr} = 5721 \text{ A} + 11340 \text{ A} = 67061 \text{ A}$$

Sección de convección

$$T_G = 1/2 (T_{G \text{ entrada}} + T_{G \text{ salida}}) = 1/2 (2224 + 1045) = 1634$$

Propiedades de la mezcla gaseosa a 1634 K, del Anexo C:

$$k = 0.1058$$

$$\mu = 54.33 * 10^{-6}$$

$$C_p = 1392$$

$$Pr = 1392 * 54.33 / (0.1058 * 10^6) = 0.715$$

$$Pr^{1/3} = 0.89$$

$$m_1 = 1.80618 + 0 = 1.80618$$

Aplicando valores de propiedades en (35):

$$h_c = 0.08212 * 0.89 (0.1058/1.19) * (1.80618/1.416 * 1.19 / 54.33 * 10^6)^{0.7342} = 11.94$$

Aplicando valores de h_c y T_G en (30):

$$Q_c = 11.94 * 5678 / (11.94 + 5678) * A * 1084 = 12900 \text{ A}$$

Transferencia de calor en ambas secciones:

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = 67061 \text{ A} + 12900 \text{ A} = 79961 \text{ A}$$

$$A = 2979000 / 79961 = 37.25$$

8.2.1.3 Combustión suave con oxígeno

Sección de radiación

Cálculo del factor F

Con la composición de los gases, con la presión de 1 atmósfera y con el valor L_1 de 1.19:

P_{CO_2}	P_{H_2O}	ΣP_i	$P_{CO_2} * L_1$	$P_{H_2O} * L_1$	$\Sigma P_i * L_1$	$P_{CO_2} / \Sigma P_i$
0.436	0.564	1.0	0.5188	0.6712	1.19	0.37

$T_G = 1550$ (considerando mezclado homogéneo)

De tablas de Hottel se obtienen los flujos de calor por radiación (BTU/h ft²) para los gases CO₂ y H₂O en función de la temperatura (° F) y del producto $P_i * L_i$ (ft * atm).

Después de convertir a flujos en W/m² y sustituir los valores de temperatura en ecuación de q_b :

(q CO ₂) TG	(q CO ₂) TS	(q H ₂ O) TG	(q H ₂ O) TS	(q b) TG	(q b) TS
47321	741	114359	2603	327273	5188

Aplicando valores en ecuaciones de F_c , ε_G y F :

$$F_c = f_4 (P_{CO_2} / \sum P_i, \sum P_i * L_i \text{ en ft*atm}) = f_4 (0.37, 3.90) = 0.92$$

$$\varepsilon_G = (47321 + 114359 - 741 - 2603) * 0.92 / (327273 - 5188) = 0.492$$

Considerando $A / \alpha * A_{cp} = 1.0$,

$$F = f_1 (\varepsilon_G, A_R / \alpha * A_{cp}) = f_1 (0.492, 1.0) = 0.65$$

Aplicando valores of F y T_G en (24):

$$Q_r = 2.835 * 10^{-8} * 0.65 * (1550^4 - 550^4) A = 104677 A$$

Sustituyendo valor de T_G en (32):

$$Q_{cr} = 11.34 * A * (1550 - 550) = 11340 A$$

$$Q_r + Q_{cr} = 104677 A + 11340 A = 116017 A$$

Sección de convección

$$m_l = m_g + m_r = 0.330545 + 5.6 = 5.93$$

Cálculos de C_p , μ y k para la mezcla gaseosa a 1550 K, se hallan en

Anexo C:

$$k = 0.12472$$

$$\mu = 51.60 * 10^{-6}$$

$$C_p = 1749$$

$$Pr = 1749 * 51.60 / (0.12472 * 10^6) = 0.724$$

$$Pr^{1/3} = 0.898$$

Aplicando valores de propiedades en (35):

$$h_c = 0.08212 * 0.898 (0.12472 / 1.19) * (5.93 / 1.416 * 1.19 / 51.6 * 10^6)^{0.7342} = 35.3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Aplicando valores de h_c y T_G en (30):

$$Q_c = 35.3 * 5678 / (35.3 + 5678) A (1550 - 550) = 35081 A$$

Transferencia de calor en secciones de radiación y convección:

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = 116017 A + 35081 A = 151098 A$$

$$A = 2979000 / 151098 = 19.72$$

8.2.2 Sustitución de proceso estándar con gases de temperatura final de 600 K

8.2.2.1 Combustión suave con aire

Sección de radiación

Respecto a la anterior combustión suave con aire, las temperaturas T_G y T_S son las mismas, así como la composición de los gases, por lo tanto se tienen los mismos valores de calor de radiación y calor de convección:

$$Q_r + Q_{cr} = 64417 \text{ A} + 11340 \text{ A} = 75757 \text{ A}$$

Sección de convección

$$m_1 = 1.57377 + 6.13 = 7.70377$$

Anterior combustión suave con aire:

$$m_1 = 5.783$$

$$h_c = 27.5$$

Cálculo de h_c considerando que su valor es proporcional a $(m_1)^{0.7342}$:

$$h_c = 27.5 (7.70377 / 5.783)^{0.7342} = 33.95$$

Aplicando valores de h_c y T_G en (30):

$$Q_c = 33.95 * 5678 / (33.95 + 5678) * A (1550-550) = 33748 \text{ A}$$

Transferencia de calor en ambas secciones:

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = 75757 \text{ A} + 33748 \text{ A} = 109505 \text{ A}$$

$$Q_r + Q_{cr} + Q_c = q_p (1000) = 3964000$$

$$A = 3964000 / 109505 = 36.20$$

8.2.2.2 Combustión estándar original.

Sección de radiación

Cálculo del factor F

Con la composición de los gases de la tabla 1, con la presión de 1 atmósfera y con el valor L_1 de 1.19 (20):

P_{CO_2}	P_{H_2O}	ΣP_i	$P_{CO_2} * L_1$	$P_{H_2O} * L_1$	$\Sigma P_i * L_1$	$P_{CO_2} / \Sigma P_i$
0.1079	0.1394	0.2473	0.1284	0.1659	0.2943	0.44

$$T_G = (T_G \text{ entrada}^2 * T_G \text{ salida}^2)^{1/4} = (2224^2 * 600^2)^{1/4} = 1155$$

De tablas de Hottel se obtienen los flujos de calor por radiación (BTU/h ft^2) para los gases CO_2 y H_2O en función de la temperatura ($^{\circ}F$) y del producto $P_i * L_1$ ($ft * atm$).

Después de convertir a flujos en W/m^2 y sustituir los valores de temperatura en ecuación de q_b :

$(q_{CO_2})_{TG}$	$(q_{CO_2})_{TS}$	$(q_{H_2O})_{TG}$	$(q_{H_2O})_{TS}$	$(q_b)_{TG}$	$(q_b)_{TS}$
11830	536	18455	1420	100905	5188

Aplicando valores en ecuaciones de F_c , ε_G y F:

$$F_c = f_4 (P_{CO_2} / \Sigma P_i, \Sigma P_i * L_1 \text{ en } ft * atm) = f_4 (0.44, 0.96) = 0.9375$$

$$\varepsilon_G = (11830 + 18455 - 536 - 1420) * 0.9375 / (100905 - 5188) = 0.277$$

Considerando $A / \alpha * A_{c p} = 1.0$,
 $F = f_1 (\varepsilon_G, A_R / \alpha * A_{c p}) = f_1 (0.277, 1.0) = 0.44$
 Aplicando valores of F y T_G en (24):
 $Q_r = 2.835 * 10^{-8} * 0.44 * (1155^4 - 550^4) A = 21058 A$
 Sustituyendo valor de T_G en (32):
 $Q_{c r} = 11.34 * A * (1155 - 550) = 6861 A$
 $Q_r + Q_{c r} = 21058 A + 6861 A = 27919 A$

Sección de convección

$T_G = 1/2 (T_G \text{ entrada} + T_G \text{ salida}) = 1/2 (2224 + 600) = 1412$
 Propiedades de la mezcla gaseosa a 1412 K, del Anexo C:
 $k = 0.0933$
 $\mu = 49.23 * 10^{-6}$
 $C_p = 1357$
 $Pr = 1357 * 49.23 / (0.0933 * 10^6) = 0.716$
 $Pr^{1/3} = 0.89$

$m_1 = 1.80618 + 0 = 1.80618$
 Aplicando valores de propiedades en (35):
 $h_c = 0.08212 * 0.89 (0.0933 / 1.19) * (1.80618 / 1.416 * 1.19 / 49.23 * 10^6)^{0.7342} = 11.32$
 Aplicando valores de h_c y T_G en ecua. (30):
 $Q_c = 11.32 * 5678 / (11.32 + 5678) A (1412 - 550) = 9738 A$
 Transferencia de calor en ambas secciones:
 $Q_r + Q_{c r} + Q_c = 27919 A + 9738 A = 37657 A$
 $A = 3964000 / 37657 = 105.26$

8.2.2.3 Combustión suave con oxígeno

Sección de radiación

Las temperaturas T_G y T_S son las mismas que en el caso anterior de combustión suave con oxígeno, así como la composición de los gases, por lo que se tienen los mismos valores de calor por radiación y calor por convección:
 $Q_r + Q_{c r} = 104667 A + 11340 A = 116007 A$

Sección de convección

$m_1 = m_g + m_r = 0.43984 + 7.5 = 7.94$
 Calculando h_c respecto a la combustión suave con oxígeno anterior:
 $h_c = 35.3 (7.94 / 5.93)^{0.7342} = 43.7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
 Aplicando valores de h_c y T_G en (30):
 $Q_c = 43.7 * 5678 / (43.7 + 5678) A (1550 - 550) = 43366 A$
 Transferencia de calor en secciones de radiación y convección:
 $Q_r + Q_{c r} + Q_c = 116007 A + 43366 A = 159373 A$
 $A = 3964000 / 159373 = 24.87$

Resumen

*Se considera ΔT del sistema = T promedio gases (K) – 550

Caso combustión original estándar con gases descargados a 1045 K y $q_p = 2979$

	C. Estándar	C. Suave con aire	C. Suave con O ₂
Q_r/A	55721	64417	104677
Q_{cr}/A	11340	11340	11340
Q_c/A	12900	27367	35081
$\Sigma (Q/A)$	79961	103124	151088
A	37.25	28.89	19.72
% reducción A	0	22.4	47.0
$\Delta T_{\text{sistema}}^*$	1084	1179	1139
$U_s = \Sigma (Q/A)/\Delta T$	73.8	87.5	132.3

Se puede reducir el tamaño del intercambiador de la combustión estándar en 22.4 % al instalar combustión sin flama con aire y en 47.0 % al instalar combustión suave con oxígeno.

Caso combustión original estándar con gases descargados a 600 K y $q_p = 3964$

	C. Estándar	C. Suave con aire	C. Suave con O ₂
Q_r/A	21058	64417	104677
Q_{cr}/A	6861	11340	11340
Q_c/A	9738	33748	43366
$\Sigma (Q/A)$	37657	109505	159373
A	105.26	36.2	24.87
% reducción A	0	65.6	76.37
$\Delta T_{\text{sistema}}^*$	862	1179	1139
$U_s = \Sigma (Q/A)/\Delta T$	43.69	92.9	139.5

Se puede reducir el tamaño del intercambiador de la combustión estándar en 65.6 % al instalar combustión sin flama con aire y en 76.4 % al instalar combustión suave con oxígeno.

Conclusiones de la comparativa entre los tipos de combustión.

Comparación de combustión estándar y combustión con aire sin flama

Se pueden comparar los procesos aquí analizados notando que después de sustitución con combustión con aire sin flama:

- Los regeneradores de calor permiten ahorro de energía al precalentar el aire y consecuentemente requerir menos combustible en el proceso.

- Las emisiones de NO_x se reducen debido a la temperatura restringida en la zona de reacción, además de contar con menores picos de temperatura como resultado de la homogeneización gaseosa en todo el volumen de la cámara.
- El flujo de gases aumentado por la recirculación incrementa la transferencia de calor por convección y, dado el caso de una mayor temperatura promedio en la cámara, también se incrementa el calor por radiación, resultando de cualquier modo en un tamaño reducido de equipo transmisor de calor.
- La captura de CO₂ no se facilita, requiriendo el proceso intensivo en energía de captura por aminas en postcombustión.

Comparación de combustión con aire sin flama y combustión con oxígeno sin flama

Se pueden comparar los procesos aquí analizados notando que después de sustitución con combustión con oxígeno sin flama:

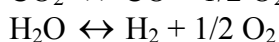
- El potencial de ahorro energético es mayor pues hay menor destrucción de exergía para el mismo calor producto: los gases de combustión (CO₂ y H₂O) salen a la atmósfera a mayor temperatura (938 K contra 506 K) por tener una menor disminución de la misma (ΔT) en el proceso de transferencia de calor, debido a su mayor capacidad calorífica (C_p).
- La mayor concentración de los gases H₂O y CO₂, con su mayor emisividad, da mayor calor irradiado para un equipo intercambiador de calor del mismo tamaño.
- Aún cuando ambos sistemas de combustión suave bajan los NO_x, el caso con oxígeno da ultra bajos NO_x pues prácticamente no hay N₂ en la corriente oxidante.
- Se tiene la gran ventaja ambiental de dejar al CO₂ listo para captura, sin gran costo energético: solo requiere la condensación del H₂O en la mezcla de efluentes consistente en CO₂ y H₂O.
- Requiere menores potencias para mover fluidos, tanto recirculados hacia la corriente del oxidante como a través de los regeneradores, y éstos últimos son de menor tamaño, requiriendo menor cantidad de empaque e inversión.
- Requiere un intercambiador de calor extra (economizador o generador de vapor recuperador de calor) para aprovechar la alta temperatura de los gases de salida.

9- Disociación de CO₂ y H₂O y formación de NO en los productos de combustión y su comparación entre las combustiones estándar y suave o sin flama.

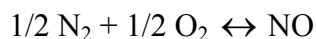
Las temperaturas adiabáticas teóricas de los gases de combustión se ven reducidas a sus valores de equilibrio, principalmente debido a las reacciones endotérmicas de disociación de los gases CO₂ y H₂O y de formación de NO. En consecuencia, la capacidad de calentamiento de los gases se ve reducida a su entalpia de equilibrio.

Las energías de disociación [75] de las moléculas de CO₂ y H₂O son bastante menores que la de la molécula de N₂, de modo que se considera que primero se disocian dichos gases y luego se disocia el N₂ para reaccionar con la fácilmente disociable molécula de O₂ y producir el NO.

La disociación de los gases CO₂ y H₂O es un fenómeno local:



En la formación del NO participan todos los componentes de la mezcla, aunque la interacción neta se establece solo entre los reactivos y el producto:



Considerando la constante de equilibrio (K_p) de cada reacción:

K_p = constante de equilibrio de la reacción en función de las presiones parciales (P_i) de los gases.

$$K_p \text{ de disociación del CO}_2 = (P_{\text{CO}}) (P_{\text{O}_2})^{1/2} / (P_{\text{CO}_2})$$

$$K_p \text{ de disociación del H}_2\text{O} = (P_{\text{H}_2}) (P_{\text{O}_2})^{1/2} / (P_{\text{H}_2\text{O}})$$

$$K_p \text{ de formación de NO} = (P_{\text{NO}}) / (P_{\text{N}_2})^{1/2} / (P_{\text{O}_2})^{1/2}$$

La constante de equilibrio K_p es función de la temperatura y para analizar su relación se integra la ecuación de Van't Hoff (suponiendo constante ΔH estándar) entre las temperaturas T_a y T_b [76]:

$$d(\ln K_p) / dT = \Delta H_{\text{estándar}} / RT^2$$

$$\ln(K_{p,T_b} / K_{p,T_a}) = (\Delta H_{\text{estándar}} / R) (1/T_a - 1/T_b)$$

Las tres reacciones son endotérmicas, con cambio de entalpia estándar positivo, de modo que los incrementos de temperatura favorecen tanto la disociación del CO₂ y H₂O como la formación del NO.

Conforme proceden las reacciones y siendo consumidoras de energía, van disminuyendo la temperatura y el valor de K_p por lo que la temperatura final de equilibrio debe ser iterativamente calculada: se supone una temperatura final de equilibrio, a dicha temperatura se toman los valores de K_p de las reacciones y se calcula la composición de los gases resultante de la disociación de CO₂ y H₂O y la formación de NO.

La temperatura de equilibrio supuesta será la correcta cuando:

$$H_{\text{gases}} = H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación CO}_2 \text{ y H}_2\text{O}} - H_{\text{formación NO}}$$

A continuación se deducen las ecuaciones de las constantes de equilibrio de las reacciones:

(a) disociación de CO₂



$$K_{p \text{ CO}_2} = (P_{\text{CO}}) (P_{\text{O}_2})^{1/2} / (P_{\text{CO}_2}) \quad (2)$$

$$P_i = \text{presión parcial}_i = \text{fracción mol}_i * \text{presión total} \quad (3)$$

$$\text{Presión total} = 1 \text{ atm} \quad (4)$$

Usando (3) y (4) en (2):

$$K_{p \text{ CO}_2} = (\text{fracción mol CO}) (\text{fracción mol O}_2)^{1/2} / (\text{fracción mol CO}_2) \quad (5)$$

$$\beta = \text{moles de CO formado por cada mol CO}_2 \text{ que entra} \quad (6)$$

$$\text{Fracción mol}_i = \text{moles}_i / \text{moles totales} \quad (7)$$

Balance molar:

$$\text{Entrada} + \text{Generado} - \text{Consumido} = \text{Salida}$$

Gas	Entrada	Generado	Consumido	Salida	Fracción mol
CO ₂	1	0	β	$1 - \beta$	$(1 - \beta) / (1 + \beta / 2)$
CO	0	β	0	β	$\beta / (1 + \beta / 2)$
O ₂	0	$\beta / 2$	0	$\beta / 2$	$1/2 \beta / (1 + \beta / 2)$

$$\text{Moles totales en la salida} = 1 + \beta / 2$$

Aplicando (7) en (5):

$$K_{p \text{ CO}_2} = \beta (\beta / 2)^{1/2} / (1 - \beta) (1 + \beta / 2)^{1/2} \quad (8)$$

(b) disociación de H₂O



$$K_{p \text{ H}_2\text{O}} = (P_{\text{H}_2}) (P_{\text{O}_2})^{1/2} / (P_{\text{H}_2\text{O}}) \quad (10)$$

Usando (3) y (4) en (10):

$$K_{p \text{ H}_2\text{O}} = (\text{fracción mol H}_2) (\text{fracción mol O}_2)^{1/2} / (\text{fracción mol H}_2\text{O}) \quad (11)$$

$$\beta = \text{moles of H}_2 \text{ formado por cada mol de H}_2\text{O que entra} \quad (12)$$

Balance molar:

Gas	Entrada	Generado	Consumido	Salida	Fracción mol
H ₂ O	1	0	β	$1 - \beta$	$(1 - \beta) / (1 + \beta / 2)$
H ₂	0	β	0	β	$\beta / (1 + \beta / 2)$
O ₂	0	$\beta / 2$	0	$\beta / 2$	$1/2 \beta / (1 + \beta / 2)$

$$\text{Moles totales en la salida} = 1 + \beta / 2$$

Usando (7) en (11):

$$K_p \text{ H}_2\text{O} = \beta (\beta/2)^{1/2} / (1-\beta) (1+\beta/2)^{1/2} \quad (13)$$

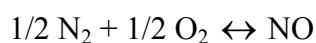
Ambas ecuaciones de K_p tienen la misma forma:

$$K_p \text{ CO}_2/\text{H}_2\text{O} = \beta (\beta/2)^{1/2} / (1-\beta) (1+\beta/2)^{1/2}$$

β = moles de CO formado por cada mol CO_2 que entra = moles de H_2 formado por cada mol de H_2O que entra

$$\% \text{ disociación } \text{CO}_2/\text{H}_2\text{O} = 100 (\text{moles disociadas}_i / \text{moles entran}) = 100 (\beta)$$

(c) formación de NO



(14)

$$K_p = (P_{\text{NO}}) / (P_{\text{N}_2})^{1/2} / (P_{\text{O}_2})^{1/2} \quad (15)$$

Usando (3) y (4) en (15):

$$K_p = (\text{mol fraction NO}) / (\text{mol fraction O}_2)^{1/2} (\text{mol fraction N}_2)^{1/2} \quad (16)$$

$$\beta = \text{moles de NO formado} \quad (17)$$

Balance molar:

E_{N_2} = moles de N_2 que entran

E_{O_2} = moles de O_2 que entran

Gas	Entrada	Generado	Consumido	Salida
N_2	E_{N_2}	0	0.5β	$E_{\text{N}_2} - 0.5 \beta$
O_2	E_{O_2}	0	0.5β	$E_{\text{O}_2} - 0.5 \beta$
NO	0	β	0	β

$$\text{Moles totales de salida} = E_{\text{N}_2} + E_{\text{O}_2}$$

Usando (7) en (16):

$$K_p = \beta / (E_{\text{N}_2} - 0.5 \beta)^{1/2} (E_{\text{O}_2} - 0.5 \beta)^{1/2} \quad (18)$$

Metodología.

