

Consideraciones sobre una cámara de combustión experimental de 400 kW

J. A. Cabrera Rodríguez, J. A. Barroso Estébanez, H. Pérez García

Departamento de Energía y Transporte.
Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad de Matanzas.
Km 3.5 Autopista a Varadero, Matanzas.
Teléfono: 61432 FAX: 53-52 53101
E-mail: barroso@cdict.umtz.edu.cu

(Recibido el 21 de octubre de 1999, aceptado el 14 de abril del 2000)

Resumen

El trabajo aborda el diseño térmico y constructivo de la cámara de combustión de un combustor experimental para la simulación de procesos reales de combustión. Se analizan distintas variantes constructivas y se valora su influencia en el comportamiento del horno, su estabilidad térmica y los gastos energéticos incurridos durante su funcionamiento.

Palabras claves: Cámara de combustión, diseño, combustor.

1. Introducción

La situación económica y la afectación de los suministros de petróleo han obligado a utilizar cada vez más el crudo nacional en Cuba. Muchos trabajos se han desarrollado a escala industrial para aumentar la eficiencia en la combustión del crudo y buscar soluciones que minimicen los efectos adversos que su combustión provoca, debido a su alto contenido de azufre, ceniza y a su elevada viscosidad.

El costo de las investigaciones de combustión se reduce enormemente cuando las mismas se realizan en instalaciones semi-industriales capaces de simular las condiciones reales. El Centro de Estudios de Combustión y Energía de la Universidad de Matanzas se encuentra trabajando en el diseño y construcción de una planta piloto con un combustor que permita estudiar y profundizar las características de la combustión de los crudos cubanos.

La instalación propuesta está compuesta por la cámara de combustión y los sistemas de enfriamiento, de suministro de aire y combustible, de extracción de gases, de ignición y de regulación y control.

El objetivo del presente trabajo es analizar diferentes variantes de cámaras de combustión que permitan realizar pruebas de combustión en caliente con petróleos crudos pesados, garantizando la simulación del proceso que ocurre en las instalaciones industriales.

2. Diseño de la cámara de combustión

La primera interrogante a resolver para poder iniciar el diseño fue la orientación de la cámara. En varios artículos publicados [1, 2, 4, 5, 8, 9] se analizan las pruebas realizadas en combustores experimentales y en todos ellos la cámara se encuentra verticalmente orientada y funciona en régimen estacionario. Ballester [1] plantea que la cámara cilíndrica con el eje de simetría orientado verticalmente y flujo descendente presenta las ventajas de una mejor simetría de revolución (que simplifica la interpretación de los resultados y facilita su aplicación a la validación de modelos matemáticos), la no influencia de la convección natural en la simetría de flujo y la facilidad de la recolección de inquemados y ceniza. Atendiendo a estas ventajas es que se decide colocar la cámara en sentido vertical.

Se decide que el valor máximo de potencia de la cámara sea de 400 kW, para poder simular las condiciones de diferentes tipos de quemadores.

Para garantizar el régimen estacionario y la regulación de la temperatura de pared a lo largo del horno; éste se conforma por segmentos cilíndricos refrigerados con agua de forma independiente, con una capa interior de cemento refractario que soporta hasta 1600 °C y permite mantener temperaturas de pared elevadas en la zona de la llama. Cada segmento cuenta con facilidades (ventanas) para la introducción de sondas de medición o

para la realización de pruebas con técnicas de recombustión, recirculación de gases y inyección de agua entre otras.

El cálculo térmico se realiza en cada anillo de forma independiente debido a las características del sistema de refrigeración, partiendo de la carga térmica volumétrica del combustor.

El calor absorbido en el horno se calcula por:

$$q_r = \frac{A_{LL} / A_{ph}}{\frac{1}{e_{LL}} + \frac{A_{LL}}{A_{ph}} \left(\frac{1}{Ep} - 1 \right)} (E_{LL} - Ep) \quad (kW/m^2) \quad (2)$$

Siendo A_{LL} y A_{ph} las áreas de la llama y de las paredes del horno (se considera $A_{LL} / A_{ph} = 0.9$) y e_{LL} el grado de negrura de la llama.

