

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACION NUMERICA DEL FLUJO DE UNA MEZCLA DE AIRE COMBUSTIBLE EN UNA CAMARA DE COMBUSTION

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Canónico B., Renato.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACION NUMERICA DEL FLUJO DE UNA MEZCLA DE AIRE COMBUSTIBLE EN UNA CAMARA DE COMBUSTION

TUTOR ACADEMICO: Prof. Rodolfo Berrios

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Canónico B., Renato.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009



Caracas, 09 de noviembre de 2.009

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller:

RENATO CANONICO

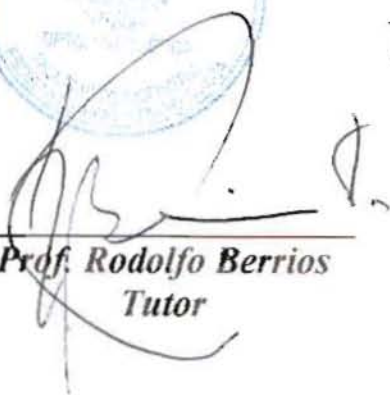
Titulado:

"SIMULACION NUMERICA DEL FLUJO DE UNA MEZCLA DE AIRE COMBUSTIBLE EN UNA CAMARA DE COMBUSTION"

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Ivan Saavedra
Jurado


Prof. Eugenio Sansone
Jurado


Prof. Rodolfo Berrios
Tutor

CANONICO BULA, Renato

**SIMULACION NUMERICA DEL FLUJO DE UNA MEZCLA
DE AIRE COMBUSTIBLE EN UNA CAMARA DE
COMBUSTION**

**Profesor Guía: Berrios, Rodolfo. Tesis Ing. Mecánico. Caracas. U.C.V.
Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009, 69 p.**

Palabras Clave: Mezcla de Fluidos, Simulación Numérica, FLUENT,
Turbulento

Resumen. En este trabajo se simuló el comportamiento en tres dimensiones del flujo de combustible y aire dentro de una cámara de combustión mediante la inyección de dos fluidos en fase gaseosa, incompresibles, sin efectos gravitacionales y sin combustión, cuya geometría y configuración son las de Roback y Johnson (1983), que consta de dos cilindros concéntricos, de los cuales se hizo pasar combustible por el cilindro interno y aire por el cilindro externo encontrándose ambos fluidos. Los números de Reynolds utilizados fueron de 15900 para el combustible y 47500 para el aire. Se analizaron diferentes mallas y se eligió la configuración de 138.649 nodos y 711.180 elementos.

El análisis se realizó implementando la simulación numérica por computadoras resolviendo un modelo de turbulencia derivado de las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos, conocida como ecuaciones de Navier – Stokes. Para el desarrollo de las simulaciones se utilizó el programa comercial FLUENT de dinámica de fluidos computacional (CFD), el cual trabaja empleando el método de volúmenes finitos. Esta simulación reproduce el comportamiento fluido – dinámico del fenómeno físico en estudio. En la simulación se analizó el campo de velocidad, líneas de corriente, temperatura y presión.

CANONICO BULA, Renato

NUMERICAL SIMULATION OF MIXING FLOW OF AIR AND FUEL IN A COMBUSTION CHAMBER

**Tutor: Berrios, Rodolfo. Tesis Ing. Mecánico. Caracas. U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009, 69 p.**

KEYWORDS: Fluid Mixture, Numerical Simulation, FLUENT, Turbulent

Abstract. In this work we simulate the behavior of three dimensions of fluid gas and the air inside of a combustion chamber through two fluids injected in aspect gaseous incompressible, without gravity effects and without combustion which its geometry and configuration are from Roback and Johnson (1983). It's about two concentric cylinders which they were made to send gas through the inside cylinder and air through the outside cylinder finding both of the fluids. The numbers of Reynolds used were about 15900 for the gas and 47500 for the air. We examined different meshes and we picked up 138.649 nodes of configuration and 711.180 of elements.

The analysis was made applying the numeric simulation by computers solving a turbulence pattern caused by the main mechanic fluids equations, known like Navier - Stokes equations. The simulation was done using the software of fluid – mechanic FLUENT, which it works applying the sharp volume methods. This simulation reproduces the fluid behavior - dynamic physical phenomenon in study.

In the simulation we analyzed the velocity vectors, the pathlines of velocity, temperature and pressure.

DEDICATORIA

Este trabajo especial de grado se lo dedico a Dios por permitirme cumplir la meta de culminar mis estudios, a mis padres por su apoyo incondicional y la paciencia que me tuvieron durante el tiempo que curse la carrera de Ingeniero Mecánico.

AGRADECIMIENTOS

Llego el momento de darle las gracias a mi país Venezuela que me dio la oportunidad de cursar los estudios de Ingeniería Mecánica en una Universidad que está catalogada como la principal casa de estudios de nuestro país.

Agradezco a la Universidad Central de Venezuela, a todos sus profesores por la dedicación y esmero en un trabajo tan importante como fue transferir el conocimiento a las nuevas generaciones, en especial a la Profesora Tibisay Zambrano por ser la que propuso el tema para este trabajo de grado, por la paciencia con la que ha esperado su finalización y por el aporte fundamental de haber conseguido los recursos para la adquisición de la licencia del Software FLUENT, al Profesor Rodolfo Berrios por aceptar ser el profesor guía del trabajo, por los importantes comentarios, observaciones, sugerencias y referencias Bibliográficas que aportó. A todo el personal de los departamentos de Energética, Diseño, Producción y Automática por la ayuda y asistencia brindada en los momentos que la necesite, a los preparadores que con paciencia y ánimo cursábamos semestre a semestre los laboratorios. Al personal de la biblioteca de la escuela de Ingeniería Mecánica y sus becarios en especial a la Licenciada María Antonieta Padrón quien con dedicación la dirige. Agradezco a tantos compañeros que nombrarlos a todos haría inacabable (más todavía) esta memoria por aquellos momentos de apoyo y, cuando menos, agradable compañía.

Gracias a todas aquellas personas que aunque parezcan invisibles, su trabajo hace posible la existencia y el mantenimiento a través del tiempo de nuestra casa de estudios.

Para el inicio de las simulaciones numéricas quiero agradecer a los Ingenieros de ALBATROS INGENIERIA quienes gentilmente dieron apoyo técnico en el uso del programa FLUENT. A la empresa ESSS en especial al M.Sc. Daniel Rivero por su asesoría y soporte técnico.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

G_b	Energía Cinética debido a la Flotabilidad
G_k	Generación de Energía Cinética Turbulenta
g	Fuerza Específica Gravitacional (m/s^2)
I	Componente de una Reacción Química
k	Energía Cinética Turbulenta (m^2/s^3)
L	Escala Integral de la Turbulencia
p	Presión del Flujo (Pa)
P_{op}	Presión de Operación
Y_M	Productos de Fluctuación Turbulenta
u	Vector Velocidad (m/s)
ε	Disipación de Energía
ρ	Densidad del Fluido (Kg/m^3)
μ	Viscosidad
σ_k	Número de Prandtl para la energía cinética turbulenta k
σ_ε	Número de Prandtl para la disipación de la energía cinética turbulenta ε .
ν	Viscosidad Cinemática (m^2/s)

TABLA DE CONTENIDOS

<i>Introducción</i>	1
<i>Antecedentes</i>	4
<i>Capítulo 1</i>	
<i>El Problema</i>	
1.1 Geometría de la Cámara de Combustión	7
1.2 Configuración de Roback y Johnson (1983)	9
1.3 Flujo Turbulento	10
1.4 Modelos de Turbulencia	11
1.5 Modelo k-e estándar (Launder and Spalding model)	13
1.6 Modelo Matemático	14
1.7 Ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos	16
1.7.1 Ecuación de Continuidad	16
1.7.2 Ecuación de Conservación de la cantidad de movimiento	17
1.7.3 Ecuación de Vorticidad	19
<i>Capítulo 2</i>	
<i>Metodología</i>	
2.1 Pre procesamiento en el programa GAMBIT	21
2.2 Geometría y discretización del sistema tridimensional “3D”	23
2.3 Selección del dominio y discretización del modelo tridimensional	23
2.4 Pre procesamiento en FLUENT	27
2.5 Pos procesamiento en FLUENT	27
2.6 Condiciones de trabajo	27
2.7 Condiciones de Contorno	28
2.8 Modelo de Turbulencia	28
2.9 Selección del material de trabajo	29
2.10 Condiciones de borde del modelo tridimensional	29

Capítulo 3

Resultados

3.1	Campo de Velocidad Superficial	30
3.2	Líneas de corriente	32
3.3	Temperatura	33
3.4	Distribución de presión	34
3.5	Entalpía total	35
3.6	Comparación de los resultados de la simulación con los resultados experimentales y numéricos	36

<i>Conclusiones</i>	40
----------------------------	----

<i>Recomendaciones</i>	41
-------------------------------	----

<i>Bibliografía</i>	42
----------------------------	----

Apéndices

A.	Modelos de turbulencia que usa FLUENT, aplicaciones y estudios previos	49
B	Procedimiento de un modelo simple para pre - procesamiento en software GAMBIT	55
C	Procedimiento de un modelo simple para pre - procesamiento en software FLUENT	57
D	Procedimiento de un modelo simple para post – procesamiento en software FLUENT	67