- Se encuentra para cada temperatura [77] el valor de K_p de las reacciones de disociación y luego de su inserción en las ecuaciones en función de β , ésta última se despeja para definir la disociación.

-Después de la disociación hay O_2 generado que debe sumarse al presente que pudiera haber.

-Se encuentra [77] el valor de K_p para la reacción de formación de NO, se inserta en la ecuación en función de β y se despeja ésta última para obtener la composición y entalpía de los gases [7-77] además de los cambios de entalpía de disociación del CO₂ y H₂O [78] y formación de NO [77].

-Se verifica que:

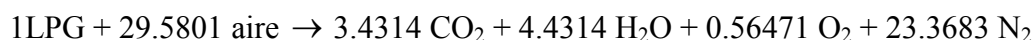
$$H_{\text{gases}} = H_{\text{entrada a cámara de combustión}} - H_{\text{disociación CO}_2 \text{ y H}_2\text{O}} - H_{\text{formación NO}}$$

Ahora se compararán las reducciones en la temperatura adiabática teórica y en la capacidad de calentamiento de los gases de combustión provenientes de las previamente estudiadas combustiones estándar y sin flama que la sustituyen.

Las temperaturas adiabáticas teóricas de los sistemas de combustión estudiados son:

Combustión	estándar	Suave con oxígeno	Suave con aire
Temperatura adiabática teórica (K)	2224	1827	1909

(1) combustión estándar de LPG con 10 % exceso aire



Temperatura supuesta de equilibrio = 2175 K

Base de cálculo: 1 kmol/s LPG

(a) Disociación de CO₂

$$\text{Log} (1/K_p) = 2.3$$

$$K_{p \text{ CO}_2} = 0.0050119$$

$$K_{p \text{ CO}_2 / \text{H}_2\text{O}} = \beta (\beta/2)^{1/2} / (1 - \beta) (1 + \beta/2)^{1/2}$$

$$\beta = 0.0362$$

$$\text{kmol/s CO}_2 \text{ disociado} = 0.0362 * 3.4314 = 0.12422$$

$$\text{kmol CO}_2 \text{ en equilibrio} = 3.4314 - 0.12422 = 3.30718$$

$$\text{kmol/s CO} = \text{kmol/s CO}_2 \text{ disociado} = 0.12422$$

$$\text{kmol/s O}_2 \text{ de disociación del CO}_2 = 1/2 \text{ kmol/s CO}_2 \text{ disociado} = 0.06211$$

(b) Disociación de H₂O

$$\text{Log} (1/K_p) = 3.04$$

$$K_{p \text{ H}_2\text{O}} = 0.000912$$

$$\beta = 0.01175$$

$$\text{kmol/s H}_2\text{O disociada} = 0.01175 \cdot 4.4314 = 0.05207$$

$$\text{kmol H}_2\text{O en equilibrio} = 4.4314 - 0.05207 = 4.37933$$

$$\text{kmol/s H}_2 = \text{kmol/s H}_2\text{O disociada} = 0.05207$$

$$\text{kmol/s O}_2 \text{ de disociación del H}_2\text{O} = 1/2 \text{ kmol/s H}_2\text{O disociada} = 0.02603$$

(c) *Formación de NO*

$$E_{\text{N}_2} = 23.3683$$

$$E_{\text{O}_2} = 0.56471 + 0.06211 + 0.02603 = 0.65285$$

$$\text{Log}(1/k_p) = 1.48$$

$$K_p = 0.033113$$

$$K_p = \beta / (23.3683 - 0.5\beta)^{1/2} (0.65285 - 0.5\beta)^{1/2}$$

$$\beta = 0.123$$

$$\text{NO generado} = 0.123$$

$$\text{N}_2 \text{ en equilibrio} = 23.3683 - 0.5 \cdot 0.123 = 23.3068$$

$$\text{O}_2 \text{ en equilibrio} = 0.65285 - 0.5 \cdot 0.123 = 0.59135$$

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	CO	H ₂	NO
Flujo (kmol/s)	3.30718	4.37933	0.59135	23.3068	0.12422	0.05207	0.123
H (kW)	329478	553657	38098	1474155	7907	3098	7955

$$\text{Flujo total de gases} = 31.88395 \text{ kmol/s}$$

$$H_{\text{gases}} = 2414348 \text{ kW}$$

Este valor se debe comparar contra $H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación CO}_2 \text{ y H}_2\text{O}} - H_{\text{formación NO}}$

En la figura 1 se puede observar la H_{entrada}

$$H_{\text{entrada}} = H_{\text{combustible}} = 2481690 \text{ kW}$$

$$H_{\text{disociación CO}_2} = 283.0 \text{ kJ/mol} \cdot 1000 \text{ mol/kmol} \cdot 1000 \text{ J/kJ} \cdot \text{kW s/1000 J} \cdot 0.12422 \text{ kmol/s} = 35154 \text{ kW}$$

$$H_{\text{disociación H}_2\text{O}} = 285.84 \text{ kJ/mol} \cdot 1000 \text{ mol/kmol} \cdot 1000 \text{ J/kJ} \cdot \text{kW s/1000 J} \cdot 0.05207 \text{ kmol/s} = 14884 \text{ kW}$$

$$H_{\text{formación NO}} = 90.288 \text{ kJ/mol} * 1000 \text{ mol/kmol} * 1000 \text{ J/kJ} * \text{kW s/1000 J} * 0.123 \text{ kmol/s} = 11105 \text{ kW}$$

$$H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación}} - H_{\text{formación NO}} = (2481690 - 35154 - 14884 - 11105) \text{ kW} = 2420547 \text{ kW}$$

$$\text{La diferencia} = (2420547 - 2414348) 100 / 2414348 = 0.26 \%$$

La temperatura supuesta de 2175 K es la correcta.

$$\text{ppmv NO} = (0.123/31.88395)10^6 = 3858$$

$$\% \text{ decremento de temperatura} = (2224 - 2175) 100 / 2224 = 2.2$$

$$\% \text{ decremento de capacidad de calentamiento} = (2481690 - 2414348) 100 / 2481690 = 2.7$$

Respecto a la sensibilidad del método,

(1.1) Si la temperatura supuesta de equilibrio es 2150 K:

- Disociación de CO_2

K_p	β	CO_2 disociado	CO_2 en equilibrio	CO	O_2 generado
$3.981 \cdot 10^{-3}$	0.0313	0.1074	3.324	0.1074	0.0537

- Disociación de H_2O

K_p	β	H_2O disociada	H_2O en equilibrio	H_2	O_2 generado
$0.8318 \cdot 10^{-3}$	0.0112	0.049632	4.38177	0.049632	0.024816

- Formación de NO

E_{N_2}	E_{O_2}	K_p	β	N_2	O_2	NO
23.3683	0.643226	0.028184	0.105	23.3158	0.59073	0.105

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO_2	H_2O	O_2	N_2	CO	H_2	NO
Flujo (kmol/s)	3.324	4.38177	0.59073	23.3158	0.1074	0.049632	0.105
H (kW)	326583	547940	37541	1452575	6734	2908	6694

$$H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación}} - H_{\text{formación NO}} = (2481690 - 30394 - 14187 - 9480) \text{ kW} = 2427629 \text{ kW}$$

$$H_{\text{gases}} = 2380975 \text{ kW (el menor valor de los dos comparados)}$$

$$\% \text{ diferencia} = (2427629 - 2380975) 100 / 2380975 = 1.96 \%$$

(1.2) Si la temperatura supuesta de equilibrio es 2200 K:

- Disociación de CO_2

K_p	β	CO_2 dissociated	CO_2 at equilibrium	CO	O_2 generated
$6.3096 \cdot 10^{-3}$	0.0422	0.1448	3.2866	0.1448	0.0724

- Disociación de H_2O

K_p	β	H_2O dissociated	H_2O at equilibrium	H_2	O_2 generated
$1.0 \cdot 10^{-3}$	0.0126	0.05584	4.37556	0.05584	0.02792

- Formación de NO

E_{N_2}	E_{O_2}	K_p	β	N_2	O_2	NO
23.3683	0.66503	0.03467	0.129	23.3038	0.60053	0.129

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO_2	H_2O	O_2	N_2	CO	H_2	NO
Flow(kmol/s)	3.2866	4.37556	0.60053	23.3038	0.1448	0.05584	0.129
H (kW)	331947	559197	39215	1496103	9354	3373	8463

$$H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación}} - H_{\text{formación NO}} = (2481690 - 40978 - 20601 - 11647) \text{ kW} = 2408464 \text{ kW}$$

$$H_{\text{gases}} = 2447652 \text{ kW (el mayor valor de los dos comparados)}$$

$$\% \text{ diferencia} = (2447652 - 2408464) 100 / 2408464 = 1.63 \%$$

Se puede apreciar que al pasar de 2150 K a 2200 K debe haber un punto de cero diferencia entre los valores de H_{gases} y $H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación}} - H_{\text{formación NO}}$. Tal punto corresponde aproximadamente al promedio de ambas temperaturas (2175 K).

(2) Combustión sin flama de LPG con aire.

Ver figura 2

Reacción estequiométrica LPG- aire:



Para la combustión con aire se tiene la siguiente composición y peso molecular de los gases:

Gas	CO ₂	H ₂ O	N ₂
Fracción mol	0.1179	0.1522	0.7299

$$PM_{\text{gases}} = 28.3644$$

$$Temperatura \text{ adiabática teórica} = 1909 \text{ K}$$

$$Temperatura \text{ supuesta de equilibrio} = 1909 \text{ K}$$

Es decir, prevemos prácticamente nula disociación.

Valores de K_p y β :

Gas	K_p	β
CO ₂	$4.642 \cdot 10^{-4}$	0.00753
H ₂ O	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.002714
NO	0.014791	Cálculo posterior

$$\% \text{ disociación CO}_2 = 0.753$$

$$\% \text{ disociación H}_2\text{O} = 0.2714$$

La disociación es independiente de los flujos másicos implicados (de gas efluente, de oxígeno y de recirculado) y depende sólo de la temperatura adiabática, que es la misma (1909 K) para ambas combustiones con las dos diferentes temperaturas de salida de gases.

Se toma el caso de mayores flujos másicos, que corresponde a gases originales de salida de 600 K.

Datos previos del caso original con gases de temperatura final de 600 K:

$$m_c = 0.095318$$

$$m_a = 1.47845$$

$$m_g = 1.53377$$

$$m_r = 6.13$$

$$PM_g = 28.3644$$

$$H_{g \text{ T } 2}^{\circ} = H_{g \text{ 1550 K}}^{\circ} = 51381.9$$

$$H_{a \text{ T } 2}^{\circ} = H_{a \text{ 1550 K}}^{\circ} = 40650$$

(a) Disociación de CO₂

$$\text{kmol/s CO}_2 \text{ disociado} = (1.53377 + 6.13) / 28.3644 \cdot 0.1179 \cdot 0.00753 = 0.0002399$$

$$\text{kmol CO}_2 \text{ en equilibrio} = (1.53377 + 6.13) / 28.3644 \cdot 0.1179 - 0.0002399 = 0.03161547$$

kmol/s CO = kmol/s CO₂ disociado = 0.0002399
 kmol/s O₂ de disociación del CO₂ = 1/2 kmol/s CO₂ disociado = 0.00012

(b) *Disociación de H₂O*

kmol/s H₂O disociada = (1.53377+6.13) /28.3644*0.1522*0.002714 = 0.0001116
 kmol H₂O en equilibrio = (1.53377+6.13) /28.3644*0.1522-0.0001116 = 0.04101

kmol/s H₂ = kmol/s H₂O disociada = 0.0001116
 kmol/s O₂ de disociación del H₂O = 1/2 kmol/s H₂O disociada = 0.0000558

(c) *Formación de NO*

E_{N₂} = (1.53377+6.13) /28.3644*0.7299 = 0.197211
 E_{O₂} = 0.00012 + 0.0000558 = 0.0001758

$K_p = \beta / (0.197211 - 0.5 \beta)^{1/2} (0.0001758 - 0.5 \beta)^{1/2}$
 $\beta = 0.000077$

NO generado = 0.000077
 N₂ en equilibrio = 0.197211-0.5*0.000077 = 0.197173
 O₂ en equilibrio = 0.0001758-0.5*0.000077 = 0.0001373

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	CO	H ₂	NO
Flujo (kmol/s)	0.03161547	0.04101	0.0001373	0.197173	0.0002399	0.0001116	0.000077
H (kW)	2693.48	4604.11	7.58	10496.11	12.89	5.58	4.21

Flujo molar de gases = 0.2703643

H_{gases} = 17824 kW

H_{m r} = 51381.9 *6.13/28.3644 = 11104.4

H_a = 40650*1.47845/28.84 = 2084.0

H_c = 0.095318/50*2.48169*10⁶ = 4731.0

H_{entrada} = H_c + H_{m r} + H_a = 4731.0+11104.4+2084.0 = 17919.4 kW

H_{disociación CO₂} = 283*1000*0.0002399 = 67.89 kW

H_{disociación H₂O} = 285.84*1000*0.0001116 = 31.90 kW

H_{formación NO} = 90.288*1000*0.000077 = 6.95 kW

H_{entrada} - H_{disociación} - H_{formación NO} = (17919.4-99.79-6.95) kW = 17812.7kW

% diferencia = (17824-17812.7) 100 /17812.7 = 0.06 %

Se considera que no hay disociación, por lo que la temperatura de equilibrio es la temperatura adiabática teórica y no hay reducción en la capacidad de calentamiento de los gases.

$$\text{ppmv NO} = (0.000077/0.2703643) 10^6 = 285$$

Obsérvese la poca emisión de NO.

(3) combustión sin flama de LPG con oxígeno.

Para la combustión sin flama con oxígeno se tiene la siguiente composición y peso molecular de los gases:

Componente	CO ₂	H ₂ O
Fracción molar	0.436	0.564
Fracción peso	0.6539	0.3461

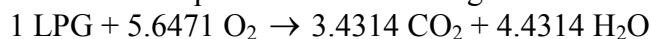
$$\text{Peso molecular gases} = 29.336$$

En éste caso la temperatura adiabática es aún menor, por lo que igualmente prevemos nula disociación.

$$\text{Temperatura adiabática teórica} = 1827 \text{ K}$$

$$\text{Temperatura supuesta de equilibrio} = 1827 \text{ K}$$

Reacción estequiométrica LPG- oxígeno:



Ver figura 2

Datos previos del caso original con gases de temperatura final de 600 K:

$$\text{PM}_g = 29.336$$

$$m_c = 0.095324$$

$$m_o = 0.34451$$

$$m_g = 0.43984$$

$$m_r = 7.5$$

$$H^\circ_{g \text{ T2}} = H^\circ_{g \text{ 1550 K}} = 81479$$

$$H^\circ_{O \text{ T2}} = H^\circ_{O \text{ 1550 K}} = 42200$$

$$\text{Flujo molar de gases} = (0.43984+7.5)/29.336 = 0.270652 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Flujo molar inicial de CO}_2 = 0.270652 * 0.436 = 0.1180 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Flujo molar inicial de H}_2\text{O} = 0.270652 * 0.564 = 0.15265 \text{ kmol/s}$$

Disociación de gases:

Gas	K _p	β
CO ₂	$2.64 \cdot 10^{-4}$	0.00517
H ₂ O	$0.63 \cdot 10^{-4}$	0.001995

$$\% \text{ disociación } \text{CO}_2 = 0.517$$

$$\% \text{ disociación } \text{H}_2\text{O} = 0.1995$$

(a) Disociación de CO_2

$$\text{kmol/s } \text{CO}_2 \text{ disociado} = 0.00517 \cdot 0.1180 = 0.0006106$$

$$\text{kmol } \text{CO}_2 \text{ en equilibrio} = 0.1180 - 0.0006106 = 0.117389$$

$$\text{kmol/s } \text{CO} = \text{kmol/s } \text{CO}_2 \text{ disociado} = 0.0006106$$

$$\text{kmol/s } \text{O}_2 \text{ de disociación del } \text{CO}_2 = 1/2 \text{ kmol/s } \text{CO}_2 \text{ disociado} = 0.0003053$$

(b) Disociación de H_2O

$$\text{kmol/s } \text{H}_2\text{O} \text{ disociada} = 0.15265 \cdot 0.001995 = 0.00030454$$

$$\text{kmol } \text{H}_2\text{O} \text{ en equilibrio} = 0.15265 - 0.00030454 = 0.152345$$

$$\text{kmol/s } \text{H}_2 = \text{kmol/s } \text{H}_2\text{O} \text{ disociada} = 0.00030454$$

$$\text{kmol/s } \text{O}_2 \text{ de disociación del } \text{H}_2\text{O} = 1/2 \text{ kmol/s } \text{H}_2\text{O} \text{ disociada} = 0.00015227$$

(c) Formación de NO

No se forma NO, por estar ausente el N_2 en el oxidante oxígeno.

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO_2	H_2O	O_2	CO	H_2
Flujo (kmol/s)	0.117389	0.152345	0.00045757	0.0006106	0.00030454
H (kW)	9463	16465	24	31	14

$$H_{\text{gases}} = 25997 \text{ kW}$$

$$H_{\text{m r}} = 81479 \cdot 7.5 / 29.336 = 20830.8$$

$$H_{\text{o}} = 42200 \cdot 0.34451 / 32 = 454.3$$

$$H_{\text{c}} = 0.095324 / 50 \cdot 2.48169 \cdot 10^6 = 4731.29$$

$$H_{\text{entrada}} = H_{\text{c}} + H_{\text{m r}} + H_{\text{o}} = 4731.29 + 20830.8 + 454.3 = 26016.39 \text{ kW}$$

$$H_{\text{disociación } \text{CO}_2} = 283 \cdot 1000 \cdot 0.0006106 = 172.8 \text{ kW}$$

$$H_{\text{disociación } \text{H}_2\text{O}} = 285.84 \cdot 1000 \cdot 0.00030454 = 87.1 \text{ kW}$$

$$H_{\text{entrada}} - H_{\text{disociación}} = (26016.39 - 172.8 - 87.1) \text{ kW} = 25756.5 \text{ kW}$$

$$\% \text{ diferencia} = (25997 - 25756.5) \cdot 100 / 25756.5 = 0.93 \%$$

Se considera que no hay disociación, por tanto la temperatura de equilibrio corresponde a la temperatura adiabática teórica y no hay reducción en la capacidad de calentamiento de los gases.

Resumen de la comparación:

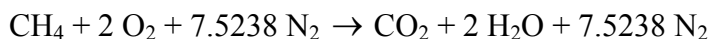
Combustión	Temperatura adiabática teórica (K)	Temperatura adiabática de equilibrio (K)	% reducción de temperatura adiabática	% reducción de capacidad de calentamiento	Ppmv de NO
Estándar	2224	2175	2.2	2.7	3858
Suave con O ₂	1827	1827	0	0	0
Suave con aire	1909	1909	0	0	285

-Una ventaja adicional de la combustión sin flama consiste en poder seleccionar una temperatura del horno adecuada para evitar reducciones en la temperatura adiabática y en la capacidad de calentamiento de los gases de combustión.

-Así mismo, baja la formación de NO en caso de oxidante aire y se nulifica en caso de oxidante oxígeno, previendo no haya nitrógeno en el combustible.

A continuación se aplica el mismo método de obtención del estado de equilibrio de los gases de combustión, a cuatro sistemas de combustión que cuentan con valores registrados de temperaturas de equilibrio.

