

ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE FLUJO EN CÁMARA DE COMBUSTIÓN PARA APLICACIONES EN MICROTURBINAS DE GAS

L. Mixquititla-Casbis^a, J.C. García Castrejón^a, F. Z. Sierra Espinosa^a, A. Valera-Medina^b

^a Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM), Av. Universidad 1001, Cuernavaca, Morelos, CP 62209, MÉXICO, luis.mixquititla@uaem.mx

^b Cardiff School of Engineering, Cardiff University, Queen's Buildings, Cardiff, CF24 3AA, UK.

Resumen

En la última década una parte importante de la investigación se ha orientado al desarrollo de nuevas tecnologías a base de energías no convencionales, debido a la excesiva demanda de energía proveniente de combustibles fósiles y su alto impacto en el cambio climático. Por lo anterior diferentes grupos de investigación se han concentrado en el desarrollo de nuevos biocombustibles. Tal es el caso del estudio del biogás generado en los rellenos sanitarios, que debido a su porcentaje de concentración de metano, tiene un potencial suficiente para la generación de energía a través de microturbinas de gas. Estos equipos son una alternativa tecnológica a los motores de cogeneración por su bajo consumo de combustible y reducido costo. El presente estudio numérico sobre el campo de flujo muestra un nuevo diseño de una cámara de combustión que se ajusta a las condiciones de operación de una microturbina de biogás de 29kW, utilizando metano como gas combustible. El estudio se realizó mediante dinámica de fluidos computacionales a través de un software comercial Fluent, para la combustión de una mezcla de metano-aire en estado pobre con $\phi < 1$. Los resultados muestran que es posible obtener una distribución de temperaturas adecuada, manteniendo el control de la flama, sin afectar la integridad de la MTG, y al mismo tiempo logrando una baja producción de emisiones contaminantes por NOx.

Introducción

En la actualidad tanto la gestión como el uso de los combustibles no renovables representan una presión constante para mejorar la eficiencia energética de los sistemas que usan combustibles fósiles. Con el objetivo de satisfacer la creciente demanda energética y reducir el impacto en el cambio climático se ha propiciado el desarrollo de nuevas tecnologías basadas en fuentes no convencionales de energía. Una propuesta son los combustibles alternos como el biogás generado en los rellenos sanitarios. De acuerdo con estudios realizados por Aguilar-Virgen *et al* [1] se ha registrado una producción promedio de 73.645 m³/hr de metano en algunos vertederos en el norte de México. Otros autores como Díaz *et al* [2] hablan de una recuperación de hasta un 65% del metano generado en vertederos del Estado de México. Como resultado, se han propuesto las microturbinas de gas (MTG) como tecnología alterna para la generación de energía, por su bajo consumo de combustible para aprovechar ese recurso [3, 4].

Tomando en cuenta el papel que desempeña una MTG en la producción de energía. La cámara de combustión (CC) es un factor importante puesto que es donde se lleva a cabo la transformación de la energía del combustible en energía cinética. Además es aquí donde se tiene control de la temperatura y la producción de gases contaminantes. De modo que el diseño de una CC implica conocer el comportamiento del flujo de los gases y su combustión. Sin embargo el comportamiento de la combustión es afectado directamente por el tamaño y forma de la geometría junto con las condiciones presentes en el ambiente, particularizando cada estudio [5, 6, 7].

Los sistemas de combustión estabilizados por arremolinamiento son ampliamente usados para mejorar las características en la combustión. Mediante la formación de zonas de recirculación se han logrado mejorar: la estabilidad de flama, la velocidad de reacción, y la baja producción de emisiones [8]. De

acuerdo con Mafra *et al* [9] un adecuado arremolinamiento permite reducir en gran forma las emisiones de NOx. Otros estudios muestran que la combustión de mezcla pobre en estos sistemas da lugar para reducir el impacto de NOx, así como aumentar el control de las temperaturas desarrolladas en el interior de la CC [1, 11, 12]. Sin embargo, también se ha reportado la existencia de grandes estructuras coherentes que pueden causar la inestabilidad del fenómeno, Velera-Medina *et al* [10].