Realizando un balance de energía en el horno se obtiene que una parte del calor transferido lo absorbe el agua de enfriamiento y la otra se pierde al exterior por las paredes del horno, lo cual hace necesaria la resolución conjunta de las ecuaciones involucradas.

La transferencia de calor por conducción a través del cemento refractario y la pared de acero interior es función de las relaciones de diámetros y los coeficientes de conductividad térmica.

Para el cálculo de la convección entre la pared de acero y el agua es necesario el cálculo del coeficiente de traspaso de calor, que para flujo turbulento en canales anulares de sección no redonda según [6] cuando $Prf > 0.7$, se puede hallar por:

$$Qr = (Qh - Ihs) \cdot B \quad (kW) \quad (1)$$

Donde:

Qr : Calor absorbido en el horno o calor útil radiado, kW.

Ihs : Entalpía de los gases a la temperatura de salida en kJ/kg.

$$Nuf = 0,021 Re f^{0,8} \cdot Pr f^{0,43} \left(\frac{Pr f}{Pr p} \right)^{0,25} \cdot el \quad (3)$$

Donde:

Ref : Número de Reynold del fluido.

Prf , Prp : Número de Prandtl del fluido y la pared respectivamente.

el : Corrección para el tramo inicial.

De forma similar se plantean las ecuaciones de transferencia de calor para el cálculo del calor perdido a través de la pared exterior.

La solución de todas las ecuaciones permite conocer el perfil de temperatura de los gases, de la pared del horno y el gasto de agua de enfriamiento en cada anillo.

Los resultados fundamentales obtenidos para cinco de los diez segmentos de la cámara aparecen en la Tabla I.

Tabla I. Resultados fundamentales del cálculo térmico de la cámara.

Segmentos	I	III	V	VII	X
Temp. Adiab. Ta (oC)	1817	1648	1498	1382	1251
Temp. gases salida anillos Ths	1730	1570	1430	1336	1211
Temp. pared interior (°C) Tp	1534	1396,6	1259	1145	1021
Temp. exterior de la envoltura interior (°C) Tp3	40,6	40,46	40,31	41,01	40,94
Temp. de salida del agua T2(°C)	40	40,03	40,04	40,04	40,05
Flujo de agua Ga kg/h	1960	1721,9	1496	999,2	858,7
Calor Útil Radiado (kW) Qr	22,8	20,08	17,46	11,68	10,04
Calor radiado kW/m² qr	29,67	26,08	22,67	20,5	17,69
Velocidad de los gases (m/s) wg	2,33	2,14	1,98	3,44	3,17
Grado de negrura de la llama (eLL)	0,292	0,405	0,433	0,39	0,416

Analizando los valores tabulados se observa un incremento de la velocidad de los gases en los anillos inferiores (VI-X), motivada por la disminución de la sección de flujo que ejerce una influencia superior que el enfriamiento de los gases. Igualmente los calores útiles radiados disminuyen producto de la disminución

del área superficial; lo que hace que los gastos de agua de enfriamiento sean considerablemente menores. Sin embargo, en el calor radiado por metro cuadrado de superficie (kW/m²), aunque su tendencia general es decreciente producto de la disminución de temperatura, no existe un cambio de consideración al disminuir la

sección transversal, sino que su comportamiento se mantiene a lo largo de todo el horno.

Si se analizan las diferencias de temperatura entre la media de los gases en cada anillo y la temperatura media de pared correspondiente, se observa que en los cinco primeros segmentos, el valor medio de esta diferencia es de 208 °C y en las restantes 212 °C. Esto es muy importante ya que permite que las condiciones de intercambio de calor entre la llama y la pared se mantengan a lo largo de toda la cámara, al igual que el grado de negrura de la llama que debe mantenerse prácticamente constante.

Para comprobar si se pueden lograr características similares a las anteriores con otras disposiciones geométricas se analizan 4 variantes de cámara de combustión:

1. Sin sistema de enfriamiento por agua.
2. Con un espesor de refractario en los anillos inferiores de 52 mm.
3. Con diámetro interior uniforme de 766 mm.

4. Sin refractario en los segmentos inferiores y con diámetro interior uniforme.

Después de simular las diferentes variantes se analizan los resultados en comparación con la variante inicial a la que se le denominará patrón.