(4) Combustión estequiométrica metano-aire



Temperatura adiabática teórica = 2313 K

Temperatura adiabática reducida [79] = 2227 K

Temperatura supuesta de equilibrio = 2227 K

Base: 1 kmol/s CH₄

(a) Disociación de CO₂

K _p	β	CO ₂ disociado	CO ₂ en equilibrio	CO	O ₂ generado
8.511*10 ⁻³	0.05115	0.05115	0.94885	0.05115	0.025575

(b) Disociación de H₂O

K _p	β	H ₂ O disociada	H ₂ O en equilibrio	H ₂	O ₂ generado
1.259*10 ⁻³	0.0147	0.0294	1.9706	0.0294	0.0147

(c) *Formación de NO*

E _{N2}	E _{O2}	K _p	β	N ₂	O ₂	NO
7.5238	0.040275	0.03981	0.0192	7.5142	0.030675	0.0192

Resumiendo flujos molares y entalpías de los gases:

Gas	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	CO	H ₂	NO
Flow(kmol/s)	0.94885	1.9706	0.030675	7.5142	0.05115	0.0294	0.0192
H (kW)	97115	254769	2031	490324	3357	1805	1279

Flujo total de gases = 10.56408 kmol/s

H_{gases} = 850680 kW

H_c = 890888 kJ/k mol*1 k mol/s*1 kW s/kJ = 890888 kW

H_{disociación CO2} = 283.0 kJ/mol * 1000 mol/kmol * 1000 J/kJ *kW s/1000 J *0.05115 kmol/s = 14476 kW

H_{disociación H2O} = 285.84 kJ/mol * 1000 mol/kmol * 1000 J/kJ * kW s/1000 J * 0.0294 kmol/s = 8404 kW

H_{formación NO} = 90.288 kJ/mol * 1000 mol/kmol * 1000 J/kJ *kW s/1000 J *0.0192 kmol/s = 1734 kW

H_c - H_{disociación} - H_{formación NO} = (890888-14476-8404-1734) kW = 866274 kW

Diferencia de valores = (866274 -850680) 100 / 850680 = 1.83 %

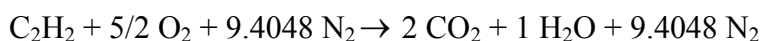
La temperatura supuesta de 2227 K es la temperatura de equilibrio.

ppmv NO = (0.0192/10.56408)10⁶ = 1817

% reducción de temperatura = (2313 - 2227) 100 / 2313 = 3.7

% reducción capacidad de calentamiento = (890888-850680) 100/890888 = 4.5

(5) Combustión estequiométrica Acetileno-aire



Temperatura adiabática de equilibrio [80] = 2650 K

Temperatura adiabática teórica = 2908 K

Supuesta temperatura de equilibrio = 2650 K

(a) Disociación de CO_2

K_p	β	CO_2 disociado	CO_2 en equilibrio	CO	O_2 generado
$79.433 \cdot 10^{-3}$	0.206	0.412	1.588	0.412	0.206

(b) Disociación de H_2O

K_p	β	H_2O disociada	H_2O en equilibrio	H_2	O_2 generado
$9.55 \cdot 10^{-3}$	0.055	0.055	0.945	0.055	0.0275

(c) Formación de NO

E_{N_2}	E_{O_2}	K_p	β	N_2	O_2	NO
9.4048	0.2335	0.079433	0.104	9.3528	0.1815	0.104

Resumiendo flujos molares y entalpías de gases:

Gas	CO_2	H_2O	O_2	N_2	CO	H_2	NO
Flujo (kmol/s)	1.588	0.945	0.1815	9.3528	0.412	0.055	0.104
H (kW)	192148	145530	14547	766462	33722	4285	8585

$$H_{\text{gases}} = 1165279 \text{ kW}$$

$$\text{Flujo total gases} = 12.6383 \text{ kmol/s}$$

$$H_c = 1300413 \text{ kJ/kmol} \cdot 1 \text{ kmol/s} = 1300413 \text{ kW}$$

$$H_c - H_{\text{disociación}} - H_{\text{formación NO}} = (1300413 - 116596 - 15721 - 9390) \text{ kW} = 1158706 \text{ kW}$$

$$\text{Diferencia de valores} = (1165279 - 1158706) \cdot 100 / 1158706 = 0.57 \%$$

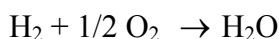
La temperatura supuesta de 2650 K es la temperatura de equilibrio.

$$\text{ppmv NO} = (0.104 / 12.6383) \cdot 10^6 = 8229$$

$$\% \text{ reducción de temperatura} = (2908 - 2650) \cdot 100 / 2908 = 8.9$$

$$\% \text{ reducción de capacidad de calentamiento} = (1300413 - 1165279) \cdot 100 / 1300413 = 10.4$$

(6) Combustión estequiométrica hidrógeno-oxígeno



La temperatura teórica para éste sistema de combustión es algo incierta porque se desconocen los valores de C_p del H_2O a muy altas temperaturas.

Para cálculos de entalpía a mayores temperaturas usaremos su máximo valor conocido (2944 J/kg K) correspondiente a 2900 K.

Temperatura adiabática teórica = 4864 K

La Referencia [80] da 3473 K como temperatura adiabática de equilibrio.

Supuesta temperatura adiabática de equilibrio = 3550 K

(a) Disociación de H_2O

K_p	β	H_2O dissociated	H_2O at equilibrium	H_2	O_2 generated
$141.4 \cdot 10^{-3}$	0.286	0.286	0.714	0.286	0.143

Resumiendo flujos molares y entalpías de gases:

Gas	H_2O	O_2	H_2
Flujo (kmol/s)	0.714	0.143	0.286
H (kW)	154478	17485	32069

$$H_{\text{gases}} = 204032 \text{ kW}$$

$$H_c = 286009 \text{ kJ/kmol} \cdot 1 \text{ kmol/s} = 286009 \text{ kW}$$

$$H_c - H_{\text{disociación } \text{H}_2\text{O}} = (286009 - 81750) \text{ kW} = 204259 \text{ kW}$$

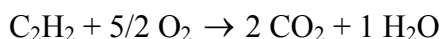
$$\text{Diferencia de valores} = (204259 - 204032) \cdot 100 / 204032 = 0.11 \%$$

La supuesta temperatura de equilibrio de 3550 K es la correcta.

$$\% \text{ reducción de temperatura} = (4864 - 3550) \cdot 100 / 4864 = 27.0$$

$$\% \text{ reducción de capacidad de calentamiento} = (286009 - 204032) \cdot 100 / 286009 = 28.7$$

(7) Combustión estequiométrica acetileno-oxígeno



La temperatura adiabática de equilibrio reportada [80-81] es alrededor de 3900 K.

La temperatura adiabática teórica para éste sistema de combustión es también algo incierta por la misma razón de desconocer valores de C_p de los gases a altas temperaturas.

Los siguientes valores de C_p conocidos a sus máximas temperaturas [7-79] serán usados a mayores temperaturas para cálculos de entalpía:

Gas	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂	O ₂
T máxima (K)	3500	2900	2900	5000	5000
C_p	1456	2944	1257	19940	1332

Temperatura adiabática teórica = 7427 K

Temperatura supuesta de equilibrio = 3950 K

(a) Disociación de CO₂

K_p	β	CO ₂ disociado	CO ₂ en equilibrio	CO	O ₂ generado
8.318	0.937	1.874	0.126	1.874	0.937

(b) Disociación de H₂O

K_p	β	H ₂ O disociada	H ₂ O en equilibrio	H ₂	O ₂ generado
0.3981	0.478	0.478	0.522	0.478	0.239

Suponiendo combustible sin nitrógeno, no se forma NO.

Resumiendo flujos molares y entalpías de gases:

Gas	CO ₂	H ₂ O	O ₂	CO	H ₂
Flujo (kmol/s)	0.126	0.522	1.176	1.874	0.478
H (kW)	29470	124004	177957	240903	66513

$H_{\text{gases}} = 638847 \text{ kW}$

$H_c - H_{\text{disociación}} = (1300413 - 530342 - 136632) \text{ kW} = 633439 \text{ kW}$

Diferencia de valores = $(638847 - 633439) / 633439 = 0.85 \%$

La supuesta temperatura de 3950 K es la temperatura de equilibrio

% reducción de temperatura = $(7427 - 3950) / 7427 = 46.8$

% reducción de capacidad de calentamiento = $(1300413 - 638847) / 1300413 = 50.9$

Resumen de las cuatro últimas combustiones:

Combustión estequiométrica	T adiabática teórica (K)	T adiabática de equilibrio (K)	% reducción temperatura	% reducción capacidad de calentamiento	ppmv de NO
CH ₄ + aire	2313	2227	3.7	4.5	1817
C ₂ H ₂ + aire	2908	2650	8.9	10.4	8229
H ₂ + O ₂	4864	3550	27.0	28.7	0
C ₂ H ₂ + O ₂	7427	3950	46.8	50.9	0

-Claramente se observa que conforme aumenta la temperatura adiabática teórica, asimismo van aumentando la disociación de CO₂ y H₂O y la formación de NO, lo que resulta en aumentos progresivos de reducción de temperatura adiabática y de capacidad de calentamiento de los gases de combustión.

-Esta tendencia señala hacia una máxima temperatura obtenible por oxidación, posiblemente 6000 K -la temperatura aproximada a la que el sol emite energía.

-Es decir, los combustibles fósiles almacenan la energía emitida por el sol a aproximadamente 6000 K, de modo que esa misma temperatura debe ser la máxima que puede alcanzar la combustión de los combustibles fósiles, siendo la reacción inversa a la de almacenamiento de energía.

-Lo anterior significa que la máxima eficiencia de Carnot, definida como trabajo hecho/calor agregado, obtenida por combustión es $0.95 = 1 - 300/6000$

-En el caso del combustible acetileno, al comparar sus combustiones con oxígeno y con aire se observa que con el primero se obtiene una mayor temperatura adiabática de equilibrio (3950 K vs 2650 K), un menor valor de calentamiento de los gases por cada kmol de combustible (638847 kW vs 1165279 kW) y casi nula formación de NO (vs 8229 ppmv, caso aire), lo que sugiere utilizar mezclas intermedias acordes a los requerimientos de calentamiento y de máxima emisión de contaminantes.

10- Anexo A: Generalidades sobre regeneradores de calor

Una breve descripción.

Los regeneradores de calor son equipos que usan sólidos como intermediarios en la transferencia de calor de un fluido gaseoso a otro, aprovechando su gran capacidad calorífica volumétrica en comparación con la de los gases.

Los sólidos pueden ser cualquier material adecuado para soportar las temperaturas de operación del regenerador: metales, arcilla, alúmina, etc.

Operan en estado transitorio, no estable, significando que la temperatura de los sólidos varía con el tiempo además de hacerlo con la posición que ocupen en el regenerador.

Esto requiere una operación en dos etapas: en la primera etapa, el gas caliente cede su calor a los sólidos fríos, los sólidos se calientan; en la segunda etapa, los sólidos ceden éste calor al gas frío.

Los regeneradores pueden ser de Lecho Fijo o Rotatorios. En el presente trabajo se realiza el análisis de enfriamiento de gases de combustión, empleando los de lecho fijo por las siguientes consideraciones:

- son compactos
- no presentan gran riesgo de mezclado entre gases
- están destinados a instalaciones fijas

Los regeneradores de lecho fijo en operación continua se usan duplicados (ver figura 9).

Métodos de cálculo de regeneradores.

El dimensionado de los regeneradores será basado los métodos de Levenspiel [82] y de Mills [83], mediante los cuales se obtiene una cierta eficiencia en el regenerador después de considerar las dimensiones del cuerpo cilíndrico (d_c , L), más el tipo de material, diámetro y cantidad total de esferas que constituyen el empaque (d_p , W_s) y las características de la operación (t_a y ΔP de cada fluido).

10.1 Método de Mills.

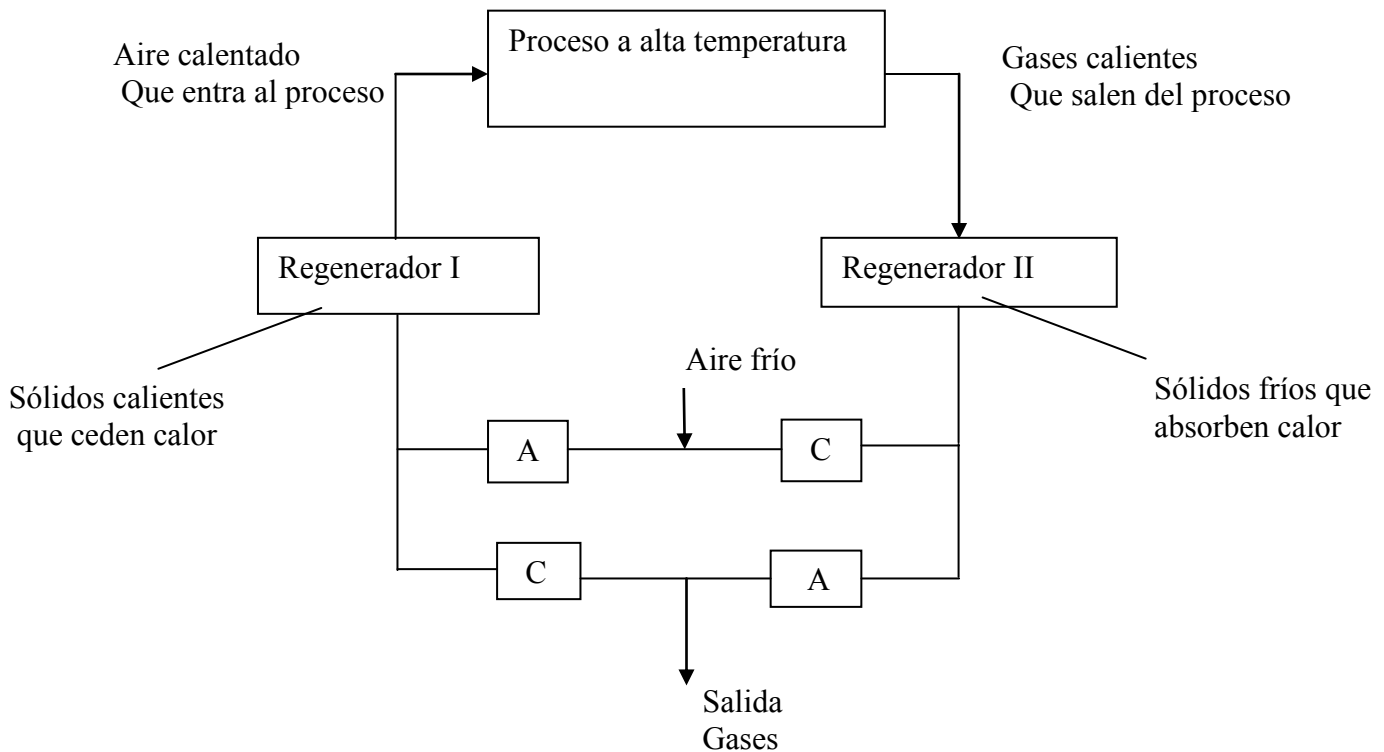
El método de Mills ejemplifica el enfoque dominante en la solución de las ecuaciones que gobiernan la operación de regeneradores.

Las ecuaciones gobernantes para regeneradores son ecuaciones diferenciales parciales ya que las temperaturas en el intercambiador son función de la posición y del tiempo.

En general éstas ecuaciones se resuelven usando métodos numéricos más que analíticos.

La aproximación en el método de Mills consiste en deducir las ecuaciones gobernantes y hacerlas adimensionales para identificar los grupos pertinentes, solucionar numéricamente dichas ecuaciones y presentar los resultados en una gráfica en términos de los mencionados grupos adimensionales.

Figura 9. Diagrama de Operación Continua de Regeneradores de Calor.



Donde:

A = abierto

C = cerrado

Después de un cierto tiempo (tiempo de alternancia) se invierten las posiciones de las válvulas y los fluidos intercambian trayectorias.

Algunas particularidades del método son:

1- Calcula la eficiencia del regenerador (la llama effectiveness) mediante la solución periódica simultánea, con métodos numéricos, de dos ecuaciones diferenciales parciales obtenidas realizando un balance energético en un elemento diferencial del sólido de la matriz.

2- Presenta una gráfica de eficiencia en función de los parámetros NTU y R_R (Figura 11)

3- Supone operación simétrica en el regenerador, $(m C)_{\text{gases}} = (m C)_{\text{oxidante}}$, lo que para una combustión es muy razonable pues los flujos másicos son similares así como las temperaturas promedio cuando hay una buena eficiencia del regenerador.

4- Para transferencia de calor aplica con valores de Re entre 20 y 10000

5- Para caída de presión de los fluidos usa la ecuación de Ergun con valores de Re entre 1 y 10000

6- En su gráfica considera eficiencia para valores entre 0.50 y 0.95, con valores de NTU ≤ 20 y valores de R_R entre 1 e ∞ .

Para NTU = 20 y $R_R = \infty$ (t_a muy pequeño), η máxima = (NTU) / (NTU+1) = 0.95

7- Considera conductividad infinita dentro del sólido de la matriz, es decir, toda la resistencia térmica está en la superficie del sólido.

8- Supone no hay conducción de calor entre las partículas, tanto en la dirección del flujo de gases como en la dirección perpendicular a éste (algo razonable para partículas pero no para una estructura monolítica).

10.2 Método de Levenspiel.

Se basa en el modelo de dispersión del frente de temperatura que avanza, causada por dispersión axial del flujo de gas, dispersión por resistencia de la película sólido-gas y dispersión por resistencia a la conducción dentro de la partícula.

Describe cada uno de los tres factores de dispersión mediante un fenómeno tipo difusión.

Esto conlleva para los sólidos curvas simétricas de temperatura-distancia en forma de S, integrales de la curva de distribución Gaussiana que se pueden caracterizar por su varianza σ^2

Si se supone independencia de los tres fenómenos de dispersión se pueden sumar las varianzas para dar:

$$\sigma^2 \text{ total} = \sigma^2 \text{ gas/dispersión} + \sigma^2 \text{ película/resistencia} + \sigma^2 \text{ partícula/conducción}$$

Este enfoque debe semejar razonablemente bien la distribución real de temperatura en un regenerador suficientemente largo.

Algunas particularidades del método son:

1- En el regenerador la operación no es necesariamente simétrica, pero en caso de asimetría su solución está condicionada a una asimetría grande. Para casos intermedios no hay solución.

2- Presenta una gráfica de la eficiencia (la traducen como eficacia) en función de dos parámetros adimensionales: P y Q (figura 10).

3- No hay límite del valor de Re

4- Calcula la caída de presión de los fluidos mediante una derivación de la ecuación de Ergun que considera la variación de la densidad de un gas ideal con la presión.

5- Aplica para regeneradores largos, con valor de $M \geq 2.5$ (tal vez desde $M \geq 1.8$ sin gran pérdida de exactitud). M se define más adelante en la secuencia de aplicación del método.

6- Supone no hay conducción de calor entre las partículas en la direcciones perpendicular y axial al flujo de gases.

7- Evalúa desde eficiencia mínima de 0.84 (aunque puede ser desde 0.80 con extrapolación) hasta la eficiencia máxima de 1.0

8- Considera la resistencia térmica por conductividad finita dentro del sólido de la matriz.

Considerandos:

Se usarán ambos métodos donde ambos puedan ser aplicados y se tomará la eficiencia promedio ($\eta_{\text{Regenerador}}$) de las eficiencias resultantes, lo que permitirá saber la diferencia de temperatura (ΔT) del fluido en el regenerador y consecuentemente el calor recuperado.

Se considerarán flujos simétricos tomando como flujo másico del fluido (m) el promedio de los flujos másicos de los gases y del oxidante.

Se tomará la temperatura del regenerador (T) como la promedio de las de entrada y salida del oxidante y de los gases.

En lo referente a la transferencia de calor se considerarán las propiedades de los gases como pertenecientes al aire.

Se diferenciará entre caídas de presión del oxidante y de los gases con sus respectivos promedios de temperaturas, densidades, viscosidades, pesos moleculares y flujos másicos.

Serán operaciones periódicas en contra-corriente pues dan mayor eficiencia y tienden a evitar obstrucciones en el lecho.

Se empleará empaque en esferas y se considerará una fracción hueca (ε) en el lecho de 0.4 y un valor de Pr de 0.705 tanto para gases como para oxidante.

Figura 10. Diagrama de eficiencia de Levenspiel [82].