Una herramienta útil en esta aplicación es la dinámica de fluidos computacionales (CFD), que permite simular y predecir el fenómeno de la combustión. A través de CFD se puede obtener un entendimiento más amplio de la CC [13]. En este trabajo se presentan los resultados del cálculo numérico de la combustión en estado estacionario mediante CFD a través del software FLUENT, en un nuevo diseño de cámara de combustión estabilizado por arremolinamiento. El estudio se realizó variando la relación de equivalencia $\phi=1$ y $\phi<1$, la cual se define como una relación de la mezcla aire-combustible para las condiciones de operación. Se analizó su influencia en el comportamiento del flujo, así como en la distribución de la temperatura y los productos de la combustión, en combinación con los efectos de la geometría

Metodología

La Figura 1 muestra las características generales del diseño propuesto de cámara de combustión. La entrada es para flujo axial, con un estabilizador de 6 alabes rectos orientados a 45° con respecto al eje axial. Este sirve para direccionar el flujo en forma de remolino para generar una mezcla uniforme con el combustible que es suministrado por dos inyectores. Lo anterior ocurre justo a la salida del difusor. El difusor tiene una forma cónica que evitará zonas de recirculación externas, manteniendo las altas temperaturas en el núcleo de la flama.

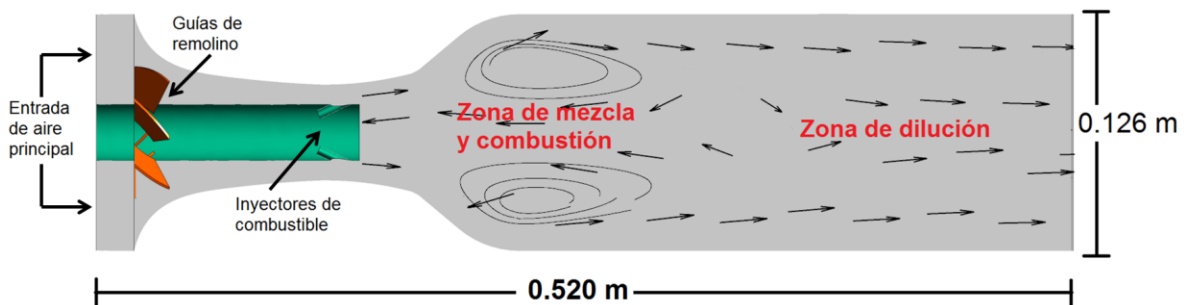


Figura 1.- Diagrama esquemático de cámara de combustión continua.

El modelo de la Figura 1 fue discretizado en volúmenes de control mediante un mallado con elementos tetraédricos, tal como se muestra en la Figura 2. El mallado se realizó para tres diferentes tamaños de elemento, variando la cantidad de ellos para representar el dominio del fluido con mayor exactitud. La Tabla 1 muestra el índice de convergencia de malla, donde cada una de las mallas fue evaluada mediante la velocidad en la posición central a la salida, para determinar la precisión de los cálculos. Se determinó que la malla 3 presentó un índice de convergencia adecuado, tomando en cuenta el tiempo de procesamiento y el porcentaje de error GCI, que se calcula mediante el método de Roache P. [17], el cual aparece en la última columna de la Tabla 1.

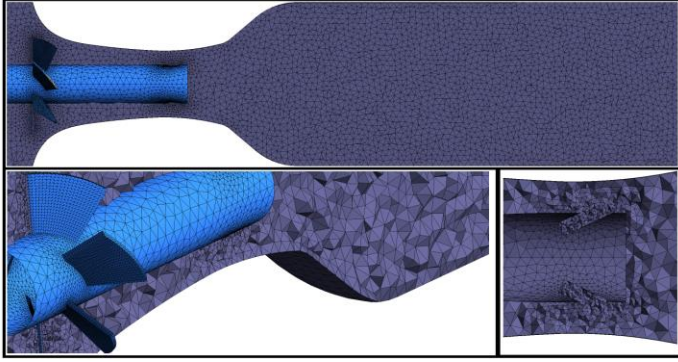


Figura 2.- Discretización del campo de flujo de cámara de combustión.