Variante 1. La carencia de un sistema de enfriamiento por agua provoca temperaturas superficiales externas del horno (tp_3) considerablemente altas que imposibilitan el trabajo de experimentación. Se debe señalar que la carencia de enfriamiento exterior motiva un aumento de la temperatura de pared (tp), lo que produce una disminución del calor útil radiado producto del intercambio de calor por radiación entre la pared y la llama.

Variante 2. Se analiza la influencia de la disminución del espesor de refractario en los últimos anillos (VI al X), en este caso 52 mm para un diámetro interior de la cámara de 605 mm. Los resultados más importantes aparecen en la Tabla II.

Tabla II. Cámara con anillos inferiores con diámetro interior 605 mm.

Parámetros	VI	VII	VIII	IX	X
Th_s (°C)	1364	1302	1244	1190,7	1140
Tp (°C)	1156	1093	1035	980,3	928,4
Ga (kg/hr)	1448,7	1346,29	1252,2	1165,6	1085,9
Qr (kW)	16,9	15,71	14,61	13,61	12,68
qr (kW/m ²)	27,78	25,83	24,03	22,38	20,85
wg m/s	3,05	2,94	2,83	2,73	2,63
eLL	0,401	0,412	0,423	0,43	0,44

Se observa que al disminuir el espesor de refractario en estos anillos aumenta el calor radiado total, por lo cual la cantidad de agua necesaria para el enfriamiento crece en casi 1500 kg/h en comparación con la variante patrón. Lo más significativo es que las diferencias entre la temperatura media de los gases y la media de la pared en esta variante, presentan un valor promedio en los anillos que se analizan de 239 °C, que difiere del existente en los anillos superiores (208 °C), empeorando las condiciones estables de intercambio de calor en esta variante. Lo anterior, unido al incremento de los gastos

energéticos por bombeo, hacen que esta variante no sea factible.

Variante 3. Esta se analiza por la facilidad constructiva que tiene una cámara con diámetro uniforme a lo largo de toda su altura, tanto interior como exteriormente. Para los cálculos se toman las dimensiones de los anillos superiores como los del combustor en su totalidad. Los resultados fundamentales para los anillos inferiores que son los modificados (VI al X) se muestran en la Tabla III

Tabla III. Cámara uniforme con diámetro interior 766 mm.

Parámetros	VI	VII	VIII	IX	X
Th_s (°C)	1366,4	1306,6	2350,4	1197,6	1147,7
Tp (°C)	1195,5	1136,2	1080	1027	977
Ga (kg./h)	1395,6	1304	1219,7	1141,6	1069,3
Qr (kW)	16,29	15,23	14,25	13,34	12,5
qr (kW/m ²)	21,16	19,78	18,5	17,33	16,24
wg (w/s)	1,9	1,84	1,77	1,71	1,65
eLL	0,44	0,456	0,466	0,475	0,484

Como se observa, al aumentar el área interior superficial de los anillos el calor radiado total aumenta en comparación con la variante patrón, aunque el calor por metro cuadrado no presenta variaciones de consideración. Esto hace que la temperatura de los gases y de la pared sean ligeramente menores y que los gastos de agua en estos anillos aumente en casi 1368 kg/h; lo que incrementa el consumo energético de la instalación. Por su parte el grado de negrura de la llama crece a lo largo de la cámara en la medida que la temperatura va decreciendo. Las diferencias de temperaturas medias de gases y pared en estas condiciones tienen un valor medio de 198,5 °C en los anillos inferiores, lo que garantiza la no existencia de diferencias significativas con los anillos superiores.

Aunque esta variante posee ventajas constructivas y mantiene condiciones de funcionamiento estables sus gastos de energía y agua son superiores.

Variante 4. Esta variante consiste en retirar el espesor de refractario de los anillos inferiores y que el diámetro interior de toda la cámara sea 766 mm. Los resultados principales obtenidos para los anillos VI y X aparecen en la Tabla IV.

Tabla IV. Cámara con anillos inferiores sin aislamiento.