(Eficacia η = eficiencia regenerador η ; $\sigma_{sw} = \sigma_a$, $t_{sw} = t_a$)

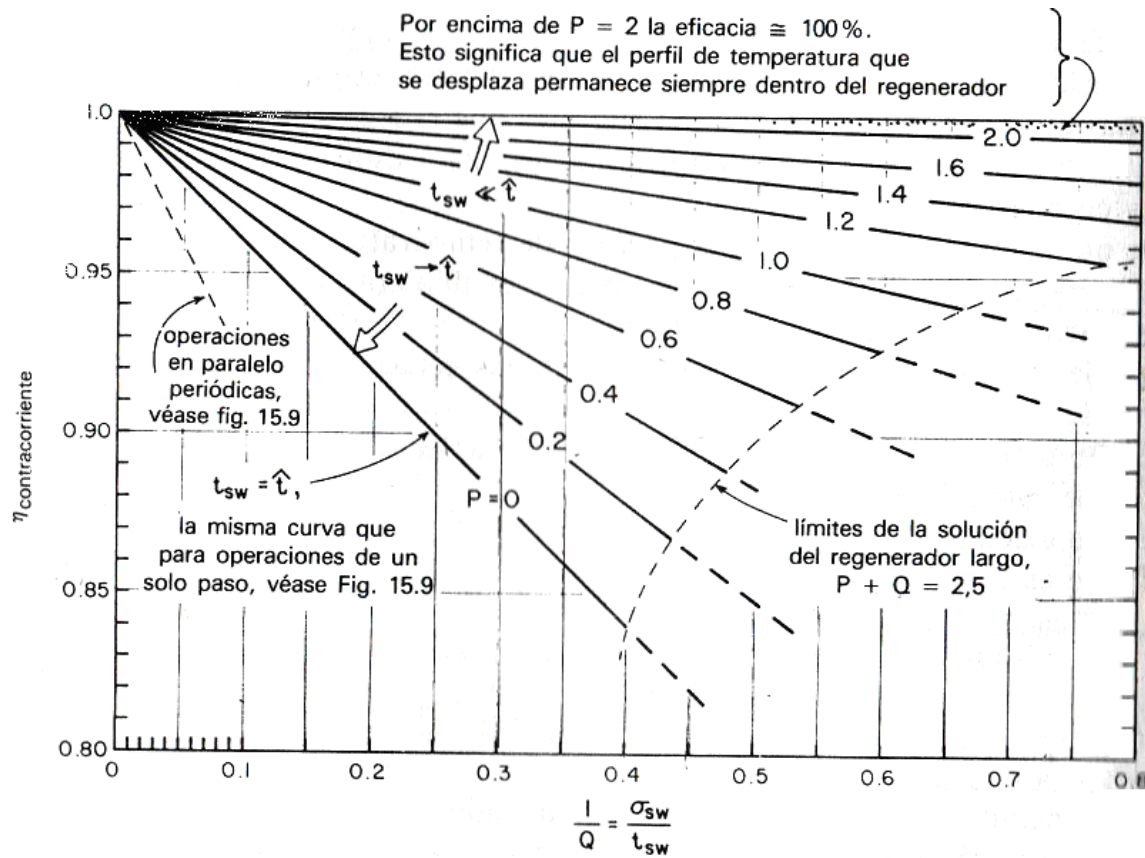
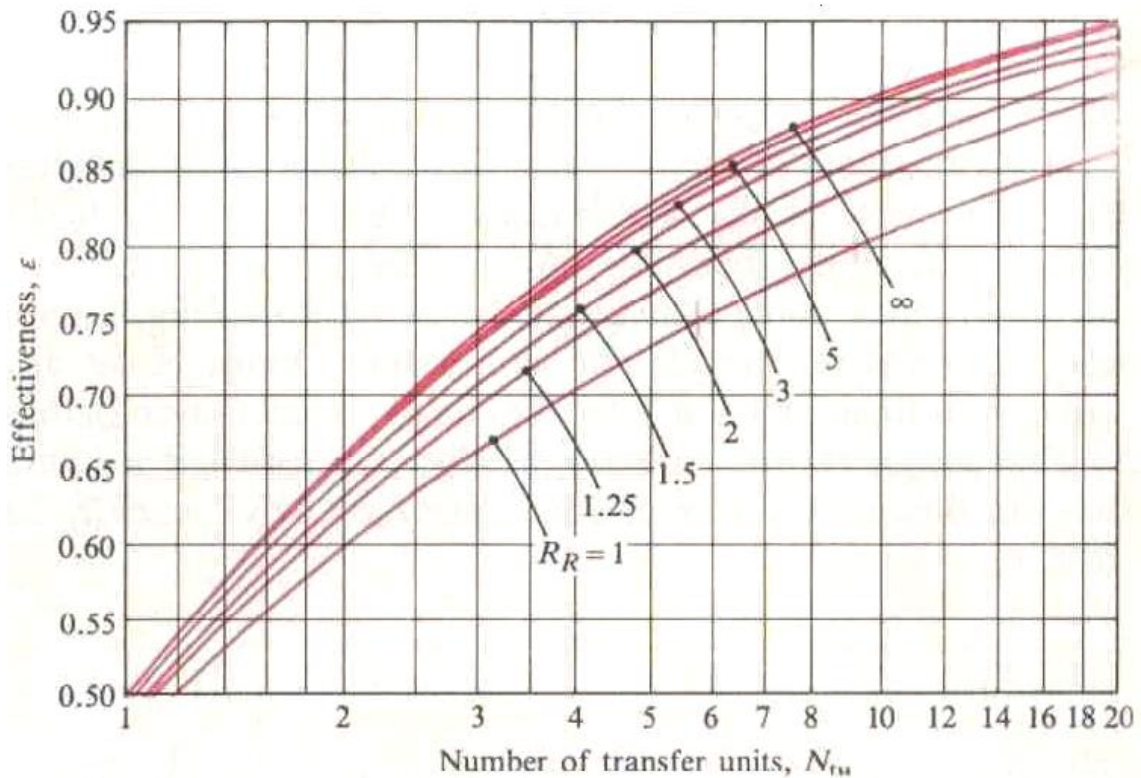


Figura 11. Diagrama de eficiencia de Mills [83].
(Effectiveness ε = eficiencia regenerador η ; N_{tu} = NTU)

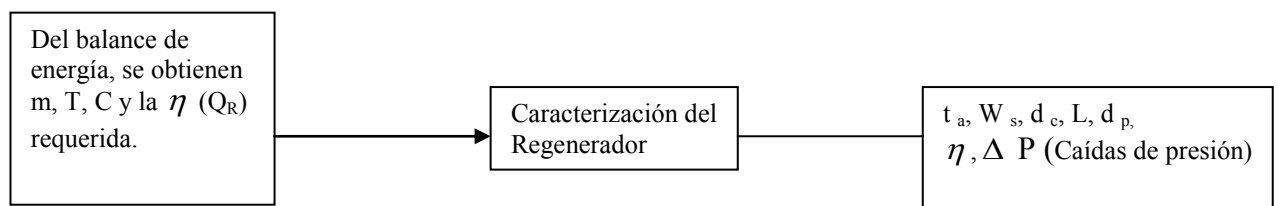


Caracterización del regenerador

En la caracterización del regenerador se usan los promedios de flujos másicos (m) y de temperaturas de entrada y salida de aire y oxidante (T) en el regenerador, además del valor promedio de C , para obtener la $\eta_{\text{regenerador}}$ y el calor intercambiado (Q_R) requeridos en el balance de energía hecho al instalar la combustión suave.

Se caracteriza el regenerador en cuanto a dimensiones, características del empaque o sólido de relleno, caídas de presión de los fluidos y tiempo de alternancia (t_a) necesario.

Figura 12. Diagrama de bloques de caracterización de regenerador.



Resumen de la aplicación de ambos métodos:

Método de Mills:

$$A_c = \pi d_c^2 / 4$$

$$G_o = m / A_c$$

$$Re = d_p G_o / (1 - \varepsilon) \mu = d_p G_o / 0.6 \mu$$

$$Nu = 0.445 Re^{1/2} + 0.178 Re^{2/3}$$

$$h = 1.5 Nu * k / d_p$$

$$NTU = 3.6 h L / (G_o C d_p)$$

$$W_s = A_c * L (1 - \varepsilon) \rho_s = 0.6 * A_c * L * \rho_s$$

$$t_c = W_s C_s / (m C)$$

$$R_R = t_c / t_a$$

Tiene gráfica de η vs NTU, con R_R como parámetro.

Para una cierta eficiencia η requerimos definidos valores de NTU y R_R , mismos que dependen de L y t_a , respectivamente.

Método de Levenspiel:

$$Re = d_p G_o / \mu$$

$$Nu = 2 + 1.6 Re^{1/2}$$

$$h = Nu * k / d_p$$

$$1/M^2 = d_p/L + G_o C d_p / (1.8 h L) + G_o C d_p^2 / (18 k_s L)$$

$$1/M^2 = \sigma^2 / t_c^2 \leq 0.16$$

$M \geq 2.5$ para regeneradores largos.

σ^2 = la varianza

σ = ensanchamiento del frente de temperatura que avanza.

$$\sigma = t_c / M$$

$$\sigma_a = \sigma / (R_R)^{1/2}$$

$$P = (t_c - t_a) / 2 \sigma_a$$

$$1/Q = \sigma_a / t_a$$

Se tiene gráfica de $\eta_{\text{regenerador}}$ vs $1/Q$, con P como parámetro.

Para una cierta eficiencia η , se requieren ciertos valores de L y t_a

Procedimiento de caracterización del regenerador.

- 1- Se selecciona la geometría del regenerador, cilíndrico en éste caso.
- 2- Se selecciona el diámetro del regenerador (d_c) llevando en mente obtener una masa velocidad G_o que no dé una ΔP excesivamente grande para los fluidos. (Esto se verifica al final).
- 3- Se obtiene A_c , m y G_o
- 4- Se selecciona material de esferas del empaque y d_p del mismo.

Primero se aplica el método de Mills:

- 5- Se obtienen propiedades del fluido a la temperatura T: μ_{aire} , k_{aire} , C_{fluido} .
Se obtienen propiedades del sólido a esa temperatura T: C_s , k_s , ρ_s
- 6- Se calculan Re y Nu
- 7- Se obtiene h, luego se obtiene NTU en función de L
- 8- Se calcula L para NTU = 20
- 9- Se obtiene W_s , se obtiene t_c
- 10- En la gráfica de Mills se ubica la requerida $\eta_{\text{regenerador}}$, con NTU = 20, y se obtiene el correspondiente valor de R_R
- 11- Se obtiene $t_a = t_c / R_R =$ tiempo de alternancia

Luego se aplica el método de Levenspiel:
- 12- Se obtiene Re multiplicando por 0.6 el valor de éste obtenido en punto (6)
- 13- Se obtienen Nu y h, se obtiene $1/M^2$ en función de L.
- 14- Se aplica L obtenida en punto (8) y se obtiene 1/M (verificamos que $1/M \leq 0.4$).
- 15- Se obtiene σ mediante el valor de t_c del punto (9), y con el valor de R_R del punto (10) se obtiene σ_a .
- 16- Se obtiene P, con t_c del punto (9) y t_a del punto (11)
- 17- Se obtiene 1/Q, con t_a del punto (11) y σ_a del punto (15).
- 18- En la gráfica de Levenspiel se obtiene $\eta_{\text{regenerador}}$ y se compara el promedio de ambas eficiencias contra el valor requerido.
- 19- Se calculan las caídas de presión del oxidante y de los gases de combustión, siguiendo los pasos del apartado siguiente.

10.3 Cálculo de caída de presión [82] para cada fluido (gases efluentes y oxidante) por separado.

Para el oxidante:

- 20- Se obtiene temperatura promedio del oxidante $(T) = 1/2$ (temperatura inicial + Temperatura final)
En los ejemplos, $T = 1/2 (300 + T_2)$
Se obtienen propiedades a esa temperatura: μ_{aire} , ρ_{oxidante}
Se obtiene PM
- 21- Se calcula G_o para el oxidante $= (m_a \text{ ó } m_o) / A_c$

22- Se aplican valores en la ecuación de Ergun, modificada [80] para incluir cambios de densidad de un gas ideal con la presión, al ir de punto 1 a punto 2:

$$P_2 < P_1$$

$$(P_2^2 - P_1^2) \text{ PM} / (2 \cdot 1000 \cdot G_o^2 \cdot R \cdot T) + 150 (1 - \varepsilon)^2 \mu \cdot L / (\varepsilon^3 d_p^2 G_o) + 1.75 (1 - \varepsilon) L / (\varepsilon^3 \cdot d_p) = 0$$

Después de sustituir $\varepsilon = 0.4$ y $P_2 =$ Presión atmosférica estándar = 101325 Pa, la ecuación de Ergun queda simplificada: así:

$$(P_1^2 - 101325^2) \text{ PM} / (2000 G_o^2 \cdot R \cdot T) = 844 \mu \cdot L / (d_p^2 G_o) + 16.41 L / d_p$$

$$\Delta P = (P_1 - 101325) \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia (W)} = (\Delta P / \rho) \cdot (m)$$

Para los gases:

23- Se obtiene temperatura promedio del gas = $1/2$ (temperatura inicial gases + temperatura final gases)

En los ejemplos, Temperatura promedio = $1/2 (T_2 + T_{fg})$

Se obtiene PM y las propiedades de gases a esa temperatura T: μ del aire y ρ gases.

24- Se calcula G_o de gases = m_g / A_c

25- Se aplica en la ecuación de Ergun modificada y simplificada.

26- Se obtienen ΔP y potencia para los gases.

Al terminar los cálculos se verifica que las caídas de presión de los fluidos no sean excesivas, de modo que no requieran una gran potencia para moverlos.

11- Anexo B: Anexo B: Caídas de presión y potencias necesarias en la recirculación de efluentes al horno y en la circulación de fluidos por el regenerador, además de su dimensionado.

11.1 Sustitución de proceso original con temperatura final de gases de 600 K.

11.1.1 Combustión suave con aire.

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

Método de Mills [83] basado en gráfica de Moody de factores de fricción para tuberías comerciales (p. 336).

m_r = masa recirculada = 6.13

Temperatura = T_2 = 1550 K

Se supone Presión final $\approx$ Presión atmosférica = 101325 Pa

Además se supone un comportamiento de gas ideal:

$$\rho_{\text{Gases}} = (28.3644 * 273) / (22.4 * 1550) = 0.223$$

D_i = Diámetro interno del ducto = 1.25

A_{tf} = Área transversal del ducto = $3.1416 * 1.25^2 / 4 = 1.22718$

G = masa velocidad = $m_r / A_{tf} = 6.13 / 1.22718 = 5.0$

V = velocidad = $G / \rho = 5.0 / 0.223 = 22.42$

$$\mu_{\text{Gases}} = \mu_{\text{Aire}} = 54.92 / 10^6$$

$Re = \text{No. de Reynolds} = D_i * G / \mu = 1.25 * 5.0 * 10^6 / 54.92 = 1.14 * 10^5$

Tubería de acero con rugosidad $K_s = 0.05$

$$K_s / D_i = 0.05 / 1250 = 0.00004$$

En gráfica de Moody:

$$f = \text{factor de fricción} = f_5(Re, K_s/D_i) = f_5(1.14*10^5, 0.00004) = 0.018$$

L_2 = longitud del ducto = 10

$$\Delta P = f * L_2 / D_i * \rho * V^2 / 2 = 0.018 * (10 / 1.25) * 0.223 * 22.42^2 / 2 = 8.1 \text{ Pa}$$

Se comprueba la suposición inicial:

$$P_{\text{final}} = (101325 - 8.1) \text{ Pa} \approx P_{\text{atmosférica}}.$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m_r = (8.1 / 0.223) * 6.13 = 222 \text{ W} \equiv 0.222 \text{ kW} (0.30 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ of } q_p = 100 (0.222 / 3964) = 0.0056$$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$m = 1.52611$ (de condiciones del regenerador)

$$T = 1/4 (1550+524+300+1550) \text{ K} = 981$$

Regenerador de cuerpo cilíndrico:

$$d_c = \text{diámetro} = 1.154$$

$$A_c = \text{área transversal} = 1.0463$$

$$G_o = \text{masa velocidad aguas arriba del regenerador} = 1.52611/1.0463 = 1.46$$

Propiedades del fluido (Aire) @ 981 K:

$$\mu = 40.8/10^6$$

$$k = 0.0658$$

$$C = 1212 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

Propiedades del empaque (arcilla refractaria):

$$d_p = \text{diámetro de partícula} = 0.02$$

$$C_s = \text{capacidad calorífica} = 1000$$

$$k_s = \text{conductividad térmica} = 1.18$$

$$\rho_s = \text{densidad} = 2000$$

$$\varepsilon = \text{fracción hueca} = \text{volumen hueco/volumen lecho} = 0.4$$

$$Re = (d_p * G_o) / (\mu) (1 - \varepsilon) = (0.02 * 1.46 * 10^6) / (40.8 * 0.6) = 1193$$

$$Nu = 0.445 Re^{1/2} + 0.178 Re^{2/3} = 35.4$$

$$h = 1.5 * Nu * k / d_p = 174.6$$

$$NTU = 3.6 h L / (G_o C d_p) = 17.76 * L$$

$$\eta_{\text{regenerador}} = \Delta T / ITD = 2 (ITD)^{-1} (1/\Delta T_a + 1/\Delta T_g)^{-1}$$

$$R_R = t_c / t_a$$

En gráfica de η contra NTU, con R_R como parámetro:

Para NTU = 20 y $R_R = 1.5$, $\eta = 0.919$ (valor requerido es 0.902)

Despejando L en la ecuación de NTU:

$$L = 20/17.76 = 1.13 \text{ m.}$$

$$W_s = \text{masa de sólidos en el regenerador} = A_c * L (1 - \varepsilon) (\rho_s) \\ = 1.0463 * 1.13 * 0.6 * 2000 = 1414$$

$$t_c = W_s C_s / (m C) = 1414 * 1000 / 1849 = 765$$

$$t_a = t_c / R_R = 765 / 1.5 = 510$$

(c) Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel

$$Re = d_p * G_o / \mu = 0.6 \text{ Re Mills} = 0.6 * 1193 = 716$$

$$Nu = 2 + 1.6 (Re)^{1/2} = 2 + 1.6 (784)^{1/2} = 44.8$$

$$h = Nu * k / d_p = 44.8 * 0.0658 / 0.02 = 147.4$$

$$1/M^2 = d_p/L + G_o C d_p / (1.8 * h * L) + G_o C d_p^2 / (18 * k_s * L)$$

Sustituyendo valores:

$$1/M^2 = 1/1.163 (0.02 + 1.46*1212*0.02/1.8/147.4 + 1.46*1212*0.02^2/18/1.13) = 0.1937$$

$$1/M = 0.4401$$

$$M = 2.272$$

Aún cuando el método requiere que $M \geq 2.5$ (regeneradores largos), será aplicado por ser un valor tan cercano.

$$\sigma = t_c / M = 765 * 0.4401 = 337$$

$$\sigma_a = \sigma / R_R^{1/2} = 337/1.5^{1/2} = 275$$

$$P = (t_c - t_a) / 2 \sigma_a = (765 - 510) / (2 * 275) = 0.464$$

$$1/Q = \sigma_a / t_a = 275/510 = 0.539$$

En gráfica de Levenspiel, para valores de $P = 0.464$ y $1/Q = 0.539$, $\eta = 0.882$

$$\eta \text{ Promedio para ambos métodos} = 1/2 (0.919 + 0.882) = 0.90$$

El valor es aproximadamente el requerido de 0.902

(d) ΔP de los fluidos en el regenerador

$$\Delta P = (P_1 - 101325) \text{ Pa}$$

Se aplica la ecuación de Ergun, modificada para tomar en cuenta la variación de la densidad al ir variando la presión de un gas ideal:

$$(P_1^2 - 101325^2) PM / (2000 G_o^2 R^* T) = 844 \mu * L / (d_p^2 G_o) + 16.41 L / d_p$$

Aire

$$T = 1/2 (1550 + 300) = 925$$

$$m_a = 1.47845 \text{ kg/s}$$

$$PM_a = 28.84$$

$$\mu = 39.37 / 10^6$$

$$\rho = 28.84 * 273 / (22.4 * 925) = 0.38$$

$$G_o = 1.47845 \text{ kg/s} / 1.0463 = 1.413$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.02884 / (2 * 1.413^2 * 8.314 * 925) = 844 * 39.37 * 1.13 / (10^6 * 0.02^2 * 1.413) + 16.41 * 1.13 / 0.02$$

$$P_1 = 106418 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 106418 - 101325 = 5093 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (5093 / 0.38) * 1.47845 = 19814 \text{ W} \equiv 19.814 \text{ kW} (26.6 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (19.814 / 3964) = 0.5$$

Gases

$$T = 1/2 (1550 + 524) = 1037$$

$$m_g = 1.57377$$

$$PM_g = 28.3644$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 42.21 \cdot 10^{-6}$$

$$\rho = 28.3644 \cdot 273 / (22.4 \cdot 1037) = 0.333$$

$$G_o = 1.57377 / 1.0463 = 1.504$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.0283644 / (2 \cdot 1.504^2 \cdot 8.314 \cdot 1037) = 844 \cdot 42.21 \cdot 1.13 / (10^6 \cdot 0.02^2 \cdot 1.504) + 16.41 \cdot 1.13 / 0.02$$

$$P_1 = 107860 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 107860 - 101325 = 6535 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) \cdot m = (6535 / 0.333) \cdot 1.57377 = 30885 \text{ W} \equiv 30.885 \text{ kW (41.4 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (30.885 / 3964) = 0.78$$

11.1.2 - Combustión suave con oxígeno

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

$$m_r = 7.52$$

$$\text{Temperatura} = T_2 = 1550$$

Suponemos $P_{\text{final}} \approx P_{\text{atmosférica}}$

$$PM_g = 29.336$$

$$\rho = (29.336 \cdot 273) / (22.4 \cdot 1550) = 0.23$$

$$D_i = 1.75$$

$$A_{tf} = 3.1416 \cdot 1.75^2 / 4 = 2.405$$

$$L_2 = 10$$

$$G = 7.52 / 2.405 = 3.127$$

$$V = 3.127 / 0.23 = 13.6$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 54.92 / 10^6$$

$$Re = 1.75 \cdot 3.119 \cdot 10^6 / 54.92 = 1 \cdot 10^5$$

$$K_s = 0.05$$

$$K_s / D_i = 0.05 / 1750 = 0.000029$$

$$f = 0.018$$

$$\Delta P = 0.018 \cdot 10 / 1.75 \cdot 0.23 \cdot 13.6^2 / 2 = 2.2 \text{ Pa}$$

Presión final = $101325 - 2.2 \approx$ Presión atmosférica

Potencia = $(\Delta P / \rho) * m_r = (2.2/0.23) * 7.52 = 71 \text{ W} \equiv 0.071 \text{ kW} (0.095 \text{ Hp})$

% de $q_p = 100 (0.071/3964) = 0.0018$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$m = 0.3922$ (de condiciones del regenerador)

$T = 1/4 (1550+300+1550+938) = 1085$

Propiedades arcilla:

$d_p = 0.02$

$C_s = 1000$

$k_s = 1.27$

$\rho_s = 2000$

Propiedades fluido (Aire):

$\mu = 43.51/10^6$

$k = 0.07131$.