Se resolvieron las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía para una mezcla de aire-metano con densidad variable debido a la propia mezcla y también debido a la reacción de la combustión [14]. La ecuación del transporte de especies de la combustión permite predecir la producción de NOx, la cual se expresa como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (4)$$

Donde R_i es la tasa de producción de especies i de la reacción química. S_i es la tasa de creación de los productos. J_i y Y_i son la difusión de flujo y la fracción local de masa de las especies, respectivamente. Para un flujo de multi-especies el transporte de entalpía esta dado por la siguiente ecuación:

$$\nabla \cdot \left[\sum_{i=1}^n h_i \vec{J}_i \right] \quad (5)$$

Las condiciones de la mezcla de aire-metano son 3.6 atm de presión con un flujo total de 0.23 kg/s, a una temperatura del aire de 430 K, en condiciones de estado estacionario, para dos diferentes relaciones de equivalencia de $\phi=1$ y $\phi<1$.

Para tratar la turbulencia se eligió el modelo $k-\varepsilon$. Las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación de la turbulencia ε , son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b}) \quad (7)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε son constantes. Y P_k es la producción de turbulencia.

Resultados

a) Contornos de velocidad

La Figura 3 muestra los mapas de contorno de la magnitud de velocidad, acompañados de líneas de corriente y vectores, que indican la dirección del flujo para $\phi=1$ y $\phi<1$, respectivamente. En esta figura es posible observar la formación de la zona de recirculación central (ZRC) causada por dos vórtices. Estos vórtices permiten la formación de una región principal de recirculación de flujo, en donde se libera el calor y en donde se activan las partículas de gas fresco. Como resultado del efecto de la geometría se

Tabla 1. Índice de convergencia de malla.

Parámetro	Núm. Elementos	Vel. (m/s)	GCI (%)
Malla 1	289648	28.1133	-
Malla 2	430446	28.2855	6.01629
Malla 3	860756	28.3142	1.05485

observa que no se forman zonas de recirculación externas (ZRE) en la periferia de la ZRC. Las ZRE han sido reportadas para geometrías con una conicidad brusca, misma que se evitó en el presente diseño [15].

Los efectos de una conicidad brusca incluyen fluctuaciones de presión y zonas de concentración de alta temperatura, que contribuyen al deterioro prematuro de los materiales [16]. En la figura también se observa que conforme el flujo se acerca a la salida, este se transforma en un solo vórtice. Para ambos casos de la Figura 3 el flujo tiene la misma estructura. Sin embargo, se observa un efecto de la variación del valor de ϕ en la magnitud de la velocidad a la salida de la CC. La Figura 3b muestra que la velocidad es un 30% menor, y que existe una región central de velocidad aún más baja, comparada con los resultados para $\phi=1$. Aunque el nivel de velocidad es mayor para $\phi=1$, lo cual es favorable para accionar la MTG, es preferible controlar el nivel de temperatura debido a sus efectos negativos sobre los materiales de la MTG, lo cual se logra para $\phi<1$, como se verá más adelante.