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA N° 1.	Geometría de la Cámara de Combustión de Roback y Johnson (1983)	8
FIGURA N° 2.	Geometría de la Cámara de Combustión de Roback y Johnson (1983)	8
FIGURA N° 3.	Geometría de los perfiles de Roback y Johnson (1983)	9
FIGURA N° 4.	Representación Gráfica de una celda y sus adyacencias tomado del manual “FLUENT UDF” 2003	15
FIGURA N° 5.	Vista Lateral de la Geometría de la Cámara de Combustión desde el programa GAMBIT	21
FIGURA N° 6.	Vista del dispositivo con los perfiles	22
FIGURA N° 7.	Vista Perpendicular de la Entrada del Dispositivo	22
FIGURA N° 8.	Vista del Cilindro Interno con los Perfiles	24
FIGURA N° 9.	Vista de los Cilindros Concéntricos con los Perfiles	24
FIGURA N° 10.	Vista del dispositivo al momento de definir el espaciamiento de los elementos	25
FIGURA N° 11.	Esquema de Malla del dispositivo en Vista Lateral	25
FIGURA N° 12.	Vista del esquema de Malla del Dispositivo	26
FIGURA N° 13.	Esquema de Malla del dispositivo en Vista Perpendicular a la entrada del Dispositivo	26
FIGURA N° 14.	Vectores de Velocidad de la Mezcla	31
FIGURA N° 15.	Contorno del perfil de Velocidad de la Mezcla	31
FIGURA N° 16.	Vectores de Velocidad de la Mezcla (Acercamiento)	31
FIGURA N° 17.	Líneas de Corriente del Aire	32
FIGURA N° 18.	Líneas de Corriente del Combustible	32
FIGURA N° 19.	Contorno del Espectro de Temperatura de la Mezcla	33
FIGURA N° 20.	Contorno de la Distribución de Presión Total.	34
FIGURA N° 21.	Contorno de la Entalpía Total del Aire	35
FIGURA N° 22.	Contorno de la Entalpía Total del Combustible	35
FIGURA N° 23.	Vectores de Velocidad de la Simulación	36
FIGURA N° 24.	Vectores de Velocidad de la Simulación Acercamiento A	37
FIGURA N° 25.	Vectores de Velocidad de la Simulación Acercamiento B	37
FIGURA N° 26.	Vectores de Velocidad de la Simulación Zona Media	38
FIGURA N° 27.	Líneas de Corriente de García Villalba et al (2003)	38
FIGURA N° 28.	Líneas de Corriente de Roback y Johnson (1983)	39

Introducción

Este trabajo está enmarcado en el análisis del comportamiento del flujo de dos fluidos (gas – gas) dentro de una cámara de combustión mediante la utilización de un software especializado en simulaciones fluido dinámicas.

El análisis del comportamiento del flujo en una cámara de combustión es un problema muy complejo debido a las interacciones de dos fluidos (liquido – liquido; liquido – gas; gas – gas) las cuales causan un mezclado violento.

En éste trabajo nos hemos enfocado en el estudio de la mezcla combustible aire, ya que el combustible es la fuente principal de energía en el planeta y Venezuela es uno de los países con más reservas comprobadas de combustibles fósiles y un productor muy importante por su ubicación geográfica. En este sentido, se trato la simulación del comportamiento del combustible y el aire dentro de una cámara de combustión, cuya geometría fue tratada experimentalmente por Roback y Johnson (1.983) y ha sido tomada como base para muchas simulaciones.

Si bien existen diferentes modelos de turbulencia presentados en la literatura técnica especializada que permiten estudiar el comportamiento de la interacción del aire con el combustible en una cámara de combustión en éste estudio se utilizó el modelo isotrópico $k-\epsilon$, el cual considera que el flujo es totalmente turbulento, y puede ser calculado en función de la energía cinética turbulenta k y su tasa de disipación viscosa ϵ .

El estudio de la turbulencia ha sido siempre considerado como uno de los más complejos en el campo de la Física y la Ingeniería y, en particular, en la Mecánica de Fluidos. Existe la anécdota, posiblemente apócrifa, de que Heisenberg comentaba que, cuando muriese y se encontrara con el Creador, le preguntaría por las teorías universales de la relatividad y de la turbulencia, y que esperaba que pudiese responder sobre la primera (Gleick, 1996).

Esto es, sin duda, algo exagerado, pero nadie que esté investigando en el campo de la turbulencia puede negar la complejidad inherente a sus procesos caóticos y la dificultad en encontrar una teoría universal capaz de describirlos.

Definir el término turbulencia no es sencillo. Aunque existen varias definiciones en la literatura técnica especializada (Lesieur (1997); Hinze (1975); Batchelor (1982)), todas coinciden en varios rasgos fundamentales. Hinze (1975) define el movimiento turbulento de un fluido como “Condición irregular de un flujo en la cual las magnitudes muestran una variación aleatoria en el tiempo y el espacio, de forma que los distintos valores medio estadísticos pueden ser discernidos”. Lesieur (1997) utiliza características más concretas de un flujo turbulento para definirlo. Considera que el flujo es turbulento si cumple

1. Es impredecible, en el sentido de que, dadas unas ciertas condiciones iniciales es imposible predecir la configuración del flujo en un instante arbitrario posterior.
2. Las magnitudes físicas transportadas por el fluido son mezcladas con mucha más efectividad que en un flujo laminar, donde ésta función quedaría manifestada tan solo por los coeficientes de difusión molecular.
3. En el flujo interviene un gran rango de escalas espaciales.

La primera de las condiciones es la que imprime el carácter de caótico al flujo turbulento. En cuanto a las dos últimas condiciones, el propio Lesieur deduce de forma sencilla que la segunda implica la tercera.

La definición de Hinze es más general, pero, por esta misma razón es también menos útil. Lesieur ofrece una forma más matemática de identificar un flujo turbulento e ideas que darán pie a la introducción de importantes conceptos.

En principio, un flujo turbulento es gobernado por las ecuaciones de dinámica de fluidos. La no linealidad de las ecuaciones de Navier – Stokes, hace que su resolución analítica sea tan sólo posible en unos pocos casos muy concretos.

Para altos números de Reynolds las ecuaciones de gobierno de flujo se vuelven aun más complejas, se hace entonces necesario para resolverlas, recurrir a ciertos modelos dependientes de algunas parametrizaciones, casi siempre obtenidas de forma experimental, como es el caso del modelo de turbulencia que vamos a utilizar $k-\epsilon$.

La geometría estudiada presenta unos perfiles que ocasionan un movimiento helicoidal del flujo, ya que este tipo de movimiento es empleado a menudo en aplicaciones industriales como mecanismo para promover o controlar la mezcla entre el flujo atomizado del combustible con el aire adyacente y, en otras ocasiones, para estabilizar la zona de combustión debido a la presencia de una región de recirculación central de remolinos inducidos.

Este trabajo se llevo a cabo utilizando un código comercial denominado “FLUENT 6.3.26” este código tiene disponible modelo de análisis de iteración de flujos, los cuales involucran la solución de las ecuaciones de conservación de masa y momentum, acopladas a un modelo de fracción de Volúmenes Finitos.

Los resultados obtenidos en la simulación fueron validados con la data experimental del trabajo realizado por Roback y Johnson (1983).

Antecedentes

En los últimos años se han llevado a cabo un gran número de trabajos que estudian el comportamiento de dos fluidos en una cámara de combustión, mediante la utilización de modernas herramientas computacionales, que permiten resolver de forma numérica el comportamiento de los problemas planteados y con ello mejorar el conocimiento de este fenómeno físico.

En cuanto a los principales trabajos experimentales desarrollados en las últimas décadas se encuentra el realizado por Johnson y Bennett (1981), quienes llevaron a cabo experimentos de un flujo coaxial confinado de aire y combustible, para investigar su interacción dentro de una cámara de combustión, obteniendo mediciones detalladas de la velocidad y los campos escalares, con los cuales determinaron los procesos de transporte de la turbulencia en el flujo.

Roback y Johnson (1983) realizaron un estudio experimental sobre una mezcla de flujos coaxiales con remolinos, la cual ocurría en un conducto de expansión, obteniendo datos para analizar la combustión.

Maidhof y Janicka (1993) se centraron en el cálculo del flujo y los campos escalares de cámaras de combustión simétricas de turbinas de gas con combustiones no premezcladas. Analizaron varios aspectos de los modelos numéricos de cámaras de combustión de turbinas a gas, para determinar tanto los defectos como el potencial de los diversos esquemas, con respecto a sus capacidades de predicción, funcionamiento numérico y valor económico. Explicaron brevemente las ecuaciones de transporte que gobiernan el flujo. Los resultados numéricos de las velocidades y temperatura, en el modelo de las cámaras de combustión de las turbinas a gas, fueron comparados con resultados experimentales, deduciéndose las probables razones de las desviaciones obtenidas.

Los flujos generados por inyectores circulares con un nivel moderado de remolinos también han sido investigados por Panda y McLaughlin (1994), Billant et al. (1998) y Paschereit et al. (1999). Estos estudios experimentales se concentraron en gran parte en la evolución de estructuras muy corriente abajo del inyector.

Martin y Meiburg (1996) examinaron la interacción y disposición de varias inestabilidades en un flujo generado por un inyector circular, utilizando un modelo simplificado de flujo con remolinos, consistente de una línea de vórtices rodeada por un flujo con capa de esfuerzo cortante. Sus resultados, aunque son cualitativos, demostraron los efectos causados en el flujo por diversos tipos de perturbaciones.

Entre tanto, Schlüter (2001) estudió las inestabilidades de la combustión tomando en cuenta sólo las estructuras coherentes o vórtices como el mecanismo que crea las inestabilidades que se presentan luego de la mezcla de dos fluidos. Esta investigación se centró en la reducción de los agentes contaminantes y la eficiencia del combustible. Una estrategia para alcanzar estas metas fue la utilización de llamas premezcladas nítidas en vez de llamas difusas. Sin embargo, Putnam (1971) y McManus et al. (1993) demostraron que las llamas premezcladas nítidas tienen una desventaja importante como lo es su susceptibilidad a las inestabilidades de la combustión. El control de las inestabilidades de la combustión es crucial para obtener progresos en el diseño de cámaras de combustión altamente eficientes y con bajos agentes contaminantes.