$C = 1410$ (de condiciones del regenerador).

Regenerador:

$d_c = 0.57$

$A_c = 3.1416 * 0.57^2 / 4 = 0.255$

$G_o = 0.3922 / 0.255 = 1.54$

$Re = 0.02 * 1.54 * 10^6 / (0.6 * 43.51) = 1178$

$Nu = 0.445 (1178)^{1/2} + 0.178 (1178)^{2/3} = 35.1$

$h = 1.5 * 35.1 * 0.07131 / 0.02 = 188$

$NTU = 3.6 * 188 * L / (1.54 * 1410 * 0.02) = 15.58 * L$

Para $NTU = 3.2$ y $R_R = 1$, $\eta = 0.67$ (valor requerido = 0.66)

Despejando L en la ecuación de NTU :

$L = 3.2/15.58 = 0.205$

$W_s = A_c * L (1 - \varepsilon) (\rho_s) = 0.6 * 0.255 * 0.205 * 2000 = 62.7$

$t_c = W_s C_s / (m C) = 62.7 * 1000 / 553 = 113$

$t_a = t_c / R_R = 113$

(c) Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel

$Re = 0.6 * 1178 = 707$

$Nu = 2 + 1.6 (Re)^{1/2} = 2 + 1.6 (707)^{1/2} = 44.54$

$h = Nu * k / d_p = 44.54 * 0.07131 / 0.02 = 159$

$$1/M^2 = d_p/L + G_o C d_p / (1.8 * h * L) + G_o C d_p^2 / (18 * k_s * L)$$

Sustituyendo valores en ecuación de $1/M^2$:

$$1/M^2 = 1/0.205 (0.02 + 1.54*1410*0.02/1.8/159 + 1.54*1410*0.02^2/18/1.27) = 1.023$$

$$1/M = 1.0114$$

$$M = 0.99$$

$M < 2.5$, por tanto no aplica el método de Levenspiel.

(d) ΔP de los fluidos en el regenerador

Oxígeno

$$m = 0.34451$$

$$T = 1/2 (300+1550) = 925$$

$$G_o = 0.34451 / 0.255 = 1.351$$

$$PM = 32$$

$$\rho = 32 * 273 / (22.4 * 925) = 0.422$$

$$\mu = 39.37/10^6$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2)0.032/(2*1.351^2*8.314*925) = 844*39.37*0.205/(10^6*0.02^2*1.351) + 16.41*0.205/0.02$$

$$P_1 = 102105$$

$$\Delta P = 102105 - 101325 = 780 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (780/0.422)*0.34451 = 637 \text{ W} \equiv 0.637 \text{ kW} (0.854 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.637/3964) = 0.016$$

Gases

$$m = 0.43984$$

$$T = 1/2 (1550+938) = 1244$$

$$G_o = 0.43984 / 0.255 = 1.725$$

$$PM = 29.336$$

$$\rho = (29.336*273) / (22.4*1244) = 0.287$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 47.35/10^6$$

Sustituyendo en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2)0.029336/(2*1.725^2*8.314*1244) = 844*47.35*0.205/(10^6*0.02^2*1.79) + 16.41*0.205/0.02$$

$$P_1 = 103173$$

$$\Delta P = 103173 - 101325 = 1848 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (1848/0.287)*0.43984 = 2831 \text{ W} \equiv 2.831 \text{ kW} (3.8 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (2.831/3964) = 0.071$$

11.2- Caso temperatura final original de gases = 1045 K

11.2.1- Combustión suave con aire.

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

$$m_r = 4.6$$

$$\text{Temperatura} = T_2 = 1550$$

Suponemos $P_{\text{final}} \approx P_{\text{atmosférica}}$

$$PM = 28.3644$$

$$\rho_{\text{Gases}} = (28.3644) * 273 / (22.4 * 1550) = 0.223$$

$$D_i = 1.1$$

$$L_2 = 10$$

$$A_{tf} = 3.1416 * 1.1^2 / 4 = 0.95033$$

$$G = 4.6 / 0.95033 = 4.8404$$

$$V = G / \rho = 4.8404 / 0.223 = 21.7$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 54.92 / 10^6$$

$$Re = 1.1 * 4.8404 * 10^6 / 54.92 = 0.97 * 10^5$$

$$\text{Rugosidad} = K_s = 0.05$$

$$K_s / D_i = 0.05 / 1100 = 0.000045$$

$$f = f_5 (Re, K_s / D_i) = 0.018$$

$$\Delta P = 0.018 * 10 / 1.1 * 0.223 * 21.7^2 / 2 = 8.6 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m_r = (8.6 / 0.223) * 4.6 = 177 \text{ W} \equiv 0.177 \text{ kW} (0.24 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.177 / 2979) = 0.0059$$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$$m = 1.146894 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

$$T = 1/4 (1550 + 300 + 1550 + 524) = 981$$

Propiedades arcilla refractaria:

$$d_p = 0.02$$

$$C_s = 1000$$

$$k_s = 1.18$$

$$\rho_s = 2000$$

Propiedades del fluido (Aire):

$$\mu = 40.8 / 10^6$$

$$k = 0.0658$$

$$C = 1212 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

Regenerador cilíndrico:

$$d_c = 1.0$$

$$A_c = 0.7859$$

Fundamentalmente es aplicar los nuevos datos a las ecuaciones previamente usadas:

$$G_o = 1.146894 / 0.7859 = 1.4593$$

$$Re = 0.02 * 1.4593 * 10^6 / (0.6 * 40.8) = 1192$$

$$Nu = 0.445 (1192)^{1/2} + 0.178 (1192)^{2/3} = 35.38$$

$$h = 1.5 * 35.38 * 0.0658 / 0.02 = 174.6$$

$$NTU = 3.6 * 174.6 * L / (1.4593 * 1212 * 0.02) = 17.77 * L$$

Para $NTU = 20$ y $R_R = 1.5$, $\eta = 0.917$ (valor requerido es 0.902)

$$L = 20 / 17.77 = 1.125$$

$$W_s = 0.7859 * 1.125 * 0.6 * 2000 = 1061$$

$$t_c = 1061 * 1000 / 1390 = 763$$

$$t_a = 763 / 1.5 = 509$$

(c) Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel

$$Re = 0.6 * 1192 = 715$$

$$Nu = 2 + 1.6 (715)^{1/2} = 44.8$$

$$h = 44.8 * 0.0658 / 0.02 = 147$$

$$1/M^2 = d_p/L + G_o C d_p / (1.8 * h * L) + G_o C d_p^2 / (18 * k_s * L)$$

Sustituyendo valores:

$$1/M^2 = 1/1.125 (0.02 + 1.4593 * 1212 * 0.02 / 1.8 / 147 + 1.4593 * 1212 * 0.02^2 / 18 / 1.18) = 0.16893$$

$$1/M = 0.411$$

$$M = 2.433 \approx 2.5$$

$$\sigma = t_c / M = 763 * 0.411 = 314$$

$$\sigma_a = \sigma / R_R^{1/2} = 314 / (1.5)^{1/2} = 256$$

$$P = (t_c - t_a) / 2 \sigma_a = (763 - 509) / (2 * 256) = 0.496$$

$$1/Q = \sigma_a / t_a = 256 / 509 = 0.50$$

En gráfica de Levenspiel para valores de $P = 0.496$ y $1/Q = 0.50$, $\eta = 0.90$

$$\eta_{\text{Promedio}} = 1/2 (0.917 + 0.90) = 0.909$$

El valor se compara contra el valor requerido de 0.902

(d) ΔP de los fluidos en el regenerador

Aire

$$m = 1.11108$$

$$T = 1/2 (300+1550) = 925$$

$$G_o = 1.11108 / 0.7859 = 1.414$$

$$\mu = 39.37/10^6$$

$$\rho = 28.84 * 273 / (22.4 * 925) = 0.38$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2)0.02884/(2*1.414^2*8.314*925) = 844*39.37*1.125/(10^6*0.02^2*1.414) + 16.41*1.125/0.02$$

$$P_1 = 106403$$

$$\Delta P = 106403 - 101325 = 5078 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (5078/0.38)*1.11108 = 14846 \text{ W} \equiv 14.846 \text{ kW (19.93 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (14.846/2979) = 0.50$$

Gases

$$m = 1.182709$$

$$T = 1/2 (524+1550) = 1037$$

$$PM = 28.3644$$

$$G_o = 1.182709 / 0.7859 = 1.505$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 42.21/10^6$$

$$\rho = 28.3644 * 273 / (22.4 * 1037) = 0.333$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2)0.0283644/(2*1.505^2*8.314*1037) = 844*42.21*1.125/(10^6*0.02^2*1.505) + 16.41*1.125/0.02$$

$$P_1 = 107840$$

$$\Delta P = 107840 - 101325 = 6515 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (6515/0.333)*1.182709 = 23118 \text{ W} \equiv 23.118 \text{ kW (31.0 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (23.118/2979) = 0.78$$

11.2.2- Combustión suave con O_2

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

$$m_r = 5.65$$

$$\text{Temperatura} = T_2 = 1550$$

Se supone $P_{\text{final}} \approx P_{\text{atmosférica}}$

$$PM_g = 29.336$$

$$\rho_{\text{Gases}} = (29.336*273) / (22.4*1550) = 0.23$$

$$L_2 = 10$$

$$D_i = 1.5182$$

$$A_{tf} = 3.1416 * 1.5182^2 / 4 = 1.810$$

$$G = 5.65 / 1.81 = 3.12$$

$$V = 3.12 / 0.23 = 13.57$$

$$\mu_{Aire} = 54.92/10^6$$

$$Re = 1.5182 * 3.12 * 10^6 / 54.92 = 8.62 * 10^4$$

$$K_s / D_i = 0.05 / 1518.2 = 0.000033$$

$$f = 0.018$$

$$\Delta P = 0.018 * 10 / 1.5182 * 0.23 * 13.57^2 / 2 = 2.5 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m_r = (2.5 / 0.23) * 5.65 = 61 \text{ W} \equiv 0.061 \text{ kW} (0.082 \text{ Hp})$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.061 / 2979) = 0.002$$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$$m = 0.29473 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

$$T = 1/4 (1550 + 300 + 1550 + 938) = 1085$$

Propiedades arcilla:

$$d_p = 0.02$$

$$C_s = 1000$$

$$k_s = 1.27$$

$$\rho_s = 2000$$

Propiedades del fluido (Aire):

$$\mu = 43.51/10^6$$

$$k = 0.07131$$

$$C = 1411 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

Cilindro:

$$d_c = 0.443$$

$$A_c = 0.1538$$

$$G_o = 0.29473 / 0.1538 = 1.92$$

$$Re = 0.02 * 1.92 * 10^6 / (0.6 * 43.51) = 1468$$

$$Nu = 0.445 (1468)^{1/2} + 0.178 (1468)^{2/3} = 40$$

$$h = 1.5 * 40 * 0.07131 / 0.02 = 213$$

$$NTU = 3.6 * 213 * L / (1.92 * 1411 * 0.02) = 14.15 * L$$

Para $NTU = 3.2$ y $R_R = 1.0$, $\eta = 0.67$ (valor requerido es 0.66)

$$L = 3.2 / 14.15 = 0.23$$

$$W_s = 0.1538 * 0.23 * 0.6 * 2000 = 42.45$$

$$t_c = t_a = 42.45 * 1000 / 416 = 102$$

(c) *Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel*

$$Re = 0.6 * 1468 = 881$$

$$Nu = 2 + 1.6 (881)^{1/2} = 49.5$$

$$h = 49.5 * 0.07131 / 0.02 = 176$$

Sustituyendo valores:

$$1/M^2 = 1/0.23 (0.02 + 1.92*1411*0.02/1.8/176 + 1.92*1411*0.02^2/18/1.27) = 1.037$$

$$1/M = 1.0182$$

$$M = 0.982$$

$M < 2.5$, por lo que no aplica el método de Levenspiel

(d) *ΔP de los fluidos en el regenerador*

Oxígeno

$$PM = 32$$

$$T = 1/2 (300 + 1550) = 925$$

$$m = 0.258907$$

$$G_o = 0.258907 / 0.1538 = 1.683$$

$$\rho = (32 * 273) / (22.4 * 925) = 0.422$$

$$\mu = 39.37 / 10^6$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.032 / (2 * 1.683^2 * 8.314 * 925) = 844 * 39.37 * 0.23 / (10^6 * 0.02^2 * 1.683) + 16.41 * 0.23 / 0.02$$

$$P_1 = 102660$$

$$\Delta P = 102660 - 101325 = 1335 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (1335 / 0.422) * 0.258907 = 819 \text{ W} \equiv 0.819 \text{ kW (1.1 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.819 / 2979) = 0.028$$

Gases

$$PM = 29.336$$

$$m = 0.330545$$

$$T = 1/2 (1550 + 938) = 1244$$

$$G_o = 0.330545 / 0.1538 = 2.149$$

$$\rho = (29.336 * 273) / (22.4 * 1244) = 0.29$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 47.35 / 10^6$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2)0.029336 / (2 * 2.149^2 * 8.314 * 1244) = 844 * 47.35 * 0.23 / (10^6 * 0.02^2 * 2.149) + 16.41 * 0.23 / 0.02$$

$$P_1 = 104480 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 104480 - 101325 = 3155 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (3155 / 0.29) * 0.330545 = 3596 \text{ W} \equiv 3.6 \text{ kW (4.82 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (3.6 / 2979) = 0.12$$

11.3- Aplicación de combustión suave o sin flama en un nuevo proceso.

11.3.1- Combustión suave con aire.

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

Se supone Presión final $\approx$ Presión atmosférica = 101325 Pa

Se supone comportamiento de gas ideal.

$$m_r = 1.88$$

$$\text{Temperatura} = T_2 = 1550$$

$$PM = 27.705$$

$$\rho_{\text{Gases}} = 27.705 * 273 / (22.4 * 1550) = 0.218$$

$$D_i = 0.7$$

$$A_{tf} = 0.385$$

$$G = 1.88 / 0.385 = 4.88$$

$$V = 4.88 / 0.218 = 22.4$$

$$L_2 = 10$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 54.92 / 10^6$$

$$Re = 0.7 * 4.88 * 10^6 / 54.92 = 6.2 * 10^4$$

$$K_s = 0.05$$

$$K_s / D_i = 0.05 / 700 = 0.000071$$

$$f = 0.0205$$

$$\Delta P = f * L_2 / D_i * \rho * V^2 / 2 = 0.0205 * 10 / 0.7 * 0.218 * 22.4^2 / 2 = 16.0 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m_r = (16.0 / 0.218) * 1.88 = 138 \text{ W} \equiv 0.138 \text{ kW (0.19 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = (0.138 / 1011.137) 100 = 0.014$$

Comprobando la suposición inicial:

$$\text{Presión final} = 101325 - 16.0 \approx \text{presión atmosférica}$$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$m = 0.39654$ (de condiciones del regenerador)

$$T = 1/4 (1550 + 543 + 300 + 1550) = 986$$

Propiedades del empaque (arcilla):

$$C_s = 1000$$

$$k_s = 1.27$$

$$\rho_s = 2000$$

$$d_p = 0.02$$

Propiedades del fluido (Aire):

$$\mu = 40.97/10^6$$

$$k = 0.0661$$

$$C = 1226 \text{ (de condiciones del regenerador)}$$

Cilindro:

$$d_c = 0.60$$

$$A_c = 0.2827$$

$$G_o = 0.39654/0.2827 = 1.402$$

$$Re = 0.02 * 1.402 * 10^6 / (0.6 * 40.97) = 1141$$

$$Nu = 0.445 (1141)^{1/2} + 0.178 (1141)^{2/3} = 34.5$$

$$h = 1.5 * 34.5 * 0.0661 / 0.02 = 171$$

$$NTU = 3.6 * 171 * L / (1.402 * 1226 * 0.02) = 17.9 * L$$

Para $NTU = 20$ y $R_R = 1.5$, $\eta = 0.915$ (valor requerido es 0.892)

$$L = 20/17.9 = 1.12$$

$$W_s = 0.2827 * 1.12 * 0.6 * 2000 = 379$$

$$t_c = 379 * 1000 / 486 = 780$$

$$t_a = 780/1.5 = 520$$

(c) Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel

$$Re = 0.6 * 1141 = 685$$

$$Nu = 2 + 1.6 (685)^{1/2} = 43.9$$

$$h = 43.9 * 0.0661 / 0.02 = 145$$

$$1/M^2 = 1/1.12 (0.02 + 1.402 * 1226 * 0.02 / 1.8 / 145 + 1.402 * 1226 * 0.02^2 / 18 / 1.27) = 0.1818$$

$$1/M = 0.4264$$

$$M = 2.345 \approx 2.5$$

$$\sigma = t_c / M = 780 * 0.4264 = 333$$

$$\sigma_a = \sigma / R_R^{1/2} = 333 / (1.5)^{1/2} = 272$$

$$P = (t_c - t_a) / 2 \sigma_a = (780 - 520) / (2 * 272) = 0.48$$

$$1/Q = \sigma_a / t_a = 272 / 520 = 0.52$$

En gráfica de Levenspiel, para valores de $P = 0.48$ y $1/Q = 0.52$, $\eta = 0.897$

$$\eta \text{ Promedio} = 1/2 (0.915 + 0.897) = 0.906$$

$$\eta \text{ Requerida} = 0.892$$

(d) ΔP de los fluidos en el regenerador

Aire

$$m = 0.38469$$

$$T = 1/2 (300 + 1550) = 925$$

$$PM = 28.84$$

$$\mu = 39.37/10^6$$

$$\rho = 28.84 * 273 / (22.4 * 925) = 0.38$$

$$G_o = 0.38469 / 0.2827 = 1.36$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.02884 / (2 * 1.36^2 * 8.314 * 925) = 844 * 39.37 * 1.12 / (10^6 * 0.02^2 * 1.36) + 16.41 * 1.12 / 0.02$$

$$P_1 = 106022$$

$$\Delta P = 106022 - 101325 = 4697 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (4697 / 0.38) * 0.38469 = 4755 \text{ W} \equiv 4.755 \text{ kW (6.38 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (4.755 / 1011.137) = 0.47$$

Gases

$$m = 0.408398$$

$$T = 1/2 (1550 + 543) = 1047$$

$$PM = 27.705$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 42.21/10^6$$

$$\rho = 27.705 * 273 / (22.4 * 1047) = 0.322$$

$$G_o = 0.408398 / 0.2827 = 1.44$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.027705 / (2 * 1.44^2 * 8.314 * 1047) = 844 * 42.21 * 1.12 / (10^6 * 0.02^2 * 1.44) + 16.41 * 1.12 / 0.02$$

$$P_1 = 107492$$

$$\Delta P = 107492 - 101325 = 6167 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (6167 / 0.322) * 0.408398 = 7821 \text{ W} \equiv 7.821 \text{ kW (10.49 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (7.821 / 1011.137) = 0.77$$

11.3.2- Combustión suave con oxígeno.