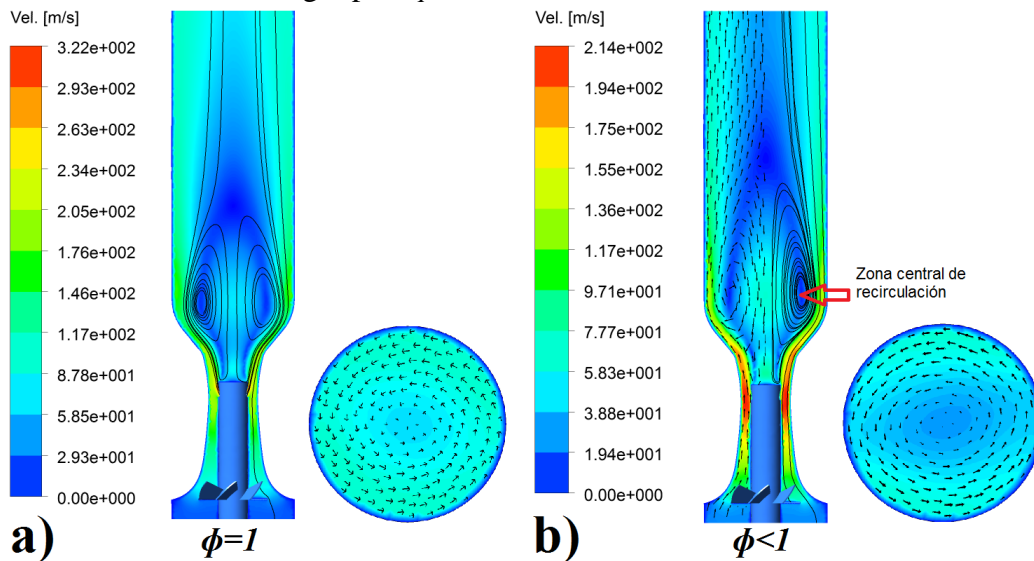


Figura 3.- Distribución de velocidad (m/s) de flujo, y vectores de dirección, para: a) $\phi=1$ y b) $\phi<1$.

b) Contornos de aire-combustible y temperatura

Además de la dinámica del flujo de la combustión, el análisis de resultados se orienta a la distribución de metano, de la temperatura y de la producción de NO_x, como se muestra a continuación. Los resultados muestran que existe una relación directa entre la velocidad del flujo y las condiciones térmicas, lo cual es bien conocido.

En la Figura 4a, se muestra la distribución del metano una vez que éste ha sido inyectado y se mezcla con el aire en la sección de entrada de la CC. Es posible observar que cuando $\phi=1$ la mezcla no es homogenizada correctamente, por lo tanto se puede deducir que existe combustible sin quemarse completamente, y esto afecta las condiciones a la salida de la cámara. Lo contrario sucede cuando $\phi<1$, la distribución del metano es mejor ya que se observa que la mezcla es homogénea a lo largo de la cámara. Por la manera en cómo se distribuye el metano, la formación de la flama se ve directamente afectada también.

En la Figura 4b, se muestra un tipo de la flama alargada cuando $\phi=1$, esto sucede porque a lo largo de la cámara de combustión se encuentran moléculas reactivas de combustible que se activan por el flujo de calor y el exceso de oxígeno en la periferia del sistema, lo que causa altas temperaturas a la salida. En cambio, para el caso cuando $\phi<1$, la flama se ancla en la ZRC reteniendo las altas temperaturas en el

centro de la flama y reduciendo así el calor emitido a consecuencia del exceso de aire. Por lo que a lo largo de cámara de combustión hacia la salida, las temperaturas disminuyen, obteniendo las condiciones térmicas más adecuadas para operación de la MTG.