Mugridge (1980), Peters y Ludford (1983) y Büchner et al. (1993), demostraron que existen varios mecanismos sospechosos de producir las inestabilidades de la combustión, tales como las inhomogeneidades periódicas en la fracción de

mezcla, la sensibilidad de presión de la velocidad de la llama y la formación de estructuras turbulentas de gran escala.

Las consecuencias de una combustión inestable son frecuentemente inconvenientes debido a los intensos niveles de fluctuaciones de presión que pueden ocurrir, además del incremento de la transferencia de calor en las superficies de la cámara de combustión, conclusión a la que llegaron Lang et al. (1987) y Büchner et al. (1993). Estas condiciones pueden resultar en una degradación del desempeño del sistema de combustión, vibraciones inaceptables y altos niveles de ruido, o en el peor de los casos, el sistema puede fallar debido a daños estructurales, tal como lo demostró McManus et al. (1993).

En inestabilidades de combustión producidas por estructuras coherentes o vórtices, Poinso et al. (1987) observaron en forma experimental que el enrollamiento de un vórtice cercano al inyector del quemador envolvía una cantidad de gases frescos no quemados, aumentando drásticamente la superficie de la llama. Consecuentemente, los gases frescos se quemaron rápidamente en momentos muy distintos. La liberación repentina de calor creó una onda acústica, que en un intervalo apropiado produjo una perturbación acústica.

Capitulo 1
El Problema

El objeto de este trabajo de investigación consistió en simular el comportamiento tridimensional del flujo de una mezcla de combustible y aire dentro de una cámara de combustión, mediante la inyección de dos fluidos en la misma fase, incompresible, sin efectos gravitacionales y sin combustión. Para la simulación se seleccionó la geometría de la cámara de combustión utilizada en el trabajo experimental de Roback y Johnson (1983), configuración que fue estudiada y modelada por Pierce y Moin (1998) y García-Villalba et al (2003). Esta geometría estuvo conformada por dos cilindros concéntricos, los cuales coinciden en un cilindro común de mayor diámetro; tal como se muestra en la Figura 1. Por el cilindro interno se hizo circular combustible y por el cilindro externo aire, encontrándose ambos flujos en el cilindro común.

1.1 Geometría de la cámara de combustión

Se diseñó la geometría tridimensional de una cámara de combustión, consistente de: a) dos cilindros concéntricos para la inyección de los fluidos, ambos con longitud de 94 mm, con diámetros de 25 mm y 59 mm, cada uno, separados por una capa sólida de 0,85 mm de espesor (ver Figura 2); b) un cilindro de 122 mm de diámetro y 1016 mm de longitud, en donde se mezclan los dos fluidos (ver Figura 2); c) ocho perfiles fijos dentro del cilindro concéntrico de mayor diámetro (ver Figura 3).

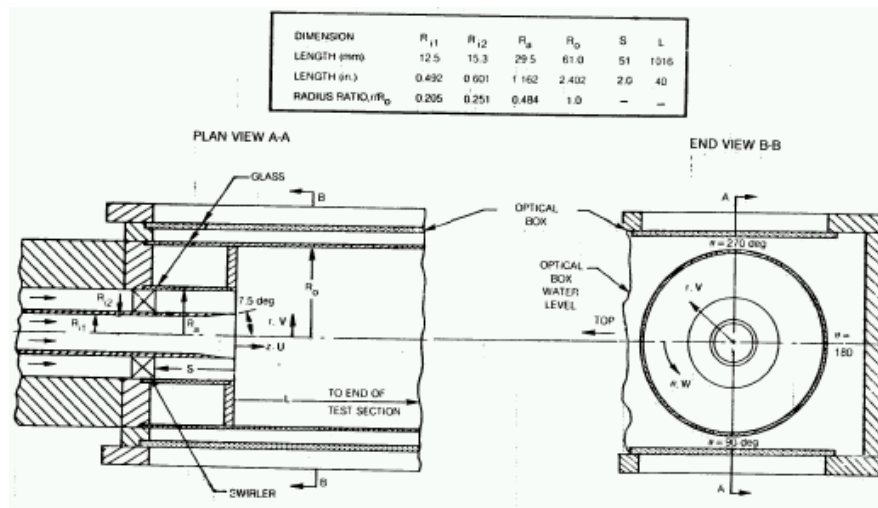


Figura No. 1 Geometría de la Cámara de Combustión de Roback y Johnson (1983)

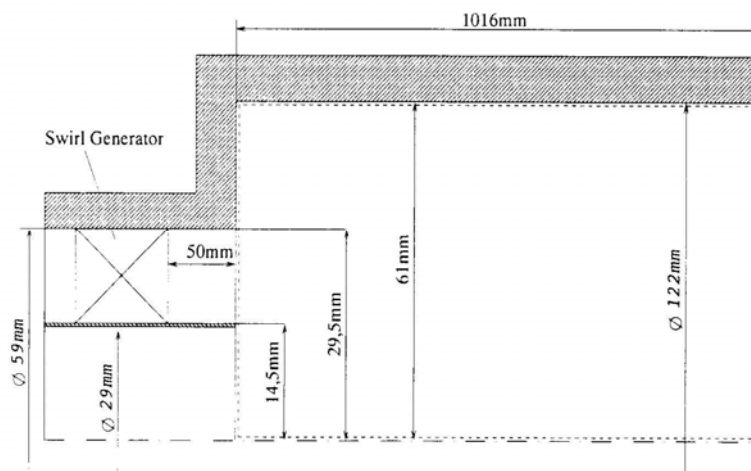


Figura No. 2 Geometría de la Cámara de Combustión de Roback y Johnson (1983)

1.2 Configuración de Roback y Johnson (1983)

Los fluidos de trabajo utilizados por Roback y Johnson (1983) fueron aire y combustible, ambos en condiciones estándar (1 atm y 298 K), considerado números de Reynolds de 15900 para el combustible y 47500 para el aire; con estos números de Reynolds el flujo posee un comportamiento turbulento.

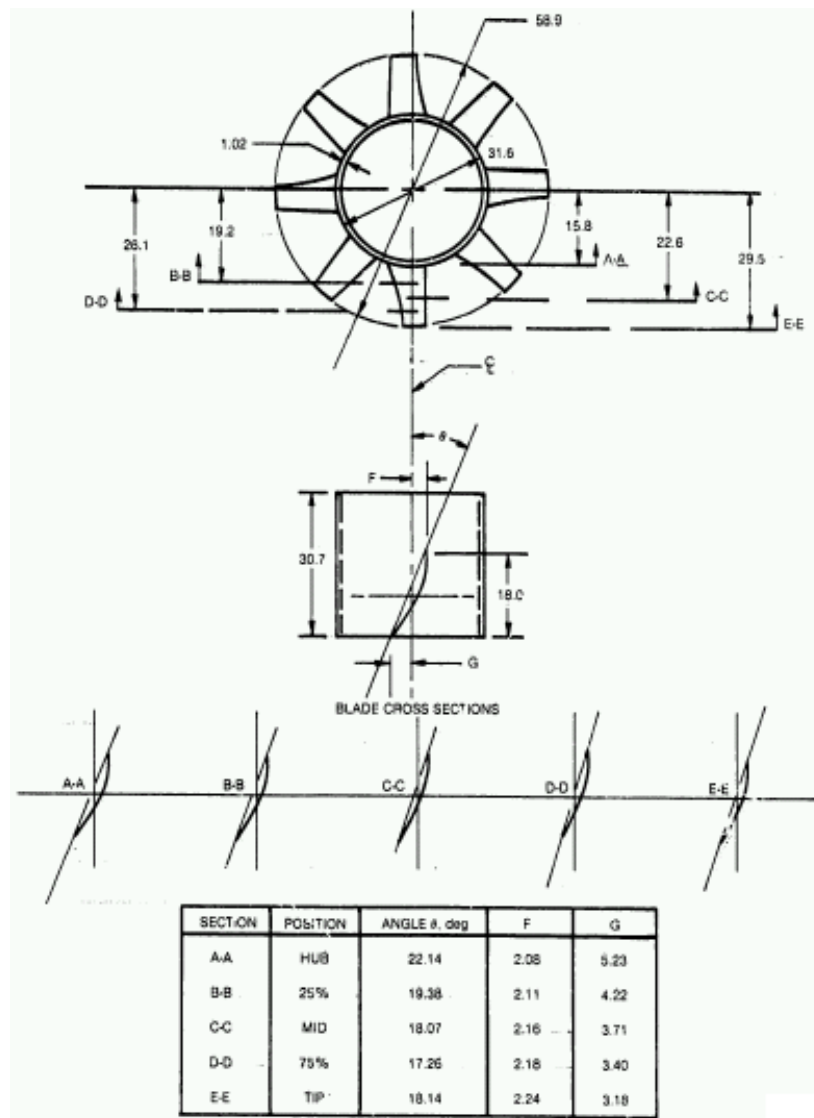


Figura No. 3 Geometría de los perfiles de Roback y Johnson (1983)

1.3 Flujo Turbulento

El flujo turbulento es un fenómeno macroscópico, el cual está constituido por partículas de fluido con trayectorias entrelazadas caóticamente. Experimentos previos han evidenciado que el carácter del flujo está relacionado con la viscosidad y con la magnitud del número de Reynolds, ya que si se incrementa el número de Reynolds y éste excede su valor crítico, el flujo pierde estabilidad y se caracteriza por la interacción de remolinos de diferentes tamaños y por fluctuaciones rápidas al azar.

El comportamiento antes descrito es bastante complejo y está regido por un sistema de ecuaciones. Por la naturaleza del comportamiento, es muy difícil determinar la solución del sistema de ecuaciones por métodos numéricos, pero con el uso de computadoras y el uso de modelos de turbulencia, se hace viable la solución de problemas de flujos turbulentos en geometrías complejas, como la de una cámara de combustión.