(a) ΔP de recirculación de gases efluentes

Se supone Presión final $\approx$ Presión atmosférica = 101325 Pa

Se supone comportamiento de gas ideal.

$$m_r = 2.11$$

$$T = T_2 = 1550$$

$$PM_g = 26.965$$

$$\rho_{\text{Gases}} = (26.965 \cdot 273) / (22.4 \cdot 1550) = 0.212$$

$$L_2 = 10$$

$$D_i = 0.7$$

$$A_{tf} = 3.1416 \cdot 0.7^2 / 4 = 0.3848$$

$$G = 2.11 / 0.3848 = 5.483$$

$$V = 5.483 / 0.212 = 25.9$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 54.92/10^6$$

$$Re = 0.7 \cdot 5.483 \cdot 10^6 / 54.92 = 0.7 \cdot 10^5$$

$$K_s = 0.05$$

$$K_s / D_i = 0.05 / 700 = 0.000071$$

$$f = 0.0194$$

$$\Delta P = f \cdot L_2 / D_i \cdot \rho \cdot V^2 / 2 = 0.0194 \cdot 10 / 0.7 \cdot 0.212 \cdot 25.9^2 / 2 = 20 \text{ Pa}$$

Comprobación de suposición inicial:

Presión final = 101325 – 20 $\approx$ Presión atmosférica

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) \cdot m_r = (20 / 0.212) \cdot 2.11 = 199 \text{ W} \equiv 0.199 \text{ kW (0.27 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.199 / 1011.137) = 0.02$$

(b) Cálculo del regenerador por el método de Mills

$m = 0.101479$ (de condiciones del regenerador)

$$T = 1/4 (1550 + 300 + 1550 + 969) = 1092$$

Propiedades arcilla:

$$d_p = 0.02$$

$$C_s = 1000$$

$$k_s = 1.27$$

$$\rho_s = 2000$$

Propiedades fluido (Aire):

$$\mu = 43.51/10^6$$

$$k = 0.07131$$

$C = 1468$ (de condiciones del regenerador)

Cilindro:

$$d_c = 0.3$$

$$A_c = 0.07069$$

$$G_o = 0.101479 / 0.07069 = 1.44$$

$$Re = 0.02 * 1.44 * 10^6 / (0.6 * 43.51) = 1103$$

$$Nu = 0.445 (1103)^{1/2} + 0.178 (1103)^{2/3} = 33.8$$

$$h = 1.5 * 33.8 * 0.07131 / 0.02 = 181$$

$$NTU = 3.6 * 181 * L / (1.44 * 1468 * 0.02) = 15.38 * L$$

Para $NTU = 2.75$ y $R_R = 1.0$, $\eta = 0.64$ (valor requerido es 0.635)

$$L = 2.75 / 15.38 = 0.18$$

$$W_s = 0.07069 * 0.18 * 0.6 * 2000 = 15.27$$

$$t_c = t_a = 15.27 * 1000 / 149 = 103$$

(c) *Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel*

$$Re = 0.6 * 1103 = 662$$

$$Nu = 2 + 1.6 (662)^{1/2} = 43.2$$

$$h = 43.2 * 0.07131 / 0.02 = 154$$

Sustituyendo valores:

$$1/M^2 = 1/0.18 (0.02 + 1.44 * 1468 * 0.02 / 1.8 / 154 + 1.44 * 1468 * 0.02^2 / 18 / 1.27) = 1.1639$$

$$1/M = 1.079$$

$$M = 0.93$$

$M < 2.5$, por lo que no aplica el método de Levenspiel

(d) ΔP de los fluidos en el regenerador

Oxígeno

$$PM = 32$$

$$T = 1/2 (300 + 1550) = 925$$

$$m = 0.0896269$$

$$G_o = 0.0896269 / 0.07069 = 1.27$$

$$\rho = (32 * 273) / (22.4 * 925) = 0.422$$

$$\mu = 39.37 / 10^6$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$(P_1^2 - 101325^2) 0.032 / (2 * 1.27^2 * 8.314 * 925) = 844 * 39.37 * 0.18 / (10^6 * 0.02^2 * 1.27) + 16.41 * 0.18 / 0.02$$

$$P_1 = 101933$$

$$\Delta P = 101933 - 101325 = 608 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (608/0.422) * 0.0896269 = 129.1 \text{ W} \equiv 0.129 \text{ kW (0.17 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.129/1011.137) = 0.013$$

Gases

$$PM = 26.965$$

$$m = 0.1133319$$

$$T = 1/2 (1550 + 969) = 1260$$

$$G_o = 0.1133319 / 0.07069 = 1.60$$

$$\rho = (26.965 * 273) / (22.4 * 1260) = 0.261$$

$$\mu_{\text{Aire}} = 47.82 / 10^6$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$(P_2^2 - 101325^2) 0.026965 / (2 * 1.6^2 * 8.314 * 1260) = 844 * 47.82 * 0.18 / (10^6 * 0.02^2 * 1.6) + 16.41 * 0.18 / 0.02$$

$$P_2 = 102874 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 102874 - 101325 = 1549 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = (\Delta P / \rho) * m = (1549/0.261) * 0.1133319 = 673 \text{ W} \equiv 0.673 \text{ kW (0.90 Hp)}$$

$$\% \text{ de } q_p = 100 (0.673/1011.137) = 0.067$$

12- Anexo C: Conductividad, viscosidad y calor específico de gases efluentes provenientes de la combustión de LPG con aire y con oxígeno.

Datos para el caso de combustión de LPG con 10 % exceso de aire:

Componente	Fracción molar	Fracción peso	(PM) ^{1/3}	(PM) ^{1/2}
CO ₂	0.1079	0.1671	3.530	6.633
H ₂ O	0.1394	0.0883	2.621	4.243
O ₂	0.0178	0.020	3.175	5.657
N ₂	0.7349	0.7246	3.037	5.292

T = 1412 K	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
k	0.1062	0.1374	0.1232	0.0866
$\mu * 10^6$	49.26	46.50	59.55	49.37
C _p	1312	2536	1130	1230

T = 1550 K	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
k	0.0968	0.1538	0.1035	0.0933
$\mu * 10^6$	52.54	50.46	63.38	52.54
C _p	1333	2618	1144	1248

T = 1634 K	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
k	0.1007	0.1635	0.1077	0.0972
$\mu * 10^6$	54.29	52.74	65.53	54.29
C _p	1340	2658	1151	1256

Para el caso de combustión de LPG con oxígeno sin exceso, cambian las concentraciones a los siguientes valores:

Componente	Fracción molar	Fracción peso
CO ₂	0.436	0.6539
H ₂ O	0.564	0.3461

Se aplican las siguientes fórmulas recomendadas por TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th edition, 1978) para una mezcla gaseosa:

$$C_{p \text{ Gases}} = \sum \text{fracción peso}_i * C_{p \text{ } i}$$

$$k_{\text{Gases}} = \sum (\text{fracción mol}_i * k_i * PM_i^{1/3}) / \sum (\text{fracción mol}_i * PM_i^{1/3})$$

$$\mu_{\text{Gases}} = \sum (\text{fracción mol}_i * \mu_i * PM_i^{1/2}) / \sum (\text{fracción mol}_i * PM_i^{1/2})$$

-Se obtienen los siguientes resultados para la mezcla de gases provenientes de la combustión con aire:

T (K)	1412	1550	1634
k	0.0933	0.1012	0.1058
$\mu * 10^6$	49.23	52.51	54.33
C _p	1357	1381	1392

-Se obtienen los siguientes resultados para mezcla de gases provenientes de la combustión con oxígeno:

T (K)	k	μ	C _p
1550	0.12472	$51.6 \cdot 10^{-6}$	1749

-Para el aire se tienen los siguientes valores:

T (K)	k	$\mu \cdot 10^6$	C _p
1412	0.0881	51.66	1189
1550	0.0948	54.92	1206
1634	0.0986	56.75	1213

Al considerar las propiedades de viscosidad y conducción se observa que para una temperatura alrededor de 1550 K (aproximadamente el promedio de las anteriores temperaturas) el aire es ligeramente más viscoso (4.6 %) y menos conductivo (6.3 %) que la mezcla de gases provenientes de la combustión con aire, por lo que tales propiedades del aire se podrían usar con seguridad en lugar de las de la mezcla gaseosa. Lo mismo aplica para el caso de los gases provenientes de la combustión con oxígeno, en cuyo caso el aire es 24.0 % menos conductivo y 6.4 % más viscoso.

13-Anexo F: Combustión en Circuito Químico (CCQ).

Es una tecnología novedosa para la captura del CO_2 , una variante de la combustión suave o sin flama con oxígeno, denominada Combustión en Circuito Químico (CCQ), en inglés Chemical Looping Combustion (CLC).

Aun cuando fué concebida en 1983 por Richter & Knoche [30], aún está en etapa de investigación en escala laboratorio o piloto.

Se reunieron 43 citas bibliográficas sobre ésta tecnología.

Contiene una promesa de ahorro energético y abatimiento de emisiones contaminantes [31 a 33] además de la capacidad de producir H_2 sin emitir CO_2 , contando además con la ventaja adicional de no producir NO_x .

Es una tecnología de combustión de la que se clama [34-35] tiene mayor potencial termodinámico que la combustión normal, ya que hay menor destrucción de exergía al haber menor desorden en la combustión por llevarse a cabo ésta en dos pasos separados.

Se presenta como un proceso alternativo de captura de CO_2 que puede aplicarse a ciclos de potencia [36 a 41].

Con ésta tecnología la separación del CO_2 es sencilla, bastando condensar el H_2O en la mezcla efluente ($\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$) y evitando el castigo en energía característico del paso de separación del CO_2 de los efluentes diluidos con N_2 [41].

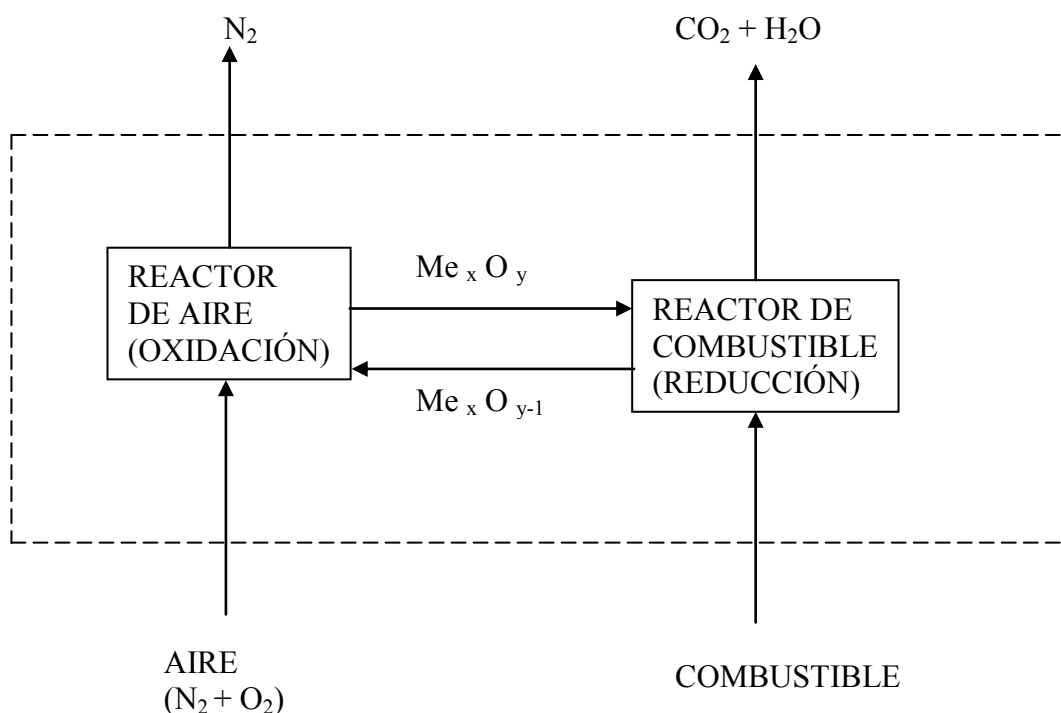
Es una variante de la combustión con Oxígeno, en la que no se diluyen los efluentes con N_2 por haber sido separado éste de la mezcla $\text{O}_2\text{-N}_2$ antes de la combustión, pero sin el alto costo energético de dicha separación. Igualmente es una variante de la combustión sin flama (suave) o combustión volumétrica.

En CCQ un transportador sólido de O_2 (metal u óxido metálico) circula entre dos reactores de lecho fluido y transporta el O_2 del aire de combustión (reactor de oxidación) hacia el combustible (reactor de reducción). Entonces el combustible no es mezclado con el aire y ocurre una separación inherente del CO_2 respecto al N_2 y al poco O_2 sin usar.

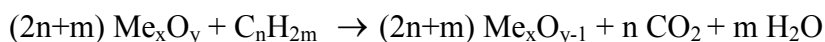
Se usan dos reactores de lecho fluido interconectados: un reactor de combustible y un reactor de aire. En el reactor de combustible, el óxido metálico es reducido por la reacción con el combustible y en el reactor de aire ese mismo óxido metálico reducido es oxidado nuevamente por el aire y regresa al primer reactor para reiniciar el ciclo. La descarga de efluentes del reactor de combustible consiste en CO_2 y H_2O y al condensar el agua se obtiene casi puro CO_2 .

La cantidad de calor desprendido por unidad de combustible es la misma que en una combustión normal.

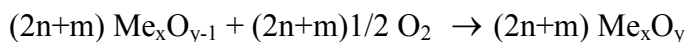
Figura 13. Diagrama de Combustión en Circuito Químico con recirculación de sólidos (reacción no balanceada).



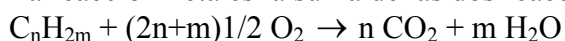
La reacción de reducción en el reactor de combustible:



La reacción de oxidación en el reactor de aire:



La reacción neta es la suma de las dos reacciones:



Donde:

Me = metal, Me_xO_y = oxidado, $\text{Me}_x\text{O}_{y-1}$ = reducido, C_nH_{2m} = combustible.

La tecnología está en etapa de investigación, aun sin demostración comercial, pero los estudios a la fecha muestran que si se aplica en una planta de potencia que ya incorpore una tecnología comercial de última generación de captura de CO_2 (absorción química por aminas, por ejemplo) comparativamente tiene el potencial de conseguir una ganancia en eficiencia de 5 puntos porcentuales, teniendo en ambos casos una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1200°C .

La técnica de CCQ también puede adaptarse para la producción de H_2 con captura inherente de CO_2 [43 a 46].

Varios autores han explorado la posibilidad de usar materiales que almacenen O_2 para la producción de gas de síntesis [47 a 51].

Los autores Rydén y Lyngfelt [52-53] delinean dos procesos que denominan (a) reformado auto-térmico en circuito químico y (b) reformado con vapor de agua usando CCQ:

(a) El reformado auto-térmico en circuito químico es similar a CCQ pero en lugar de combustión completa del combustible se tiene una oxidación parcial usando un transportador de O_2 y algo de vapor de agua para producir una corriente no diluida de H_2 , CO , H_2O y CO_2 . La composición real de la mezcla depende de la razón de aire (fracción de oxígeno provista al combustible por los transportadores, con respecto a la necesaria para combustión completa).

El gas del reformador puede entonces convertirse a una mezcla de solo H_2 y CO_2 en un reactor de cambio gas – agua, y de allí el H_2 se puede remover por proceso de absorción o adsorción, dependiendo de la pureza y presión requeridas.

(b) El reformado con vapor de agua con CCQ, inicialmente es el convencional donde el combustible gas natural se convierte a gas de síntesis al reaccionar con vapor de agua dentro de tubos a alta presión conteniendo el adecuado catalizador. Sin embargo, los tubos están dentro del reactor de combustible y son calentados por CCQ. El gas de síntesis pasa por un convertidor gas-agua y por un condensador antes de obtener H_2 de alta pureza en una unidad de adsorción con cambio de presión. El gas de salida de la anterior unidad (CH_4 , CO_2 , CO e H_2) es alimentado al reactor de combustible.

La investigación en curso es fundamentalmente: (i) en parte sobre los transportadores sólidos de O_2 (metales y/u óxidos metálicos) que se necesitan para llevar el O_2 desde el aire (reactor de oxidación, exotérmico) hasta el combustible (reactor de reducción, generalmente endotérmico); (ii) otra parte es sobre los reactores mencionados, que si bien hasta la fecha son del tipo de lecho fluido en escala piloto con recirculación de sólidos transportadores de O_2 [54-55], incorporando ciclones para separar los gases y los transportadores sólidos de O_2 , bien valdría la pena revisarlos o modificarlos a conveniencia.

(i) los transportadores sólidos de O_2 probados se basan generalmente en los metales Níquel, Hierro, Cobre, Manganeseo, Cobalto, sean en estado metálico u óxido metálico, con un material inerte de soporte tipo bentonita, Al_2O_3 u otro [56 a 67], que también debe ser revisado. El material de soporte provee estabilidad mecánica y mejora la capacidad de transporte de calor de los sólidos y en ocasiones forma soluciones sólidas con el óxido metálico, también susceptibles de reducirse.

Para el caso de reactores tipo lecho fluido los criterios para un buen transportador de O_2 son: alta reactividad con el combustible y con el O_2 , baja fragmentación y abrasión, baja tendencia a la aglomeración, bajo costo de producción y preferentemente ambientalmente sanos. En una palabra, que sean capaces de convertir el combustible a CO_2 y H_2O en el mayor grado posible, idealmente 100 %, y de soportar las altas temperaturas presentes en ambos reactores, tal vez superiores a $1200^\circ C$ [68-69].

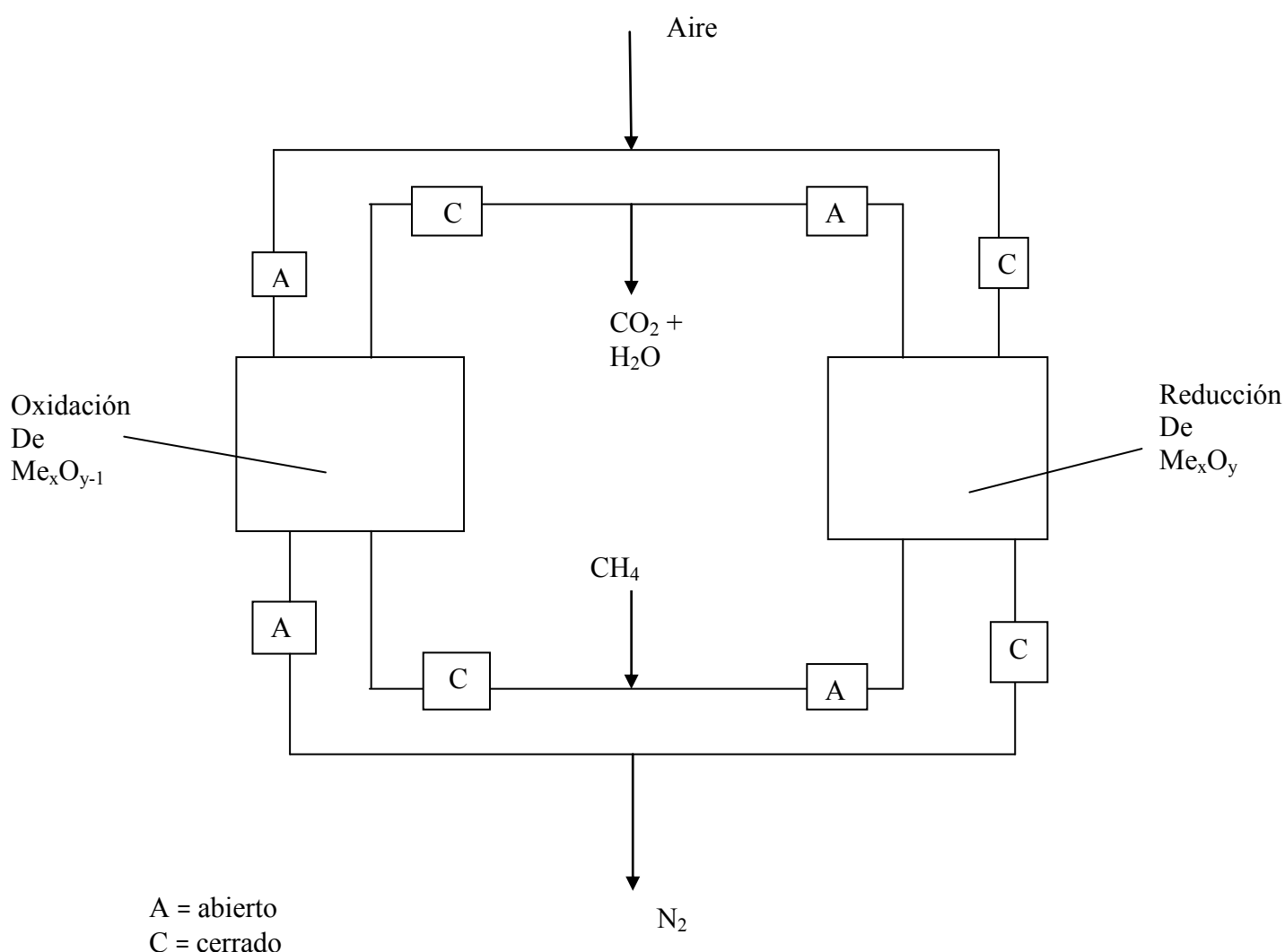
Algunos posibles candidatos (oxidado/reducido), soportando diferentes temperaturas máximas, son:

NiO/Ni , Mn_3O_4/MnO , Fe_2O_3/Fe_3O_4 , Cu_2O/Cu , CuO/Cu , CoO/Co , $CaSO_4/CaS$

La reactividad determina el inventario mínimo de sólidos. Una baja masa de inventarios nos permite reactores más pequeños y menos costosos.

(ii) respecto a los reactores, valdría la pena investigar, aparte de los reactores mencionados de lecho fluido con recirculación de sólidos, los reactores de lecho fijo (lecho fluido sin corriente de sólidos) operando en pares en un modo transitorio similar a los regeneradores de calor (Ver figura 14): durante cierto tiempo (tiempo de alternancia) pasa la corriente de combustible por un reactor donde se reduce el óxido metálico, mientras que en el otro reactor pasa la corriente de aire que oxida al óxido metálico previamente reducido. Luego se invierten los flujos, se deja de pasar combustible y se pasa aire que oxida el óxido metálico reducido, mientras en el otro reactor se deja de pasar aire y ahora pasa el combustible que reduce al óxido metálico.

Figura 14. Diagrama de Combustión en Circuito Químico con lechos empacados fijos sin recirculación de sólidos.



Después de un cierto tiempo (tiempo de alternancia) se invierten las posiciones de las válvulas y los fluidos intercambian trayectorias.

Una ventaja de estos reactores de lecho fijo es la menor abrasión de las partículas, aún cuando es esencial tener una buena razón área de contacto/volumen para las reacciones sólido-gas.