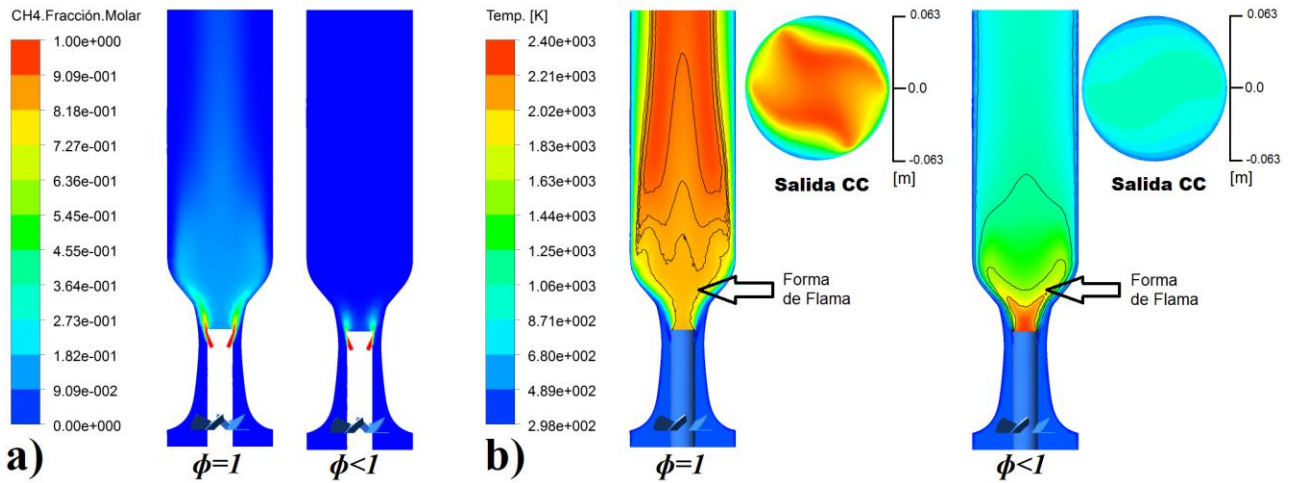


Figura 4.- Distribución de: a) metano y b) temperatura, para $\phi=1$ y $\phi<1$

c) Contornos de NOx.

Como resultado final se calculó la producción de NOx en ppm para ambos casos. La Figura 5 muestra la distribución de la concentración de NOx, para los casos bajo estudio. Se sabe que la producción de NOx se ve afectada de forma directa por el desarrollo de altas temperaturas, lo que está relacionado con el control de la flama. En los resultados que se muestran en la Figura 5 se observa que la distribución es similar a la forma de la flama como se mostró en la Figura 4b. De modo que donde existen grandes temperaturas es donde comúnmente la producción de NOx es mayor, y consecuentemente se encuentran las mayores concentraciones de NOx, lo cual se corrobora con el caso estequiométrico $\phi=1$.

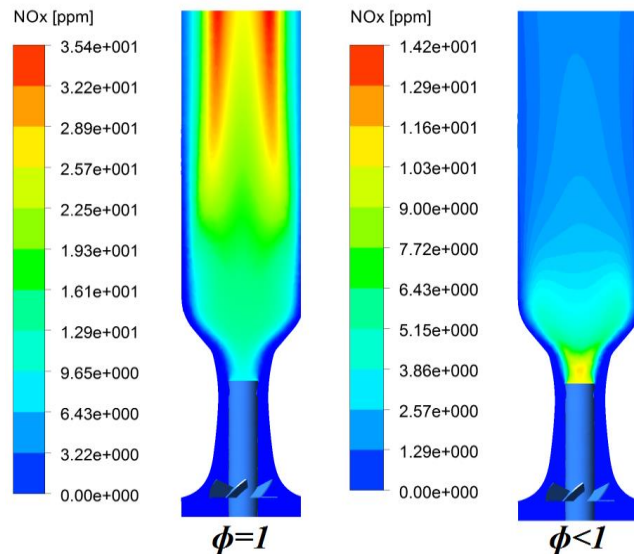


Figura 5.- Distribución de NOx (ppm), para $\phi=1$ y $\phi<1$

Conclusiones

Los cálculos analizados en este trabajo son de un diseño propuesto para cámara de combustión que consiste en una conicidad suave en la región posterior a la zona de inyección del metano, en la zona de mezcla aire-combustible. De acuerdo con los resultados presentados, es posible determinar que el modelo propuesto presenta buenos resultados.