Por otra parte, las cantidades características de un flujo turbulento, obtenidas por medición en pruebas experimentales, no son valores instantáneos, sino valores medios promediados en un cierto intervalo de tiempo y en un pequeño volumen.

El flujo "turbulento" se caracteriza porque:

- Las partículas del fluido no se mueven siguiendo trayectorias definidas.
- La acción de la viscosidad es despreciable.
- Las partículas del fluido poseen energía de rotación apreciable, y se mueven en forma errática chocando unas con otras.

- Al entrar las partículas de fluido a capas de diferente velocidad, su momento lineal aumenta o disminuye, y el de las partículas vecinas la hacen en forma contraria.

Los flujos no turbulentos son llamados “laminares” en este tipo de flujo al no exceder el número de Reynolds crítico cualquier turbulencia que se produzca es eliminada por la acción de la viscosidad. El paso de flujo laminar a turbulento es un fenómeno gradual, inicialmente se produce turbulencia en la zona central del paso del flujo donde la velocidad es mayor, pero queda una corona de flujo laminar entre los bordes del volumen de control y el núcleo central turbulento.

Al aumentar la velocidad media, el espesor de la corona laminar disminuye gradualmente hasta desaparecer totalmente. Esta última condición se consigue a altas velocidades cuando se obtiene turbulencia total en el flujo.

La turbulencia es un fenómeno complejo, gobernado por las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos para un medio continuo, incluso las escalas más pequeñas que aparecen en un flujo turbulento están muy lejos de las escalas de longitud molecular, por lo que su solución analítica resulta inviable. La dinámica de la turbulencia es la misma en todos los fluidos, sean líquidos o gases, si el número de Reynolds es suficientemente grande. Debido a que las ecuaciones del movimiento son no lineales, cada tipo de flujo posee ciertas características singulares que van asociadas a sus condiciones iniciales y de contorno.

1.4 Modelos de Turbulencia

Es un hecho infortunado que no exista un único modelo de turbulencia, universalmente aceptado, que sirva para toda clase de problemas. La elección de un modelo de turbulencia dependerá de consideraciones tales como las condiciones físicas del fluido, el nivel de exactitud requerida, los recursos computacionales disponibles y el tiempo disponible para la simulación,

entre otras. Para hacer la elección adecuada, se hace necesario conocer las capacidades y limitaciones de los modelos de turbulencia implementados en FLUENT.

Para poder modelar un flujo turbulento, FLUENT tiene incorporados los siguientes modelos de turbulencia:

- Modelo Spalart – Allmaras
- Modelo k- ϵ estándar
- Modelo k- ϵ Grupo Renormalizado (RNG)
- Modelo k- ϵ Realizable
- Modelo k- ω estándar (SST)
- Modelo de los esfuerzos de Reynolds (RSM)
- Simulación de Gran Remolino (Large Eddy Simulation, o LES)

En el problema estudiado, las opciones se encuentran entre los modelos k- ϵ (Estándar, RNG y Realizable). Basándose en trabajos similares anteriores, (Iaccarino, 2003), se decidió la utilización del modelo k- ϵ Estándar en honor a su simplicidad (es un modelo de dos ecuaciones, robusto, económico y de razonable aproximación para flujos moderadamente complejos) y rapidez con que incide en el proceso iterativo posterior y, por sobre todo, debido a los buenos resultados trascendidos al validar el modelo numérico computacional con la data experimental realizada previamente por otros investigadores, el cual se explica a continuación.

1.5 Modelo k - ε estándar (Launder and Spalding model)

Este es un modelo de turbulencia simple de dos ecuaciones, donde la solución de dos ecuaciones de transporte separadas lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de la escala. El modelo k - ε estándar es robusto, económico y de razonable aproximación para un amplio rango de flujos turbulentos; por esta razón este modelo tiene gran popularidad en flujos industriales y simulaciones de transferencia de calor. Es un modelo semi-empírico; las ecuaciones son derivadas de consideraciones fenomenológicas y empíricas, desde que se conoció este modelo, se han incluido mejoras. Las ecuaciones 1 y 2 se muestra el modelo k - ε estándar:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} S_\varepsilon \quad (2)$$

donde, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad. G_b es la energía cinética turbulenta debida a la gravedad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, y $C_{3\varepsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ε son los números de Prandtl para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos definidos por fuentes del usuario.

1.6 Modelo Matemático

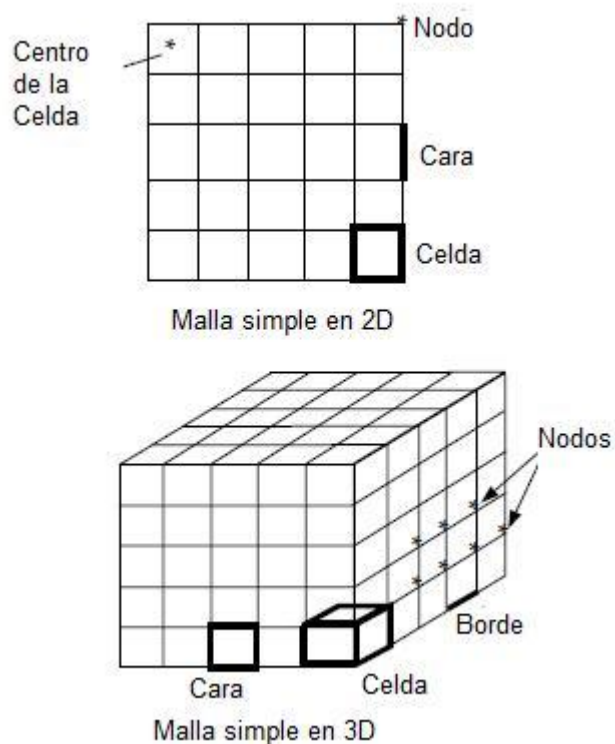
Se pueden realizar aproximaciones de las ecuaciones diferenciales con métodos de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Estos métodos ofrecen una manera práctica de alcanzar la generalidad de la formulación de las ecuaciones diferenciales. Se han desarrollado una variedad de métodos de dinámica de fluidos computacional, siendo en de volumen finito uno de los más utilizados.

El método de volúmenes de control finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales. Es un método alternativo a los de diferencias finitas y elementos finitos.

Consideremos una malla de discretización del espacio fluido. En torno a cada punto de esta malla se construye un volumen de control que no se traslapa con los de los puntos vecinos. De esta forma el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados. La ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada volumen de control, lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar la integración se requiere perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla, de modo de poder evaluar las integrales resultantes. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultantes, es que la solución obtenida satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

La malla computacional utilizada es un aspecto fundamental de la simulación numérica de flujos. El número y tamaño de las celdas computacionales debe ser suficiente para poder calcular con precisión las distintas zonas del campo fluido. En este sentido, habrá que identificar las zonas del campo fluido donde los gradientes de las variables sean más pronunciados y disponer de una malla suficientemente fina en esas zonas. Sin embargo, en la práctica se ha encontrado que algunas mallas simples dan buenos resultados y mucho más rápido que utilizando mallas finas complejas.

Luego hay que discretizar las ecuaciones, esto es, aproximar las ecuaciones diferenciales por un sistema de ecuaciones algebraicas para las variables termo - fluido - dinámicas en el conjunto de celdas de la malla computacional y en un conjunto discreto de instantes de tiempo. Sistemáticamente cada ecuación de transporte es discretizada en forma algebraica para cada celda y requieren información (datos de campo como propiedades del fluido, velocidad, etc.) de centros y caras de las celdas (ver figura N° 4). El programa utiliza un promedio de los valores de las celdas que comparten cada nodo.



**Figura No.4 Representación Gráfica de una celda y sus adyacencias tomado del manual
"FLUENT UDF" 2003**

1.7 Ecuaciones básicas de mecánica de fluidos

1.7.1 Ecuación de Continuidad

Desde el punto de vista Euleriano, a través de la superficie cerrada que limita un volumen, el flujo total de masa es cero. Por supuesto, se entiende que el flujo total saliente y entrante tienen signos contrarios.

En forma diferencial esta condición se expresa como

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3)$$

La propiedad “incompresibilidad” del fluido, $\frac{d\rho}{dt} = 0$, nos da, de forma sencilla, la condición cinemática de la continuidad

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0. \quad (4)$$

Desarrollada esta condición es

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

en el espacio tridimensional y

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

en el bidimensional.

1.7.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

Sobre la partícula de fluido debe cumplirse también la conservación de la cantidad de movimiento o, lo que es lo mismo, la 2da. ley de la dinámica de Newton. Esta establece que el balance de fuerzas total que actúa sobre la partícula de fluido equivale a la masa por su aceleración. Expresando esto por unidad de volumen tenemos

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \vec{u} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{f} \quad (7)$$

Donde p es la presión, $\vec{\tau}$ es el tensor de tensiones y $\vec{f}$ agrupa la totalidad de fuerzas másicas externas por unidad de volumen.

Si el fluido es Newtoniano, el tensor de tensiones $\vec{\tau}$ se expresa en función del tensor gradiente de la velocidad mediante la ecuación constitutiva

$$\vec{\tau} = \mu \left[\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T \right] \quad (8)$$

donde $\nabla \vec{u}$ es el tensor divergencia de la velocidad, $\partial u_i / \partial x_j$ y $(\nabla \vec{u})^T$ es su transpuesto, $\partial u_j / \partial x_i$, y μ es el coeficiente de viscosidad dinámica; su cociente con la densidad ρ es el denominado coeficiente de viscosidad cinemática ν .