	VI	X
T_a (°C)	1430	732
Th_s (°C)	1143,8	718,3
Q_r (kW)	72,61	15,19
q_r (kW/m²)	94,29	19,72
G_a (kg./h)	6246,2	1300,4

Solamente se presentan los resultados para el primero y último anillo de los inferiores, donde tp_2 es la temperatura de pared interior y puede observarse como la diferencia entre ésta y la de los gases (Th_s) es elevada, lo que hace que las condiciones de intercambio de calor no se mantengan uniformes en la cámara. Igualmente, el calor radiado útil crece considerablemente, motivando por una parte, grandes gastos de agua para enfriamiento y, por otra, que la temperatura de los gases en los últimos anillos decrezca considerablemente. Estos aspectos que se analizan no favorecen un adecuado régimen térmico e incrementan los gastos energéticos.

Una vez realizado el diseño y estudio de las variantes constructivas de la cámara de combustión queda demostrado que la geometría del horno influye en los parámetros de explotación, por lo que se hace imprescindible lograr una geometría que garantice la simulación de los procesos reales sin incrementar los gastos energéticos.

2.Conclusiones

Se pudo simular el comportamiento de la cámara de combustión concluyendo que:

1. La variante patrón diseñada permite obtener los mejores resultados de estabilidad del horno y uniformidad térmica necesarios para las investigaciones a realizar.
2. No es factible construir la Variante 1 por las altas temperaturas de pared que se obtienen.
3. Las Variantes 2 y 4 no garantizan una estabilidad térmica en la cámara y producen un incremento considerable del consumo de agua y de energía para los anillos inferiores.
4. La Variante 3 mantiene condiciones térmicas en el horno favorables y es más sencilla constructivamente; pero los gastos energéticos y de montaje son mayores.

3.Bibliografía

1. Ballester Castañer, Javier. Estudio experimental de la influencia de las características del spray sobre la combustión de fuel oil pesado. Tesis doctoral. Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza. España. Junio 1992.
2. Barreiros, A and others "Prediction of the near burner region and measurements of NO_x and particles emissions in heavy fuel oil spray flames". *Combustion and Flames*. The Combustion Institute, 1993.
3. Cabrera, J. Cámara de combustión para un combustor experimental. Tesis de Master. Universidad de Matanzas, 1997.
4. Chen, S. L and others. "Bench and pilot scale process evaluation of reburning for in furnace NO_x reduction". *21 Symposium International on Combustion*. The Comb. Institute. 1986.
5. Janota, M. S et al. "Soot and gaseous pollutant formation in a burning fuel spray in relation to pressure and air/fuel ratio" *Journal of the Institute of fuel*. March 1977.
6. Krasnoschiokov, E.A. y A.S. Sukomiel. Problemas de Termotransferencia. Editorial Mir. 327 pág. Moscú, 1977.
7. Lockwood, F. C. Conferencias impartidas en el LITEC. Zaragoza, 1989.
8. Masayoshi, Sadakota and Yasuo Hirose. "Scaling law for pollutant emission from a combustion furnace. Fuel Vol. 73 No 8. 1994.
9. Turns, Stephen R. "Understanding NO_x formation in non-premixed flames: Experiments and modeling" *Combustion Science*. Vol. 21. 1995.

Considerations on a 400 kW experimental combustor.

Abstract

The work approaches the thermal and mechanical design of a combustion chamber of an experimental combustor for the simulation of real combustion process. Different designs are analyzed and their influence is valued in the behavior of the furnace, thermal stability and cost incurred during their operation.

Key words: Combustor, furnace design, thermal design .

III Encuentro de Ingeniería de Materiales



Septiembre 12 – 15, 2000, La Habana, Cuba

TEMAS PRINCIPALES

Metalografía y Tratamiento Térmico, Tribología, Materiales Compuestos, Biomateriales, Materiales para la Electrónica, Cerámicas y Polímeros, Mecánica de la Fractura, Metalurgia, Maquinado, Metrología, Soldadura, Economía en la Fabricación, Conformación, Maquinas de Control Numérico

Para enviar trabajos o solicitar información adicional

Comité Organizador CCIM'2000
Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría*
Facultad de Ingeniería Mecánica
Calle 127 s/n, CUJAE, Marianao 15, Ciudad de La Habana, Cuba
Teléfono: (537) 20 2267 Fax: (537) 27 1208
E-mail: ccim@mecanica.ispjae.edu.cu
tcm@mecanica.ispjae.edu.cu