Es de considerarse que, al llevarse a cabo las reacciones de oxidación y reducción en la superficie, la carencia de una alta razón área de contacto/volumen (m^2/m^3) sea el principal obstáculo para la comercialización del sistema CCQ.

(iii) la prueba final para CCQ [70 a 72] sería operación continua de un sistema dual de reactores a escala piloto (sea con lecho fijo relleno de partículas sin corriente de sólidos o lecho fluido con recirculación de sólidos) en el que entran aire y combustible y salen separadas, por un lado la corriente de N_2 (junto con el poco O_2 no usado) y por otro lado la corriente de los efluentes CO_2 y H_2O . Se determinarían para lecho fluido con recirculación de sólidos, rapidez de circulación de sólidos (se ha calculado un flujo teórico máximo posible de transportador de O_2 de 5-6 ton/s para reactor con capacidad de 800 MW), tiempos de residencia, caídas de presión, durabilidad de los sólidos.

Para lecho fijo sin corriente de sólidos, en lugar de rapidez de recirculación se determinaría tiempo de alternancia en cada uno de los reactores.

Una variable más, de importancia en la incorporación de CCQ a los ciclos de potencia, es la presión a la que se lleva a cabo la combustión.

14- Bibliografía

- [1] The future of coal
Options for a carbon constrained world
An interdisciplinary MIT study
ISBN 978-0-615-14092-6
Copyright 2007
Massachusetts Institute of Technology
- [2] Carbon capture and storage from fossil fuel use
(Contribution to *ENCYCLOPEDIA OF ENERGY, to be published 2004*).
Howard Hertzog and Dan Golomb
Massachusetts Institute of Technology
Laboratory for Energy and the Environment
- [3] Review and assessment of carbon dioxide capture systems for coal-fired power plants
Normayati Nordin
Master Thesis, September 2007
Cranfield University, School of Engineering
- [4] Sustainable clean coal power generation within a European context-the view in 2006
A. J. Minchener, J. T. McMullan
Fuel 86 (2007) 2124-2133
- [5] Process evaluation of an 865 MWe lignite fired O₂/CO₂ power plant
Klas Andersson, Filip Johnsson
Energy Conversion and Management, Vol 47 (2006) 3487-3498
- [6] Trade-off in emissions of acid gas pollutants and of carbon dioxide in fossil fuel power plants with carbon capture
Evangelos Tzimas, Arnaud Mercier, Calin-Cristian Cormos, Stathis D. Peteves
Energy Policy 35 (2007) 3991-3998
- [7] Energy conversion engineering
Richard C. Bailie
Addison-Wesley publishing Company, 1978
- [8] High temperature reduction of nitrogen oxides in oxy-fuel combustion
Fredrik Normann, Klas Andersson, Bo Leckner, Filip Johnsson
Fuel, Vol 87 (2008) 3579-3585
- [9] Mechanism of nitric oxide formation in oxygen-natural gas combustion
J. M. Samaniego, B. Labégorre, F. N. Egolfopoulos, M. Ditaranto, J. C. Sautet and O. Charon
27th Symposium (International) on combustion/Combustion Institute, 1998, PP 1385-1392

- [10] Thermal characteristics of gaseous fuel flames using high temperature air
Ashwani K. Gupta
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2004, vol. 126, 9-19
- [11] Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation
J. A. Wüning, J. G. Wüning
Progress in Energy and Combustion Science, Vol 23 (1997) 81-94
- [12] Fuel savings and reduced emissions: experience from 80 oxy-fuel installations in reheat furnaces
Versterberg, Von Scheéle, Moroz
AISTech 2004, the iron and steel technology conference and exposition
Nashville, Tenn. www.aist.org
- [13] Low NO_x combustion technologies for high temperature applications.
Michael Flamme
Energy Conversion and Management 42 (2001) 1919-1935
- [14] Characteristics of nitric oxide formation rates in turbulent nonpremixed jet flames.
A. Caldeira-Pires, M. V. Heitor, J. A. Carvalho, Jr.
Combustion and Flame 120 (2000) 383-391
- [15] Heat transfer improvement and NO_x reduction by highly preheated air combustion
Yutaka Suzukawa, Shunichi Sugiyama, Yoshimichi Hino, Munehiro Ishioka, Isao Mori
Energy Conversion and Management Vol 38, No. 10-13 (1997) 1061-1071
- [16] A science-based case for large-scale simulation, Volume 2.
Office of Science
United States, Department of Energy (2004)
New York, Columbia University
- [17] Experimental study of the fuel jet combustion in high temperature and low oxygen content exhaust gases
Simon Lille, Włodzimierz Blasiak, Marcin Jewartowski
Energy 30 (2005) 373-384
- [18] The science and technology of combustion in highly preheated air
Masashi Katsuki, Toshiaki Hasegawa
27th symposium (international) on combustion
The Combustion Institute, 1998, pp. 3135-3146
- [19] Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner
Chiara Galetti, Alessandro Parente, Leonardo Tognotti
Combustion and Flame 151 (2007) 649-664
- [20] Mild combustion
Antonio Cavaliere, Mara de Joannon
Progress in Energy and Combustion Science, 30 (2004) 329-366

[21] Prediction of combustion and NO_x emission characteristics of flameless oxidation combustion

O. I. Awesope, F. C. Lockwood

IFRF Combustion Journal, article number 200501, June 2005, ISSN 1562-479X

[22] Fundamental studies in flameless combustion and implications to reaction zone structure and pollutant formation

Jason Charles Terry

Master Thesis, Mechanical and Aerospace Engineering

North Carolina State University, 2003

www.lib.ncsu.edu/theses/available/etd-11242003-121506/unrestricted/etd.pdf

[23] Flame characteristics and challenges with high temperature air combustion

Ashwani K. Gupta

Proceedings of the 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida, July 23-26, 2000, IJPGC 2000-1508

[24] CO₂ Capture using oxygen enhanced combustion strategies for natural gas power plants

Yewen Tan, Mark A. Douglas, Kelly Thambimuthu

Fuel 81 (2002) 1007-1016

[25] Invisible flames for clearly visible results

Joachim Von Schéele and Per Vesterberg (LINDE, AG).

Ola Ritzén (AGA GAS)

Nordic Steele and Mining Review, 2005

[26] State of the art of oxy-coal combustion technology for CO₂ control from coal-fired boilers

H. Farzan, S. Vecci, D. Mc Donald & K. Mc Cauly, THE BABCOK & WILCOX COMPANY, Barberton, Ohio, USA

P. Pranda, R. Varagani, F. Gautier, AIR LIQUIDE, Newark, Delaware, USA

J. P. Tranier & N. Perrin, Paris, France

Presented to:

Third international technical conference on clean coal technologies for our future

May 15-17, 2007

Sardinia, Italy

[27] Evaluation of an oxy-fuel combined cycle

V. Lonnet

MSc Thesis, September 2007

Cranfield University

[28] Single-coal-particle combustion in O₂/N₂ and O₂/CO₂ environments

Paula A. Bejarano, Yiannis A. Levendis

Combustion and Flame 153 (2008) 270-287

- [29] CO₂ reduction by oxy-fuel combustion: economics and opportunities
H. Sho Kobayashi and Bart Van Hassel
Praxair, INC
GCEP Advance Coal Workshop
Provo, Utah.
March 15, 2005
- [30] Reversibility of combustion process
Richter H. J. and Knoche K. F
American Chemical Society Symposium Series, Washington D. C., 1983, p. 71-85
- [31] CO₂ recovery in a power plant with chemical looping combustion
M. Ishida and H. Jin
Energy Conversion and Management, Vol. 38, Suppl., pp. S187-S192, 1997
- [32] A novel gas turbine cycle with hydrogen-fueled chemical-looping combustion
Hungguang Jin, Masaru Ishida
International Journal of Hydrogen Energy 25 (2000) 1209-1215
- [33] CO₂ capture by means of chemical looping combustion
Didier Pavone
Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Multiphysics Users Conference 2005
Paris
- [34] Exergy analysis of chemical-looping combustion systems
Marie Anheden and Gunnar Svedberg
Energy Conversion and Management, Vol. 39 (1998) Nos. 16-18, pp. 1967-1980
- [35] Thermodynamics possibilities and constraints for pure hydrogen production by a nickel and cobalt-based chemical looping process at lower temperature
Karel Svoboda, Aleksandra Siewiorek, David Baxter, Jan Rogut, Michael Pohorely
Energy Conversion and Management 49 (2008) 221-231
- [36] An evaluation of the chemical looping combustion cycle
Germán Ruiz-Olalla
MSc Thesis, September 2007
Cranfield University
- [37] Analysis of natural gas-fired power cycles with chemical looping combustion for CO₂ capture
Rehan Naqvi
Doctoral Thesis
Trondheim, July 2006, Norwegian University of Science & Technology
ISBN 82-471-8038-3
- [38] Chemical looping combustion (fuel conversion with inherent CO₂ capture).
Oyvind Brandvoll
Doctoral Thesis
Trondheim, January 2005
Norwegian University of Science & technology

[39] CO₂ mitigation in advanced power cycles (chemical looping combustion and steam-based gasification)

Jens Wolf

Doctoral Thesis, 2004, KTH-Royal Institute of Technology
Sweden

[40] A fluidized-bed combustion process with inherent CO₂ separation; application of chemical-looping combustion

Anders Lyngfelt, Bo Leckner, Tobias Mattisson

Chemical Engineering Science 56 (2001) 3101-3113

[41] Clean combustion of solid fuels

Jinsheng Wang, Edward J. Anthony

Applied Energy 85 (2008) 73-79

[42] Applications of chemical-looping combustion with capture of CO₂

Tobias Mattison and Anders Lyngfelt

Department of energy conversion

Chalmers University of Technology

Goteborg, Sweden

2nd Nordic minisymposium on carbon dioxide capture and storage, Goteborg, October 26, 2001

<http://www.entek.chalmers.se/anly/symp/symp2001.html>

[43] Using steam reforming to produce hydrogen with carbon dioxide capture by chemical-looping combustion

Rydén M. & A. Lyngfelt

International Journal of Hydrogen Energy (2006) 31 (10): p. 1271-1283

[44] A novel hydrogen and oxygen generation system

Zhiyong Peng

MSc Thesis, 2003, Louisiana State University and A & M College

[45] Three-reactors chemical looping process for hydrogen production

Paolo Chiesa, Giovanni Loza, Alberto Malandrino, Matteo Romano, Vincenzo Piccolo

International Journal of hydrogen Energy 33 (2008) 2233-2245

[46] Production of hydrogen by unmixed steam reforming of methane

V. Dupont, A. B. Ross, E. Knight, I. Hanley, M. V. Twigg

Chemical Engineering Science (2008) Vol. 63 (11), 2966-2979

[47] Partial oxidation of methane to synthesis gas: elimination of gas phase oxygen

Fathi et Al

Catalysis Today, 2000, 63: P. 489-497

[48] The reduction and oxidation behavior of Manganese Oxides

Stobbe, de Boer and Geus

Catalysis Today, 1999, 47 (1-4): P. 161-167

- [49] Methane partial oxidation on Pt/CeO₂-ZrO₂ in absence of gaseous oxygen
Gavalas, Kim and Pantu
Applied Catalysis A: General, 2000, 193: P. 203-214
- [50] Synthesis gas generation by chemical-looping reforming in a batch fluidized bed reactor using Ni-based oxygen carriers
Luis F. de Diego, María Ortiz, Juan Adánez, Francisco García-Labiano, Alberto Abad, Pilar Gaytán
Chemical Engineering Journal 144 (2008) 289-298
- [51] Regenerable metal oxide composite particles and their use in novel chemical processes
Puneet Gupta
PhD Thesis, 2006, Ohio State University
- [52] Hydrogen and power production with integrated carbon dioxide capture by chemical-looping reforming
Rydén M. and A. Lyngfelt
Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, Vancouver, Canada, 5th-7th September 2004
- [53] Carbon capture via chemical-looping combustion and reforming
Johansson, Mattison, Rydén, Lyngfelt
International Seminar on carbon Sequestration and Climate Change
24-27 October 2006
- [54] Construction and 100 h of operational experience of a 10-KW chemical looping combustor
Anders Lyngfelt and Hilmer Thunman
Dept. of Energy Conversion, Chalmers University of Technology, Sweden, October 2004
- [55] Analysis of the Sorbent Energy Transfer System (SETS) for power generation and CO₂ capture
J. Yu, A. B. Corripio, D. P. Harrison, R. J. Copeland
Advances in Environmental Research 7 (2003) 335-345
- [56] Co-Ni/Al₂O₃ oxygen carrier for fluidized bed chemical-looping combustion: desorption kinetics and metal-support interaction
M. M. Hossain, K. E. Sedor, H. I. de Lasa
Chemical Engineering Science, 62 (2007) 5464-5472
- [57] Reactivity and stability of Ni/Al₂O₃ oxygen carrier for chemical-looping combustion (CLC)
Nelly E. Sedor, Mohammad M. Hossain, Hugo I. de Lasa
Chemical Engineering Science 63 (2008) 2994-3007

- [58] A mechanistic investigation of a calcium-based oxygen carrier for chemical looping combustion
Laihong Shen, Min Zheng, Jun Xiao, Rui Xiao
Combustion and Flame 154 (2008) 489-506
- [59] Chemical-looping combustion (CLC) for inherent CO₂ separations- a review
Mohammad M. Hossain, Hugo I. de Lasa
Chemical Engineering Science 63 (2008) 4433-4451
- [60] Experimental results of chemical-looping combustion with NiO/NiAl₂O₄ particle circulation at 1200 °C
M. Ishida, M. Yamamoto, T. Obha
Energy Conversion and Management 43 (2002) 1469-1478
- [61] Development and performance of Cu-based oxygen carriers for chemical-looping combustion
S. Y. Chuang, J. S. Dennis, A. N. Hayhurst, S. A. Scott
Combustion and Flame 154 (2008) 109-121
- [62] Reduction and oxidation kinetics of Mn₃O₄/Mg-ZrO₂ oxygen carrier particles for chemical-looping combustion
Quamar Zafar, Alberto Abad, Tobias Mattisson, Borje Gevert, Michael Strand
Chemical Engineering Science 62 (2007) 6556-6567
- [63] Reactivity study on a novel hydrogen fueled chemical-looping combustion
Hongguang Jin, Masaru Ishida
International Journal of hydrogen Energy 26 (2001) 889-894
- [64] Solution combustion synthesized oxygen carriers for chemical looping combustion
Peter Erri, Arvind Varma
Chemical Engineering Science 62 (2007) 5682-5687
- [65] Ni based mixed oxide materials for CH₄ oxidation under redox cycle conditions
Raffaella Villa, Cinzia Cristiani, Gianpero Groppi, Luca Lietti, Pio Forzatti, Ugo Cornaro, Stefano Rossini
Journal of Molecular Catalysis A: Chemical 204-205 (2003) 637-646
- [66] Chemical-looping combustion of methane with CaSO₄ oxygen carrier in a fixed bed reactor
Qilei Song, Rui Xiao, Zhongyi Deng, Huiyan Zhang, Laihong Shen, Jun Xiao, Mingyao Zhang
Energy Conversion and Management 49 (2008) 3178-3187
- [67] Survey of potential oxygen carriers for chemical looping combustion of fuel gas.
Evan S. Granite
22nd International Pittsburgh Coal Conference, September 14, 2005
United States Department of Energy (NETL)

- [68] Mapping of the range of operational conditions for Cu-, Fe-, and Ni-based oxygen carriers in chemical-looping combustion
Alberto Abad, Juan Adánez, Francisco García-Labiano, Luis F. de Diego, Pilar Gayán, Javier Celaya
Chemical Engineering Science 62 (2007) 533-549
- [69] Temperature variations in the oxygen carrier particles during their reduction and oxidation in a chemical-looping combustion system
Francisco garcía-Labiano, Luis F. de Diego, Juan adanes, Alberto abad, Pilar Gaytán.
Chemical Engineering Science 60 (2005) 851-862
- [70] Simulation and economic evaluation of coal gasification with SETS (Sorbent Energy Transfer System) reforming process for power production
Zachary Hoffman
MSc Thesis
Louisiana State University
May 2005
- [71] A fluidized-bed combustion process with inherent CO₂ separation; application of chemical-looping combustion
Anders Lyngfelt, Bo Leckner, Tobias Mattison
Chemical Engineering Science 56 (2001) 3101-3113
- [72] Modeling of a 120 KW chemical looping combustion reactor system using a Ni-based oxygen carrier
Philipp Kolbitsch, Tobias Proll, Hermann Hofbauer
Chemical engineering Science 64 (2009) 99-108
- [73] Improved oxygen production technologies
R. J. Allam
Energy procedia I (2009) 461-470
- [74] Process heat transfer
Donald Q. Kern
Mc Graw Hill, 1950
- [75] Dissociation of molecules in plasma and gas: The energy
A. V. Eletsii, B. M. Smirnov
J. Pure & Appl. Chem., **57**, 9, (1985) 1235-1244
- [76] Química general
Linus Pauling
Aguilar SA de ediciones (1977)
- [77] Introduction to chemical engineering thermodynamics
J. M. Smith & H. C. Van Ness
International student edition (1959)
McGraw Hill – Kogakusha

[78] Fundamentos de termodinámica
Octave Levenspiel
Pearson-Prentice Hall
1ra edición, 1997

[79] Standard handbook for mechanical engineers
Baumeister and Marks
Seventh edition, Mc Graw Hill, 1967

[80] www.EngineeringToolBox.com

[81] Two-dimensional simulation of an oxy-acetylene torch diamond reactor with a detailed gas-phase and surface mechanism
M. Okkerse, C. R. Kleijn, H. E. van den akker, M. H. J. M. de Croon
J. Appl. Phys. 88, 7 (2000)

[82] Flujo de fluidos e intercambio de calor
Octave Levenspiel
Editorial Reverté, 1998

[83] Heat transfer
Anthony F. Mills
Editorial Irwin, 1992

La bibliografía siguiente también contribuyó a la concepción de la aplicación de la combustión sin flama y no es mencionada puntualmente para evitar repetición de fuentes que fundamentalmente manejan los mismos conceptos.

De combustión con aire precalentado (HiTAC o sea High Temperature Air Combustion)

84- A study of the effects of air pre-heat on the structure of methane/air counterflow diffusion flames
Jongmook Lim, Jay Gore, Raymond Viskanta
Combustion and Flame 121 (2000) 262-274

85- Advanced low NO_x combustion using highly preheated air
Gyung-Min Choi, Masashi Katsuki
Energy Conversion and Management 42 (2001) 639-652

86- Catalytic flameless combustion of fuels- a promising ecologically clean method for obtaining energy and its use for neutralization of toxic organic compounds
V. F. Tertakoy, V. A. Sadykov, K. A. Chernyshov
Petroleum and Coal, Vol 46 (3) 95-99, 2004

87- Chemical flame length and volume in liquified propane gas combustion using high-temperature and low-oxygen-concentration oxidizer
W. Yang, W. Blaziak
Energy and Fuels 18 (2004) 1329-1335

- 88- Combustion characteristics of a heat-recirculating ceramic burner using a low-calorific-fuel
Ryo Tanaka, Masahisa Shinoda, Norio Arai
Energy Conversion and Management 42 (2001) 1897-1907
- 89- Combustion of normal and low calorific fuels in high temperature and oxygen deficient environment
M. Mortberg, W. Blasiak, A. K. Gupta
Combustion Science and Technology, 178 (2006) 1345-1372
- 90- Effect of fuel mixture on moderate and intense low oxygen dilution combustion.
B. B. Dally, E. Riesmeier, N. Peters
Combustion and Flame 137 (2004) 418-431
- 91- Evaluation of emissivity correlations for H₂O-CO₂-N₂/air mixtures and coupling with solution methods of the radiative transfer equation
N. Lallemand, A. Sayre, R. Weber
Progress in Energy and Combustion Science, Vol 22 (1996) 543-574
- 92- Flame entrainments induced by a turbulent reacting jet using high-temperature and oxygen-deficient oxidizers
Weihong Yang and Wlodzimierz Blasiak
Energy and Fuels 19 (2005) 1473-1483
- 93- Flameless combustion of H₂-enriched flame: a CFD aided experimental investigation
C. Galletti, P. Gheri, G. Gigliucci, A. Parente, M. Sciavetti, S. Soricetti, L. Tognotti
29th Meeting of the Italian Section of Combustion Institute, 14-17 June 2006, Pisa, Italy
- 94- Development and assessment of an advanced flameless oxidation burner for very low NO_x emissions
L. Trento, P. L. Sambastian
Fourth year Seminar Proceedings 2001, paper 9, Department of Mechanical Engineering, University of Adelaide, Adelaide SA 5005
- 95- Heat transfer characteristics of HiTAC heating furnace using regenerative burners
Nabil Rafidi, Wlodozimierz Blasiak
Applied Thermal Engineering 26 (2006) 2027-2034
- 96- Low NO_x combustion under high preheated air temperature condition in an industrial furnace
M. Nishimura, T. Suzuki, Nakanishi R. Kitamura
Energy Conversion and Management Vol 38, No. 10-13 (1997) 1353-1363
- 97- Numerical simulation of a mild combustion burner
P. J. Coelho, N. Peters
Combustion and Flame 124 (2001) 503-518.