Sustituyendo (8) en (7) se obtiene la ecuación de Navier – Stokes para fluidos newtonianos

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{u} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \left[\nu \left(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T \right) \right] + \frac{\vec{f}}{\rho} \quad (9)$$

que, si la viscosidad ν es constante en todos los puntos del dominio, se convierte en

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{u} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} + \frac{\vec{f}}{\rho}, \quad (10)$$

definiendo el operador Laplaciano ∇^2 como

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (11)$$

en tres dimensiones y, evidentemente,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \quad (12)$$

el espacio bidimensional.

Conviene resaltar que la ecuación de Navier – Stokes es, a diferencia de la ecuación de continuidad, una relación vectorial, por lo que, en realidad, son tres ecuaciones escalares en el espacio tridimensional y dos en el bidimensional:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} u_x + \left(u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y} + u_z \frac{\partial}{\partial z} \right) u_x &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) u_x + \frac{f_x}{\rho} \\ \frac{\partial}{\partial t} u_y + \left(u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y} + u_z \frac{\partial}{\partial z} \right) u_y &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) u_y + \frac{f_y}{\rho} \\ \frac{\partial}{\partial t} u_z + \left(u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y} + u_z \frac{\partial}{\partial z} \right) u_z &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) u_z + \frac{f_z}{\rho} \end{aligned} \quad (13a) \text{ (13b) y (13c)}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}u_x + \left(u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y}\right)u_x &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)u_x + \frac{f_x}{\rho} \\ \frac{\partial}{\partial t}u_y + \left(u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y}\right)u_y &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)u_y + \frac{f_y}{\rho}\end{aligned}\quad (14a) \text{ y } (14b)$$

1.7.3 Ecuación de vorticidad

Una forma conveniente de expresar las ecuaciones de la dinámica de fluidos es mediante el rotacional de la velocidad, magnitud que se conoce como vorticidad.

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{u}.$$

(15)

Si aplicamos el operador rotacional a todos los términos de (9) y realizamos algunas operaciones algebraicas, obtenemos la ecuación de vorticidad,

$$\frac{\partial}{\partial t}\vec{\omega} + (\vec{u} \cdot \nabla)\vec{\omega} = (\vec{\omega} \cdot \nabla)\vec{u} + \nu \nabla^2 \vec{\omega}.$$

(16)

Esta formulación tiene la gran ventaja que elimina el término del gradiente de presión, ya que el rotacional de un gradiente es siempre nulo. Por otra parte, no se ha incluido el término de rotacional de la fuerza externa porque, en general, estas son de carácter conservativo, y, por lo tanto, de rotacional nulo.

El miembro de la derecha de la ecuación de la vorticidad, (16), el segundo término identifica, al igual que en la ecuación de Navier – Stokes, la disipación de la energía por viscosidad molecular. El primer término describe el fenómeno de estiramiento de los tubos de vorticidad en la dirección de la velocidad.

Capítulo 2
Metodología

Para modelar el comportamiento del flujo de la mezcla de combustible y aire dentro de la cámara de combustión se utilizó el software comercial FLUENT el cual resuelve los sistemas de ecuaciones discretizadas por la técnica de volúmenes finitos donde calcula los valores de las variables en el interior de las celdas computacionales. Para generar el mallado se empleó el software GAMBIT el cual forma parte del pre-procesamiento de los datos.

Para obtener la simulación del flujo y el fluido de trabajo se seleccionó el Modelo k- ϵ estándar por ser simple, robusto y económico de dos ecuaciones, donde la solución de dos ecuaciones de transporte separadas lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de la escala siendo de razonable aproximación para un amplio rango de flujos turbulentos.

Definiéndose las condiciones de trabajo y contorno, se procedió a realizar las iteraciones necesarias para obtener con el simulador FLUENT, a través de visualizaciones, el desarrollo del flujo en toda la geometría y en la zona en donde se encuentran por primera vez los dos fluidos, además permitió obtener el perfil o campo de velocidad superficial, la distribución de las líneas de corriente, la temperatura, la distribución de presión, y la entalpía; entre otras propiedades termodinámicas.

2.1 Pre procesamiento en el programa GAMBIT

En el programa GAMBIT se definió la geometría del dominio y se discretizó el sistema en un número finito de volúmenes de control y se establecieron las condiciones de borde. Con el programa GAMBIT se probaron 5 modelos de mallas y se eligió la configuración que tiene la malla más fina en el lugar donde se encuentran ambos fluidos para representar la siguiente geometría tridimensional de la cámara de combustión:

- Cilindro interno de diámetro 25 mm y longitud 180 mm.
- Cilindro externo de diámetro 59 mm y longitud 180 mm.
- Colocación concéntrica de ambos cilindros.
- Separación de los dos cilindros mediante una capa sólida de espesor de 0,85 mm.
- Cilindro común de diámetro 122 mm y longitud 1016 mm, ubicado a continuación de los dos cilindros concéntricos.
- Ocho perfiles equidistantes colocados dentro del cilindro concéntrico externo.

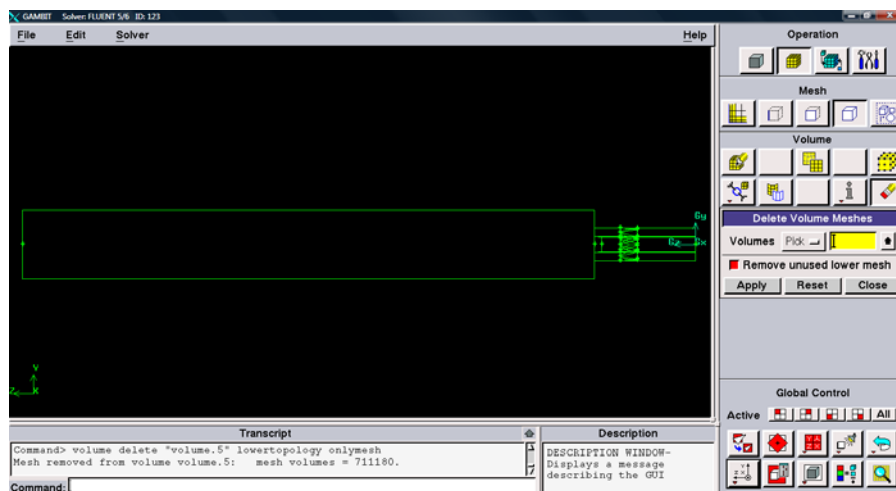


Figura No. 5 Vista Lateral de la Geometría de la Cámara de Combustión desde el programa GAMBIT

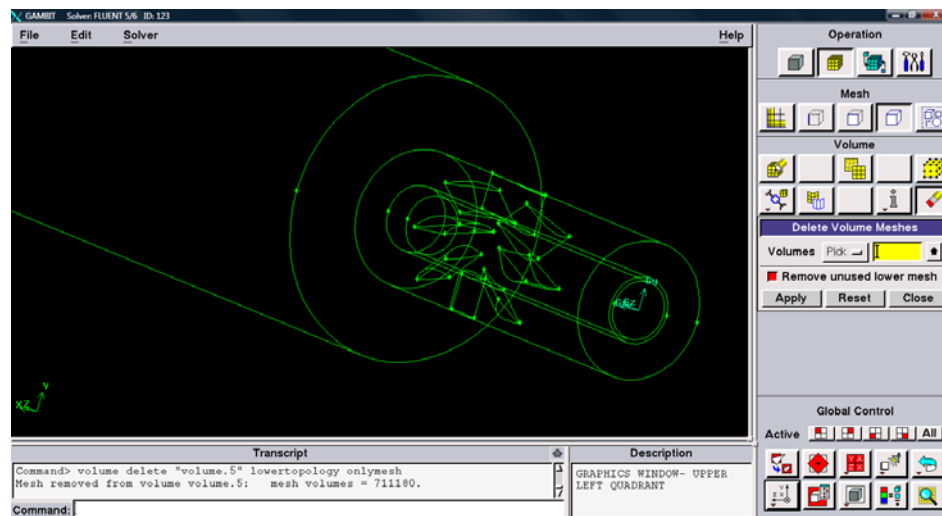


Figura No.6 Vista del dispositivo con los perfiles

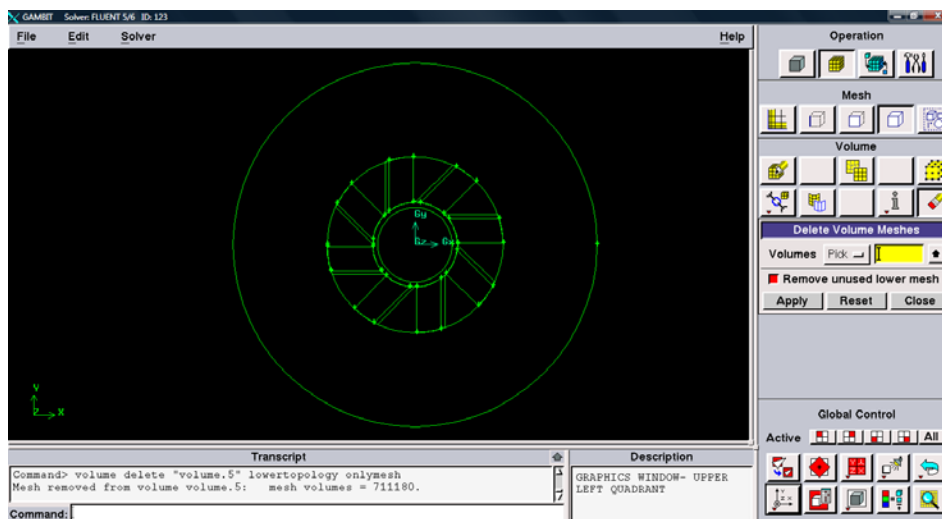


Figura No. 7 Vista Perpendicular de la Entrada del Dispositivo

2.2 Geometría y discretización del sistema tridimensional “3D”

En esta sección primero se idealiza el sistema en un espacio de tres dimensiones (3D), se dibujan los dos tramos de tuberías de 180 mm de longitud y 25 mm y 59 mm de diámetro los cuales tendrán la función de hacer pasar CH_4 y Aire atmosférico hasta el cilindro común, se crean los 8 perfiles equidistantes uniéndolos entre ambos cilindros anteriormente dibujados, se dibuja el cilindro común de 1016 mm de longitud y 122 mm de diámetro y se une en una sola pieza con las anteriormente dibujadas.