Los resultados mostraron un buen control de la mezcla, así como un buen control de la localización de la flama trabajando en condiciones de mezcla pobre, esto es $\phi < 1$. De tal forma que esta condición de mezcla muestra una gran ventaja para mantener las condiciones adecuadas para la operación de la MTG, principalmente por el control de temperaturas bajas a la sección de salida de la CC. Así mismo, se demostró que el modelo de CC propuesto permite conservar una estructura de flama similar al tipo de flama de sistemas estabilizados por arremolinamiento, bajo condiciones de mezcla pobre, y disminuir considerablemente la producción del gas contaminante NOx.

Referencias

1. Aguilar-Virgen Q., Armijo-de Vega C., Taboada-González P.A., “Captura de biogás del relleno sanitario de Ensenada, B.C.”, *II Encuentro de Expertos en Residuos Sólidos*, 2009.
2. Díaz Archundia L.V., Marín Calderón V.J., Hernández Berriel M., Herrera Silva J., “Estimación de la generación de Metano en dos sitios de disposición final del Estado de México para su aprovechamiento”, *VSIIR-REDISA*, 2013.
3. Norton D. G., Vlachos D. G., “Combustion characteristics and flame stability at the microscale: a CFD study of premixed methane/air mixtures”, *Chemical Engineering Science*, Vol. 58, p. 4871-4882, 2003.
4. Ziaei Tabatabaei S., Hashemi A., Meysami A., Zolghadr Shojai A., “The Thermofluids Design of a 100 KW, Single-Shaft Prototype Microturbine as a New Distributed Generation Method in Iran”, *Energy Procedia*, Vol. 14, p. 1903-1910, 2012.
5. Derek Dunn-Rankin, Matt M. Miyasato and Trinh K. Pham, “Introduction and Perspectives”, *Lean Combustion*, edited by Derek Dunn-Rankin, Academic Press, Burlington, p. 1-18, 2008.
6. Han Je-Chin, Dutta Sandip, Ekkad Srinath, “Turbine heat transfer”, *Gas turbine heat transfer and cooling technology*, CRC Press, Segunda edición, p. 31-35, 2012.
7. Lugo-Leyte R., Zamora-Mata J. M., Toledo-Velázquez M., Salazar-Pereyra M., Torres-Aldaco A., “Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment”, *Energy*, Vol. 35, p. 550-555, 2010.
8. N. Syred, “A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PCV) in swirl combustion systems”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 32, p. 93-161, 2006.
9. Mafra Marcos R., Fassani Fábio L., Zanoelo Everton F., Bizzo Waldir A., “Influence of swirl number and fuel equivalence ratio on NO emission in an experimental LPG-fired chamber”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, p. 928-934, 2010.
10. Velera-Medina A., Syred N., Griffiths A., “Visualisation of isothermal large coherent structures in swirl burner”, *Combustion and Flame*, Vol. 156, p. 1723-1734, 2009.
11. Hayashi S., Hideshi Y., “NOx emissions in combustion of lean premixed mixtures injected into hot burned gas”, *Proceedings of the combustion Institute*, Vol. 28, p. 2443-2449, 2000.
12. Andrews G. E., “Ultra-low nitrogen oxides (NOx) emissions combustion in gas turbine systems”, *Modern gas turbine systems*, Vol. 1, p. 715-790, 2013.
13. Lewis L., Valera-Medina A., Marsh R., Morris S., “Augmenting the Structures in a Swirling Flame via Diffusive Injection”, *Journal of Combustion*, Vol. 2014, No.280501, p. 16, 2014.
14. Ansys Fluent 14 Users Manual. 2012.
15. Sierra F., Kubiak J., Urquiza G., “Pressure driven temperature field in a combustion chamber”, *TurboExpo ASME, Vienna*, No. GT2004-53658, p. 415-421, 2004.
16. Sierra F. Z., Kubiak J., González G., Urquiza G., “Prediction of temperature front in a gas turbine combustion chamber”, *App. Thermal Engi.*, Vol. 25, p. 1127-1140, 2005.
17. Roache P.J., “Fundamentals of Computational Fluid Dynamics”, *Hermosa Publisher, Albuquerque Nuevo México*, 1998.