- 98- On mathematical modelling of flameless combustion
Marco Mancini, Patrick Schwoppe, Roman Weber, Stefano Orsino
Combustion and Flame 150 (2007) 54-59
- 99- Imaging of diluted turbulent ethylene flames stabilized on a jet in hot coflow (JHC) burner
Paul R. Medwell, Peter A. M. Kalt, Bassamb B. Dally
Combustion and Flame 152 (2008) 100-113
- 100- Physical properties of a LPG flame with high-temperature air on a regenerative burner
W. Blasiak, W. H. Yang, N. Rafidi
Combustion and Flame 136 (2004) 567-569
- 101- Reaction zone structure in flameless combustion
Kaoru Maruta, Katsutoshi Muso, Koichi Takeda, Takashi Niioka
Proceedings of the Combustion Institute Vol 28 (2000) 2117-2123
- 102- Simulation of fixed bed regenerative heat exchangers for flue gas heat recovery
M. T. Zarrinehkasbi, S. M. Sadrameli
Applied thermal engineering 24 (2004) 373-382
- 103- Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles.
Poo Min Park, Han Chang Cho, Hyun Dong Shin
International Journal of Energy Research 27 (2003) 161-172
- 104- Simultaneous imaging of OH, formaldehyde and temperature of turbulent nonpremixed jet flames in a heated and diluted coflow
Paul R. Medwell, Peter A. M. Kalt, Bassamb B. Dally
Combustion and Flame 148 (2007) 48-61
- 105- Study of gas fuel jet burning in low oxygen content and high temperature oxidizer
Magnus Mortberg
Doctoral dissertation, Royal institute of technology, May 2005, ISBN 91-7178-043-2
- 106- Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation
Juan Yu, Mingchuan Zhang, Weidong Fan, Yuegui Zhou, Guofeng Zhao
Applied Thermal Engineering 22 (2002) 641-651
- 107- Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers
H. Klein, G. Eigenberger
International Journal of heat and Mass Transfer 44 (2001) 3553-3563
- 108- Thermal performance analysis on a two composite material honeycomb heat regenerators used for HiTAC burners
Nabil Rafidi, Włodzimierz Blasiak
Applied Thermal Engineering 25 (2005) 2966-2982

109- Thermodynamics aspects and heat transfer characteristics of HiTAC furnaces with regenerators

Nabil Elias Rafidi

Doctoral Dissertation, Royal Institute of Technology, Sweden, Dec. 2005, ISBN 91-7178-223-0

110- Flameless combustion and application for gas turbine engines in the aerospace industry

Nicholas R. Overman

MSc thesis, 2006

University of Cincinnati

De combustión con oxígeno y tecnologías de captura de CO₂.

111- A novel process integration, optimization and design approach for large-scale implementation of oxy-fired coal power plants with CO₂ capture

Kourush E. Zangane, Ahmed Shafeen

International Journal of Greenhouse Gas Control, 1 (2007) 47-54

112- Climate change research analysis

Charles Labee, Nathaniel Law, Ryan Shevlin

Bachelor of Science Thesis

Worcester Polytechnic Institute, December 14, 2007

113- O₂ Capture and storage

Closing the knowing- doing gap

R. Steenveldt, B. Berger and T. A. Torp

Transactions of the Institution of Chemical Engineers, part A, Chemical Engineering Research and Design, 2006, 84 (A9):739-763

114- CO₂ capture technologies and opportunities in Canada

“Strawman document for CO₂ capture and storage (CC&S) technology roadmap”

Murlidhar Gupta, Irene Coyle and Kelly Thambimuthu

CANMET Energy Technology Centre Natural resources Canada

1ST Canadian CC&S Technology Roadmap Workshop, 18-19 September 2003, Calgary, Alberta, Canada

115- CO₂ capture with MEA: integrating the absorption process and steam cycle of an existing coal-fired power plant

Coling F. Alie

Master Thesis

Waterloo, Ontario, Canada, 2004

116- Combustion characteristics of coal in a mixture of oxygen and recycled flue gas

Yewen Tan, Eric Croiset, Mark A. Douglass, Kelly V. Thambimuthu

CANMET energy technology centre, Ottawa, Natural resources Canada, 1 Haanel drive, Ottawa, Ontario, Canada K1A1M1

Fuel, Vol. 85 (2006) 507-512

- 117- Combustion processes for carbon capture
Terry F. Wall
Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 31-47
- 118- Design toward integration of CO₂ capture and fuel conversion technologies for a 500 MWe coal-based power plant
Final report by CO₂ capture group
EGEE 580
Lu-Ming Chen, Vasudha Dhar, Jiahua Guo, Meredith Hill, Hyun Jae Kim, Onur Mustafaoglu, Nari Soundarrajan, Ram Sundararaman
May 1, 2006
- 119- Energy and environmental benefits of oxy-fuel combustion
Maynard G. Ding and Zhihoyu
Praxair INC., USA
Proceedings of the International Conference on Energy and Environment, Shanghai, China, May 1995
Edited by Zhihang Chen, East China University of Technology
T. Nejat Veziroglu, University of Miami
D. A. Reay, Heriot-Watt University
- 120- Experimental study of air dilution in oxy-liquid fuel flames
Francise Lacas, Bertrand Leroux, Nasser Darabiha
Proceedings of the Combustion Institute 30 (2005) 2037-2045
- 121- Flame and radiation characteristics of gas-fired O₂/CO₂ combustion
Klas Anderson, Filip Johnsson
Fuel 86 (2007) 656-668
- 122- Heat transfer of an oxy-fuel flame to a quartz plate and the role of surface chemistry
M. F. G. Cremers, M. J. Remie, K. R. A. M. Screel and L. P. H. de Goey
Section Combustion technology department of mechanical engineering, Eindhoven University of Technology, The Netherlands
- 123- Implication of CO₂ capture technologies options in electricity generation in Korea
Seungmoon Lee, Jin-Won Park, Ho-Jun Song, Sanjeev Maken and Tom Filburn
Energy Policy 36 (2008) 326-334
- 124- Inducing the international diffusion of carbon capture and storage technologies in the power sector
Daniel Valentine, MSc Thesis
Wuppertal Institute for Climate, Environment and Energy, No.162, April 2007, ISSN 0949-5266
- 125- Modeling of oxy-fuel combustion for a western Canadian sub-bituminous coal
Eddy H. CHui, Mark Douglas, Yewan Tan
CANMET Energy Technology Centre, Natural Resources Canada.
Fuel, Vol. 82 (2003) 1201-1210

126- NO reduction in 0.03-0.2 MW oxy-fuel combustor using flue gas recirculation technology

Ho Keun Kim, Yongmo KIM, Sang Min Lee, Kook Young Ahn.

Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 3377-3384

127- Numerical investigation of oxy-coal combustion to evaluate burner and combustor design concepts

E. H. Chui, A. J. Majeski, M. A. Douglas, Y. Tan, K. V. Thambimuthu

CANMET Energy Technology Centre, Natural Resources Canada

Energy, Vol. 29 (2004) 1285-1296

128- Oxyfuel boiler design in a lignite fired power plant

E. Kakaras, A. Koumanakos, A. Doukelis, D. Ggiannakopoulus, I. Vorrias

Fuel 86 (2007) 2144-2150

129- Oxy-fuel combustion technology for coal-fired power generation

B.J. P. Buhre, L. K. Elliot, C. D. Sheng, R. P. Gupta, T. F. Wall

Progress in Energy and Combustion Science 31 (2005) 283-307

130- Oxygen-enhanced/natural gas flame radiation

Charles E. Baukal and Benjamin Gebhart

International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No.11, pp. 2539-2547, 1997

131- Performance and costs of power plants with capture and storage of CO₂

John Davison

Energy 32 (2007) 1163-1176

132- Process design and energy requirements for the capture of carbon dioxide from air

Renato Baciocchi, Giuseppe Storti, Marco Mazzotti

Chemical Engineering Processing 45 (2006) 1047-1058

133- Second law comparison of oxy-fuel combustion and post-combustion carbon dioxide separation

Adam P. Simpson, A. J. Simon

Energy Conversion and Management 48 (2007) 3034-3045

134- Short term opportunities for decreasing CO₂ emissions from the steel industry

Joachim Von Schéele

LINDE AG, Gas Division

SE-1881 Lidingö, Sweden (April 2007).

Joachim.von.scheele@linde-gas.com

135- Simulation of flameless combustion of natural gas in a laboratory scale furnace

Sébastien Murer, Barbara Pesenti, Paul Lybaert.

Turkish Journal of Engineering and Environment Science 30 (2006) 135-143

136- Techno-economic modeling of CO₂ Capture systems for Australian industrial sources

Min T. Ho

Doctoral Thesis

School of Chemical Sciences and Engineering

The University of New South Wales, February 2007

137- The flameless oxidation mode: an efficient combustion device leading also to very low NO_x emission levels

Franck Delacroix.

ADEME (French Agency for Energy and Environment Management), 2003

138- Two novel oxy-fuel power cycles integrated with natural gas reforming and CO₂ capture

Na Zhang and Noam Lior

Energy 33 (2008) 340-351

139- Development of high temperature air and oxy-fuel combustion technologies for minimized CO₂ and NO_x emissions in industrial heating

Narayanan Krishnamurthy, Wlodzimierz Blasiak, Anders Lugnet.

The Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment” (SEE), 1-3 December 2004, Hua Hin, Thailand

140- The energetic of carbon dioxide capture in power plants

Gerold Göttlicher

U. S. department of energy

Office of fossil energy

National energy technology laboratory

February 2004

141- Carbon sequestration

State of the science

U. S. department of energy

Office of science

Office of fossil energy

February 1999

142- Annealing and pickling lines: benefits from advanced combustion systems

Volker Burhardt, Roth Werner, Hans Tibbenham and Joachim Wüning

WS wärme prozesstechnik GmbH and Engineering thermal systems

143- NO_x production and heat transfer from a self-regenerative flameless oxidation burner

B. Pesenti, P. Evrard, O. Sorriau and P. Lybaert

Faculté Polytechnique de Mons, Thermal engineering and combustion laboratory, Mons, Belgium

144- Working Document of the NPC Global Oil & Gas Study
Made available July 18, 2007
Topic Paper # 4
Electric Generation efficiency

De regeneradores y transferencia de calor en general.

145- Design of long heat regenerators by use of the dispersion model
Octave Levenspiel
Chemical Eng. Sci., vol.38, pags. 2035-2045, 1983

146- Quick design and evaluation of heat regenerators
Dudokovic Milorad P. and Ramachandra P. A.
Chem. Eng. 92, pags. 63-72, Junio 1985

147- Radiant heat transfer between concentric cylinders
Ralph Greif and Gean P. Clapper
Appl. Sci. Res., sect. A, Vol. 15, pags. 469-474, 1966

148- Thermal energy storage and regeneration
Frank W. Schmidt and A. J. Wilmott
Hemisphere Publishing Corporation

149- Principles of heat transfer in porous media
Kaviany
Editorial Springer

150- Operation of counter flow regenerators
Dragutinovic and Baclic
Computational mechanics publications

151- Compact heat exchangers
Shah, Krauss and Metzger
Hemisphere Publishing Corporation

152- Unit operations
George Brown and associates
John Wiley and Sons, 1964

153- Heat exchanger design
Arthur P. Fraas
John Wiley and Sons, second edition

154- Principles of heat transfer
Kreith and Bohn
Harper International Edition

155- Process heat transfer
Hewitt, Shires and Bott
CRC Press, 1994

- 156- Fundamentos de transferencia de calor
Jaime Cervantes de Gortari
UNAM-Fondo de Cultura Económica, 1999
- 157- Utilization of reject heat
Mitchell Olszewski
Energy, power and environment series, 1980
- 158- Waste energy utilization technology
Yen-Hsiung Kiang
Energy, power and environment series, 1981
- 159- Handbook of energy efficiency
Kreith and West
CRC press, 1997
- 160- Chemical engineers handbook
Perry
Sixth edition, Mc Graw Hill, 1984
- 161- Industrial furnaces
Trinks and Mawhinney
Volume I, Fifth Edition, 1961
John Wiley and sons
- 162- Thermal radiation heat transfer
Siegel and Howell
International student edition, 1972
Mc Graw Hill-Kogakusha
- 163- Extended surface heat transfer
Kern and Krauss
Mc Graw Hill, 1972
- 164- Transferencia de calor
J. P. Holman
Cía. Editorial Continental, 1980
- 165- Transmisión de calor
Isachenko, Osipova y Sukomel
Marcombo Boixareau Editores, 1979
- 166- Transferencia de calor
José Angel Manrique Valadez
Edición 2002
Oxford university press-alfaomega

167- A heat transfer book
John H. Lienhard IV & John H. Lienhard V
Third edition (2008)
Phlogiston Press
Cambridge, Massachusetts.

168- Order and chaos
Stanley Angrist and Loren Hepler
Basic Books, Inc. publishers (1967)

169- Termodinámica
José Angel Manrique Valadez
3a. edición (2005)
Oxford university press- alfaomega

170- Heat transfer in industrial combustion
Charles E. Baukal, JR.
CRC Press LLC (2000)

15- Nomenclatura

A	Área expuesta de la superficie fría receptora de calor (m ²)
A _c	Área transversal del regenerador sin empaque, aguas arriba (m ²)
A _{c p}	Área de superficie fría plana equivalente a la superficie receptora de la radiación (m ²)
A _R	Área de la superficie efectiva refractaria (m ²)
A _{t f}	Área del ducto transversal al flujo (m ²)
B	Exergía (kW)
B ^o	Exergía específica (kJ/kmol)
B _d	Exergía destruida = B _{entrada} – B _{salida} (kW)
B _q	Exergía del calor producto = q _p (1- T _o /T _d) (kW)
C	Calor específico promedio del fluido en el regenerador de calor (J/kg K)
C _p	Calor específico a presión constante (J/kg K)
C _s	Calor específico de sólidos del lecho del regenerador (J/kg K)
d _c	Diámetro del regenerador de calor cilíndrico (m)
d _p	Diámetro de las partículas del lecho del regenerador de calor (m)
D _e	Diámetro equivalente de conducto = 4 A _{t f} / perímetro húmedo (m)
D _i	Diámetro interno de ducto (m).
f	Factor fricción de flujo en ductos = f _s (Re, K _s /D _i)
F	Factor de intercambio de calor por radiación considerando geometría y emisividades de los cuerpos (no negros) caliente y frío = f ₁ (ε _G , A _R /α * A _{c p}) (adimensional)
F _c	Factor de corrección por superposición espectral = f ₄ (P _{CO2} /Σ P _i , Σ P _i *L ₁) (adimensional)
G	Masa-velocidad del fluido en el ducto (kg/m ² s)
G _o	Masa- velocidad del fluido en el lecho del regenerador de calor sin partículas, aguas arriba (kg/m ² s)

h	Coeficiente pelicular de transmisión de calor en la interfase fluido-sólido del regenerador de calor ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
h_c	Coeficiente pelicular de transmisión de calor por convección del medio gaseoso, basado en área externa del receptor de calor ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
h_s	Coeficiente pelicular de transmisión de calor por convección del receptor isotérmico de calor, basado en su área externa ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
H	Entalpía (kW).
H°	Entalpía específica (kJ/kmol)
ITD	Diferencia de temperaturas iniciales de los fluidos en el regenerador de calor (K)
k	Conductividad térmica promedio de gases (W/m K)
k_s	Conductividad térmica promedio de sólidos en el regenerador de calor (W/m K)
K_p	Constante de equilibrio químico de la reacción en función de las presiones parciales de los gases presentes.
K_s	Rugosidad de ducto o tubería (mm)
L	Longitud del regenerador de calor (m)
L_1	Longitud media del haz radiante de efluentes gaseosos (m)
L_2	Longitud del ducto (m)
m	Flujo másico promedio de fluidos a través del regenerador de calor (kg/s)
m_a	Flujo másico de aire (kg/s)
m_c	Flujo másico de combustible (kg/s)
m_g	Flujo másico de gases efluentes = $m_a + m_c$ (kg/s)
m_o	Flujo másico de oxígeno (kg/s)
m_r	Flujo másico de gases efluentes recirculados al sistema de combustión (kg/s)
m_1	Flujo másico de gases a la cámara de combustión = $m_g + m_r$ (kg/s)
M	Número de desviaciones estándar del frente en avance de temperatura de los sólidos del regenerador de calor = t_c / σ (adimensional)
NTU	Número de unidades de transferencia en el regenerador de calor (adimensional)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)

P	Parámetro de eficiencia en regenerador = $(t_c - t_a) / (2 \sigma_a)$ (adimensional)
P_i	Presión parcial del gas i = fracción molar i * presión total (atm)
P_o	Presión de referencia del ambiente = 1 atmósfera
PM	Peso molecular del fluido (kg/kmol)
ppmv	Partes por millón en volumen (-)
Pr	Número de Prandtl = $C_p * \mu / k$ (adimensional)
Q	Parámetro de eficiencia en regenerador = t_a / σ_a (adimensional)
Q_c	Calor de convección (W)
Q_{cr}	Calor de convección en la sección de radiación (W)
Q_R	Calor intercambiado en el ciclo del regenerador = $H_{aT2} * 1000$ (W)
Q_r	calor de radiación (W)
q_b	Flujo de calor radiante de un cuerpo negro = $5.67 * 10^{-8} T^4$ (W/m ²)
q_{CO2}	Flujo de calor radiante del CO ₂ = $f_2 (L_1 * P_{CO2}, T)$ (W/m ²)
q_{H2O}	Flujo de calor radiante del H ₂ O = $f_3 (L_1 * P_{H2O}, T)$ (W/m ²)
q_p	Calor producto o calor aprovechado en el proceso de combustión (kW)
R	Constante universal de los gases = 8.314 (kJ/kmol K)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
R_R	Parámetro de eficiencia en ciclo del regenerador = t_c / t_a (adimensional)
T	Temperatura promedio de entradas y salidas de ambos fluidos en el regenerador de calor (K)
T_1	Temperatura adiabática de los gases en la cámara de combustión (K)
T_2	Temperatura de los gases después del proceso de ceder el calor producto (K)
T_d	Temperatura a la que se descarga del sistema el calor producto (K)
T_{fa}	Temperatura del aire precalentado en el regenerador (K)
T_{fg}	Temperatura de los gases efluentes arrojados a la atmósfera (K)
T_{fo}	Temperatura del oxígeno precalentado en el regenerador (K)

T_G	Temperatura promedio de los gases considerando un buen grado de turbulencia (K)
T_o	Temperatura de referencia del ambiente = 298 K
T_S	Temperatura de salida de la superficie fría receptora del calor (K)
t_a	Tiempo de alternancia de los flujos de gases calientes y de oxidante frío (s)
t_c	Tiempo necesario para calentar o enfriar todos los sólidos del regenerador (s)
U_c	Coficiente total de transmisión de calor por convección basado en área externa del receptor de calor = $(h_c * h_s) / (h_c + h_s)$ (W/m ² K)
U_s	Coficiente total de transmisión de calor = $\Sigma (U \Delta T) / \Delta T_{\text{sistema}}$ (W/m ² K)
V	Velocidad del fluido (m/s)
W_s	Masa de los sólidos en el regenerador (kg)

Letras griegas:

α	Factor de efectividad por el cual la superficie fría plana equivalente debe multiplicarse para obtener la superficie fría efectiva (adimensional)
ε	Fracción hueca del regenerador = volumen hueco / volumen del lecho = 0.4 (adimensional)
ε_G	Emisividad de gases = $[(q_{CO_2} + q_{H_2O})_{TG} - (q_{CO_2} + q_{H_2O})_{TS}] * F_c / (q_b_{TG} - q_b_{TS})$ (adimensional)
η	Eficiencia (adimensional)
σ	Desviación estándar del frente de temperatura que avanza en los sólidos, correspondiente a la integral de la función de distribución de Gauss = t_c / M (s)
σ_a	Desviación estándar del frente de temperatura de sólidos, correspondiente al tiempo de alternancia = $\sigma (t_a / t_c)^{1/2} = \sigma / (R_R)^{1/2}$ (s)
σ_B	Constante de radiación de Stephan Boltzmann = $5.67 * 10^{-8}$ W/ (m ² K ⁴)
μ	Viscosidad promedio del fluido (kg/m s)
ρ	Densidad promedio del fluido (kg/m ³)
ρ_s	Densidad promedio del material del lecho del regenerador(kg/m ³)
ΔP	Caída de presión promedio del fluido (Pa)
ΔT	Cambio de temperatura promedio del fluido en el regenerador = $\eta * ITD$ (K)

$\Delta T_{\text{sistema}}$ Diferencia de temperatura para el sistema de combustión = (temperatura promedio de gases– 550) (K)

Subíndices:

a	Aire
c	Combustible
f	Final
g	Gases
i	Componente de una mezcla
o	Oxígeno
P	Presión
s	Sólido
T	Temperatura (T_{fg} , T_{fa} , T_{fo} , T_1 , T_2 , T_G , T_S)