2.3 Selección del dominio y discretización del modelo tridimensional

Se elaboraron varias mallas, gruesas y finas. En las primeras corridas se empleo una malla gruesa con celdas de tamaño uniforme en todo el dominio, la cual arrojó resultados muy pobres por la poca cantidad de elementos que resultaron tener. Además no se adaptaba a las zonas donde se necesitaba más detalle.

En pruebas posteriores se emplearon mallas finas y muy finas con celdas de tamaño uniforme en todo el dominio las cuales tenían muchos elementos lo que provocaba un colapso en la capacidad física de las computadoras existentes en el mercado para la actualidad. Por lo que se seleccionó una malla fina con celdas de tamaño uniforme la cual hace énfasis en la zona de encuentro de ambos fluidos lográndose esto gracias a la reducción entre el espaciamiento de los elementos en las áreas de interés.

La malla está conformada por 138.649 nodos y 711.180 elementos.

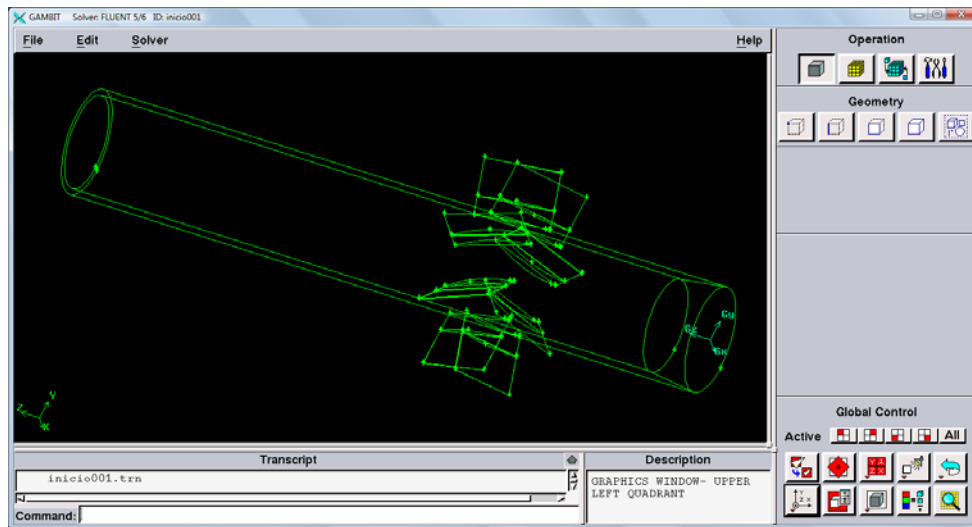


Figura No. 8 Vista del Cilindro Interno con los Perfiles

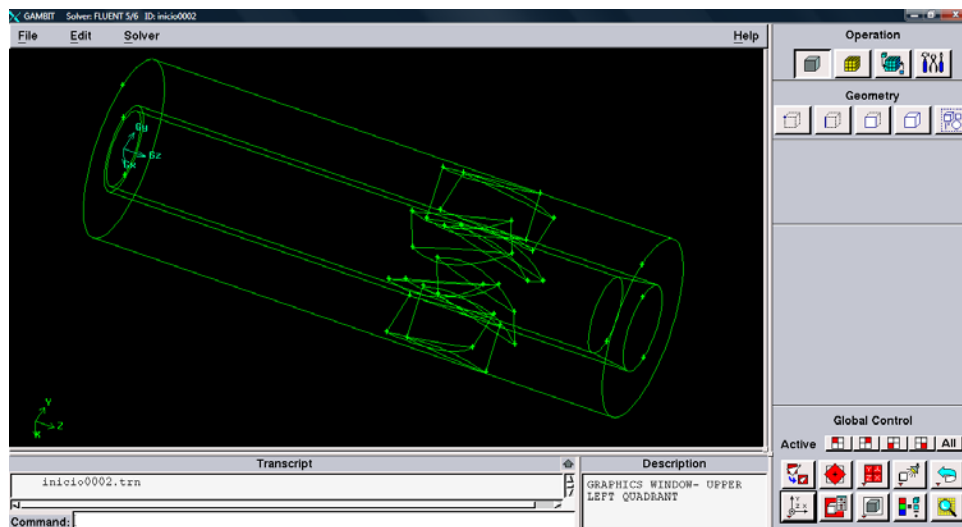


Figura No.9 Vista de los Cilindros Concéntricos con los Perfiles

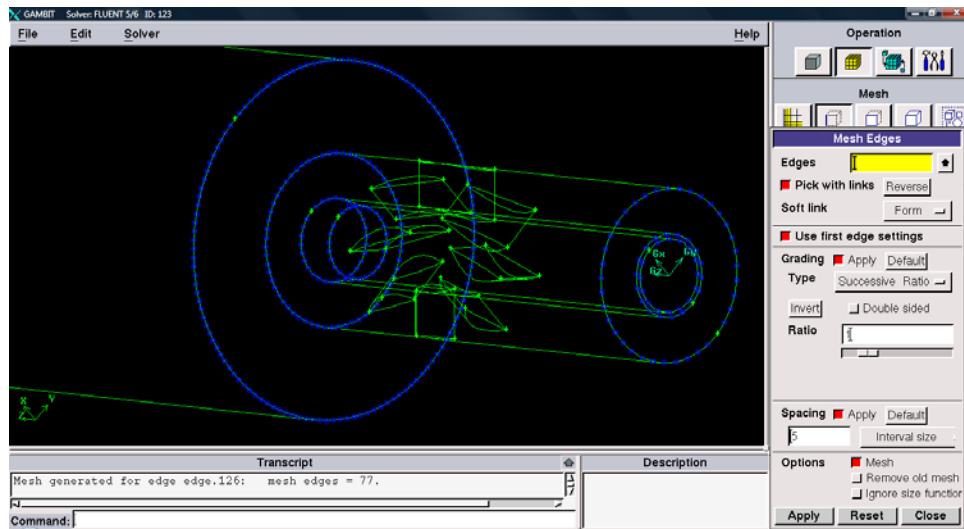


Figura No.10 Vista del dispositivo al momento de definir el espaciamiento de los elementos

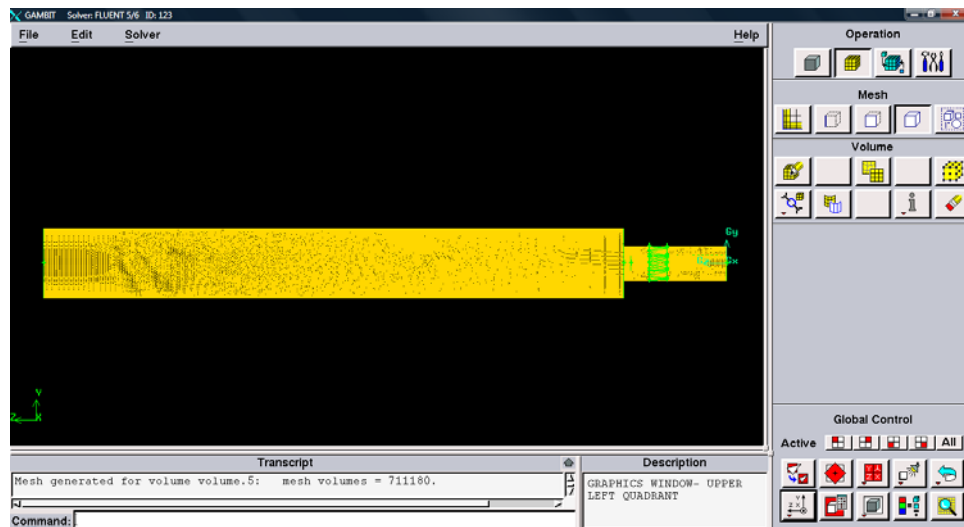


Figura No. 11 Esquema de Malla del dispositivo en Vista Lateral

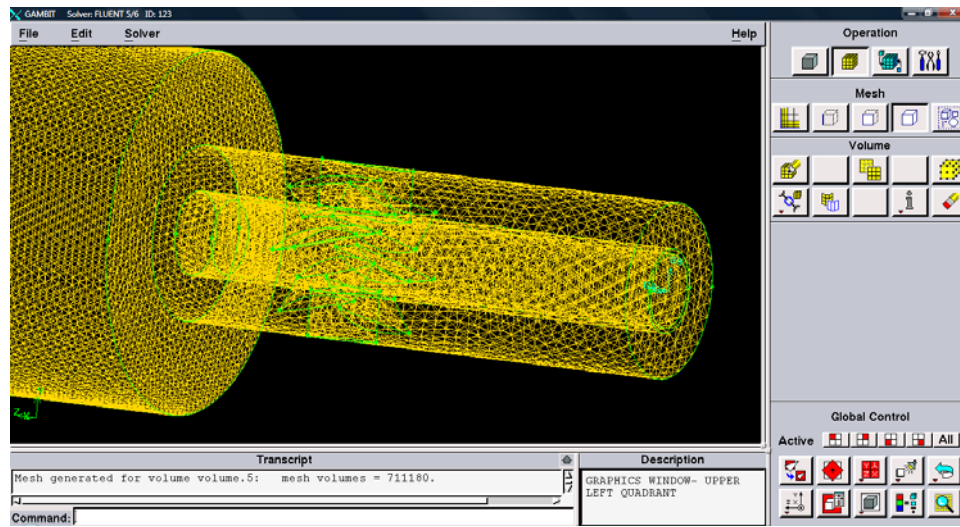


Figura No. 12 Vista del esquema de Malla del Dispositivo

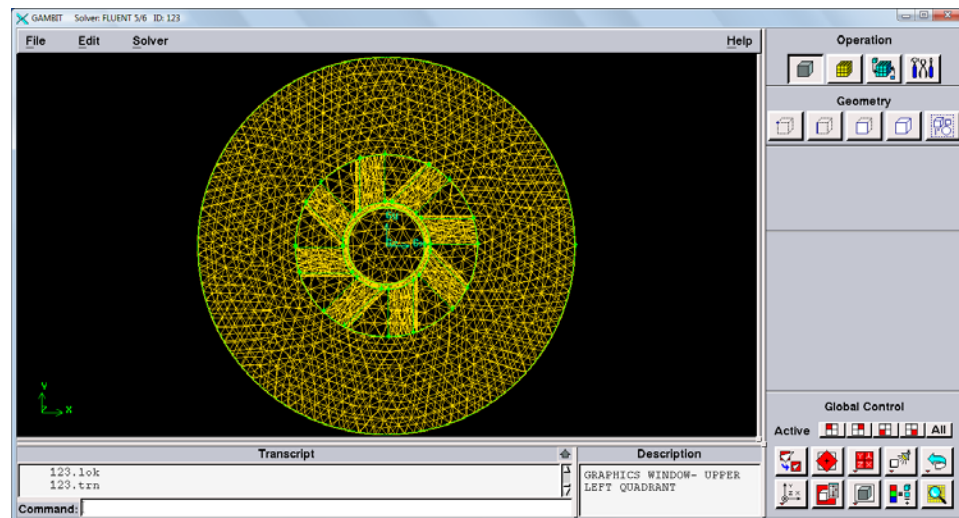


Figura No. 13 Esquema de Malla del dispositivo en Vista Perpendicular a la entrada del Dispositivo

2.4 Pre procesamiento en FLUENT

Se importa la malla que previamente se elaboró en el programa GAMBIT y se configura el esquema de trabajo de la siguiente manera:

- Chequeo de la malla para comprobar si los parámetros establecidos previamente en GAMBIT sean compatibles con el programa FLUENT.
- Se establece el sistema de unidades con el que se va a trabajar en nuestro caso al sistema internacional de unidades.
- Se define el modelo de turbulencia y se establece el modelo k- ϵ estándar.
- Se establecen los materiales con los que se va a trabajar así como sus propiedades en nuestro caso aire y gas metano (CH_4).
- Se establecen los valores a las condiciones de borde.

2.5 Pos procesamiento en FLUENT

La etapa de Pos Procesamiento podemos visualizar múltiples resultados a través de los diferentes comandos en la barra principal del programa.

2.6 Condiciones de trabajo

Se definió como fluido de trabajo la mezcla de aire y combustible en el cilindro común. En condiciones estándar (1 atm y 298 K) se hizo circular por el cilindro interno combustible en fase gaseosa y por el cilindro externo aire; para el combustible y el aire se fijaron números de Reynolds de 15900 y 47500, respectivamente. No se consideraron los efectos gravitacionales, ni la combustión del aire y el combustible; produciéndose solamente la reacción

química cuando ambos entran en contacto. Por simplicidad se restringió a flujo incompresible.

2.7 Condiciones de Contorno

Se fijaron las siguientes condiciones de contorno:

- Contorno 1: para el aire y el combustible se impusieron la velocidad inicial, la presión y la temperatura de entrada. La velocidad inicial de cada flujo se obtuvo a partir del número de Reynolds.
- Contornos 2 y 3: se impusieron condiciones de no deslizamiento en las paredes de todos los cilindros.
- Contorno 4: se impuso la presión a la salida del dispositivo igual a la presión atmosférica.

2.8 Modelo de Turbulencia

En el simulador FLUENT se ha seleccionado el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar para estudiar el comportamiento del flujo turbulento, está conformado por una ecuación que representa la generación de energía cinética debido a la turbulencia “ k ” y una ecuación del rango de disipación de la energía cinética por turbulencia “ ε ”, y al contener solo dos ecuaciones, las condiciones de convergencia son mejores.

Este modelo se seleccionó por su robustez y porque en comparación con otros modelos del tipo RANS, es el que menos tiempo de cálculo por iteración requiere. Además, en un gran número de simulaciones realizadas en equipos térmicos de uso industrial, el modelo $k-\varepsilon$ estándar es el más utilizado.

2.9 Selección del material de trabajo

Se selecciono como materiales de trabajo al aire atmosférico y al gas metano (CH_4).

2.10 Condiciones de borde del modelo tridimensional

En esta etapa se establecieron las condiciones de entrada, salida y fronteras del volumen de control.

El programa contiene varias opciones para la entrada a un volumen de control, entre estos se encuentra la condición “***velocity inlet***”, la cual puede ser utilizada en flujos de líquidos y flujos de gases considerados incompresibles, ésta condición de borde es recomendada por el código FLUENT para la simulación de gas.

Capitulo 3

Resultados

El modelo de la cámara presento convergencia en el resultado después de 799 iteraciones.

Con las simulaciones realizadas con el software comercial “FLUENT” se pudieron obtener el perfil o campo de velocidad superficial, la distribución de las líneas de corriente, la temperatura, la distribución de presión y la entalpia.

3.1 Campo de velocidad superficial

Durante el proceso de simulación se pudo determinar que en el instante en que cada fluido transitaba individualmente por los cilindros la distribución del campo de velocidades presentaba un comportamiento variable; este comportamiento se mantenía cuando los dos fluidos interactuaban, ya que se producía la reacción química. Además, se observó la formación de vórtices en dirección hacia las paredes del cilindro común, justo en la zona en donde comienza a formarse la mezcla del combustible con el aire; es decir, en donde coinciden los dos flujos; y también se originaron vórtices hacia la salida de la cámara, tal como se aprecia en las Figuras No. 14, No. 15 y N° 16. También en dichas figuras se pueden observar las zonas de máxima velocidad, zona verde y naranja, así como las zonas de mínima velocidad, zona azul.

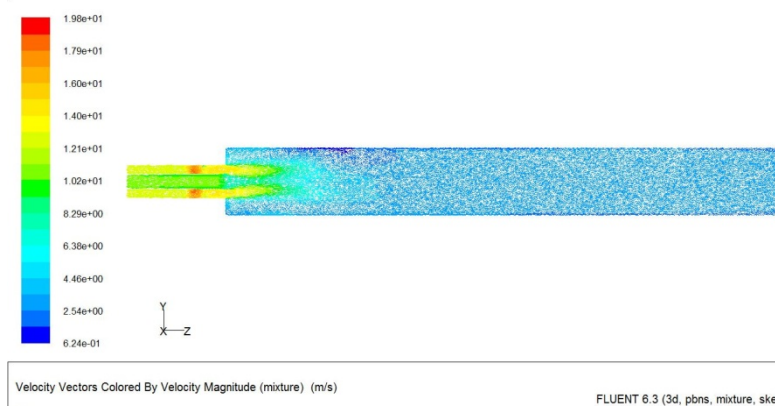


Figura No. 14 Vectores Velocidad de la Mezcla

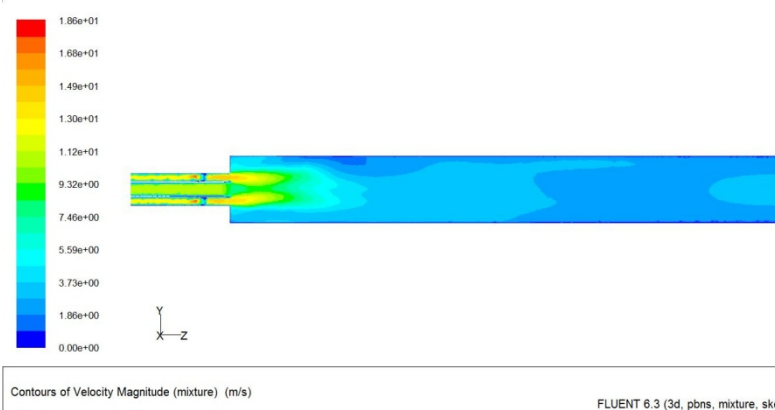


Figura No. 15 Contorno del Perfil de Velocidad de la Mezcla

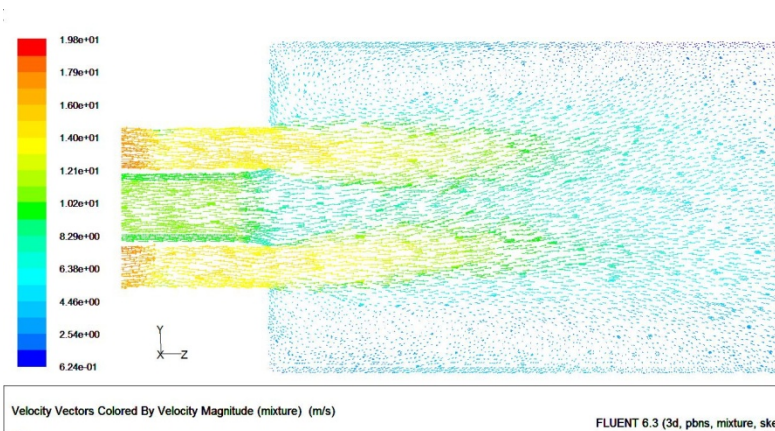


Figura No. 16 Vectores de Velocidad de la Mezcla (acercamiento)

3.2 Líneas de corriente

El simulador comercial permitió determinar las líneas de corriente mediante la gráfica de velocidad superficial, las cuales se muestran en las Figuras No. 17 y No. 18, tanto para el aire como para el combustible, respectivamente, observándose la formación inicial de una recirculación luego de que interactúan los dos flujos, la cual se modifica aguas abajo.

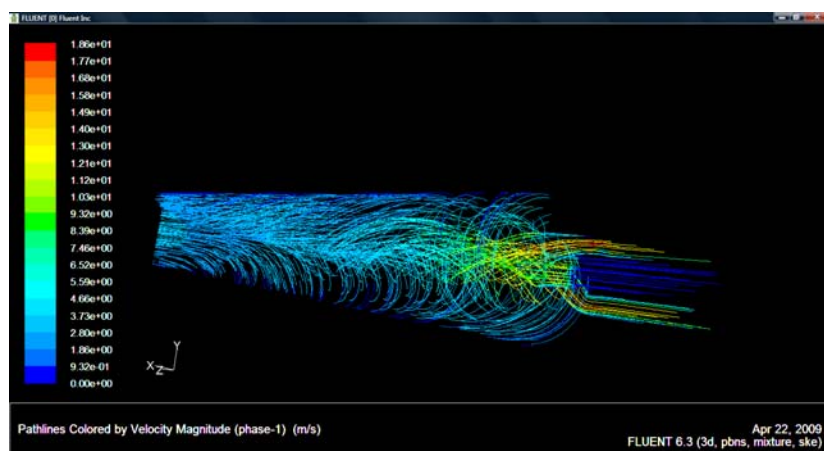


Figura No. 17 Líneas de Corriente del Aire

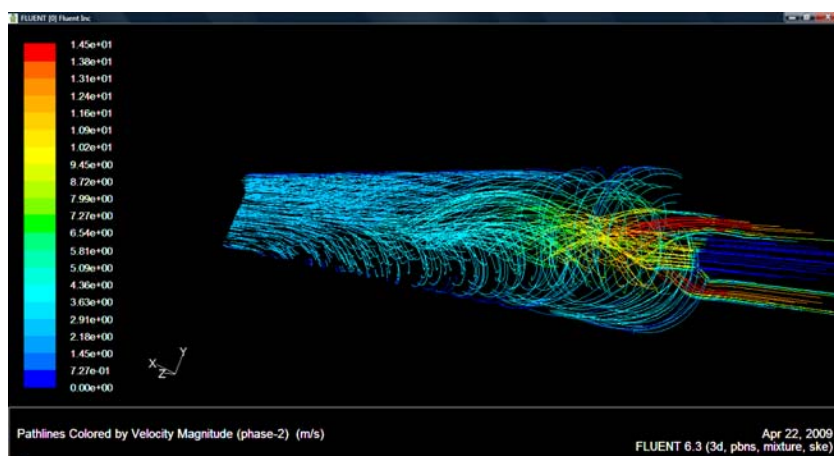


Figura No. 18 Líneas de Corriente del Combustible

3.3 Temperatura

Teniendo presente que en el proceso no hay combustión, en la Figura No. 19 se observa el comportamiento de la temperatura de la mezcla de ambos fluidos, la variación de temperatura desde la entrada hasta la salida de la cámara de combustión permanece casi constante, el simulador numérico presenta en zonas de colores los lugares donde ocurren cambios de temperatura, en nuestro caso cada color representa decimas de kelvin. Simultáneamente, como el cilindro común tiene un mayor volumen se tiene una expansión brusca, en la cual se presenta una caída de presión y por consiguiente una disminución de temperatura. En cambio, aunque ambos fluidos tienen la misma temperatura a la entrada del dispositivo; la cual es la mayor temperatura del proceso, zona roja; se puede notar que esta va disminuyendo en forma gradual en la medida en que los fluidos se desplazan independientemente por los conductos, nótese que en el aire la temperatura disminuye en forma más rápida por la presencia de los perfiles.

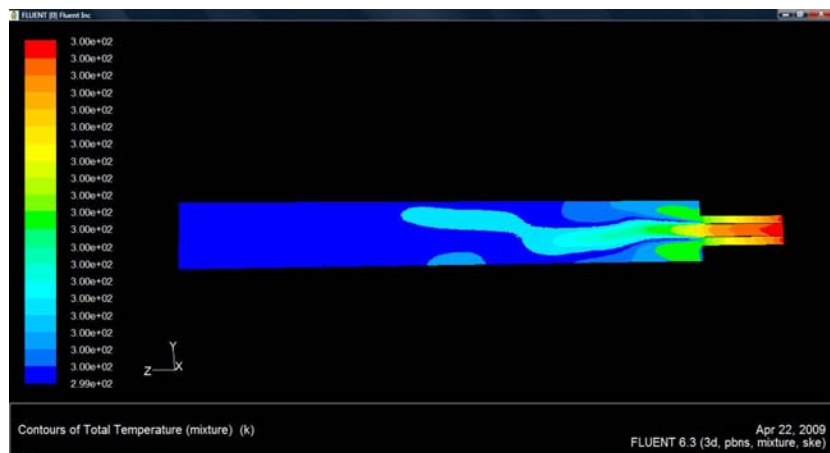


Figura No. 19 Contorno del Espectro de Temperatura de la Mezcla

3.4 Distribución de presión

En la Figura No. 20 se puede apreciar que a la entrada del dispositivo se obtiene el mayor valor de presión, zona roja, mientras que en la zona fría, al presentarse sólo la mezcla del combustible con el aire, se tiene una presión menor, zona verde claro. Además, en la zona en donde se presenta el cambio de geometría se produce una caída de presión considerable debido a la expansión brusca, observándose que el color amarillo se va atenuando y acercando en forma simétrica al color verde, hasta alcanzar el color agua marina, zona en donde se alcanza la menor presión.



Figura No. 20 Contorno de la Distribución de Presión Total

3.5 Entalpía total

Las Figuras No. 21 y No. 22 presentan la distribución de entalpía total de los flujos. En ellas se puede observar como el comportamiento de ambos fluidos es análogo desde que se forma la mezcla, disminuyendo la intensidad del color verde claro hacia azul claro, hasta obtener el color azul más oscuro, lo que permite predecir que la entalpía va disminuyendo a medida que la mezcla circula por el cilindro común. Por otra parte, los dos flujos tienen la misma entalpía total, siendo ésta la mayor entalpía del proceso, la cual también disminuye a medida que los fluidos circulan por los cilindros de inyección, disminuyendo en forma más rápida en el aire.

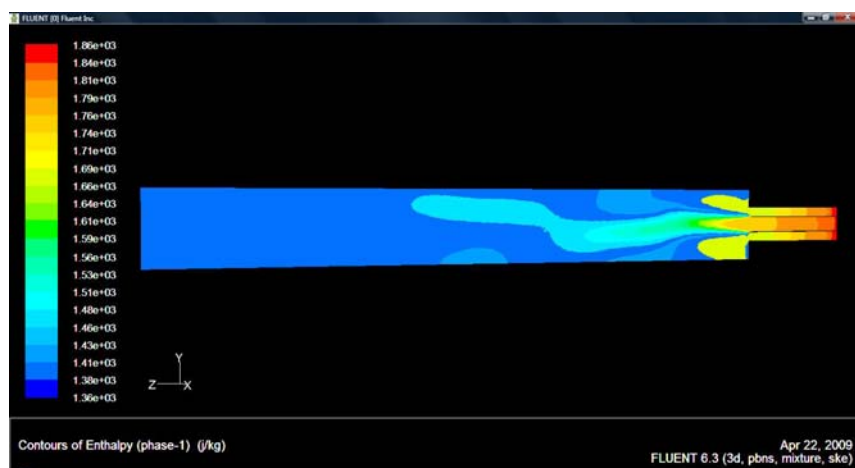


Figura No. 21 Contorno de la Entalpía Total del Aire

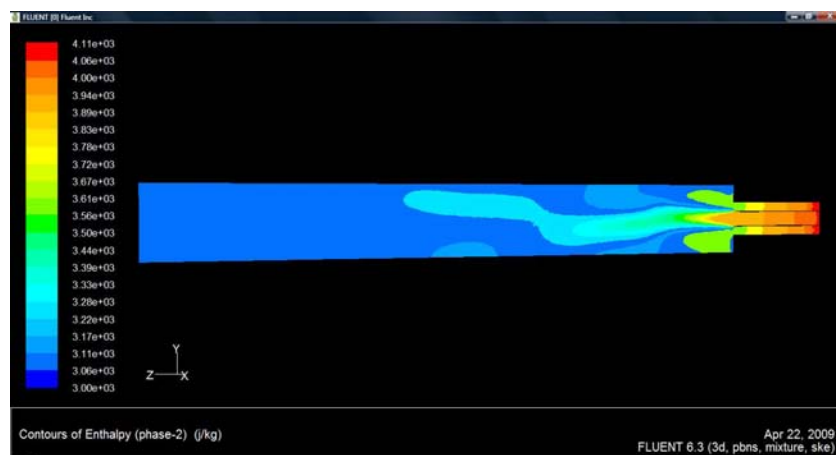


Figura No. 22 Contorno de la Entalpía Total del Combustible

3.6 Comparación de los resultados de la simulación con los resultados experimentales y numéricos

Luego del análisis del comportamiento del flujo dentro de la geometría seleccionada, se compararon los resultados de la simulación con los obtenidos en forma experimental por Roback y Johnson (1983), y con los obtenidos en forma numérica con otros simuladores García-Villalba et al. (2003).

Al comparar los vectores velocidad de las Figuras No. 23, N° 24, N° 25 y N° 26 (simulación) con las Figuras No. 27 (García-Villalba et al. (2003)) y No. 28 (Roback y Johnson (1983)) se obtuvo que en la zona de recirculación anular o zona de expansión brusca, la formación de los vórtices se presentó en forma clara, al igual que en la zona de recirculación central, mientras que el flujo se comenzó a desarrollar completamente en forma tardía.

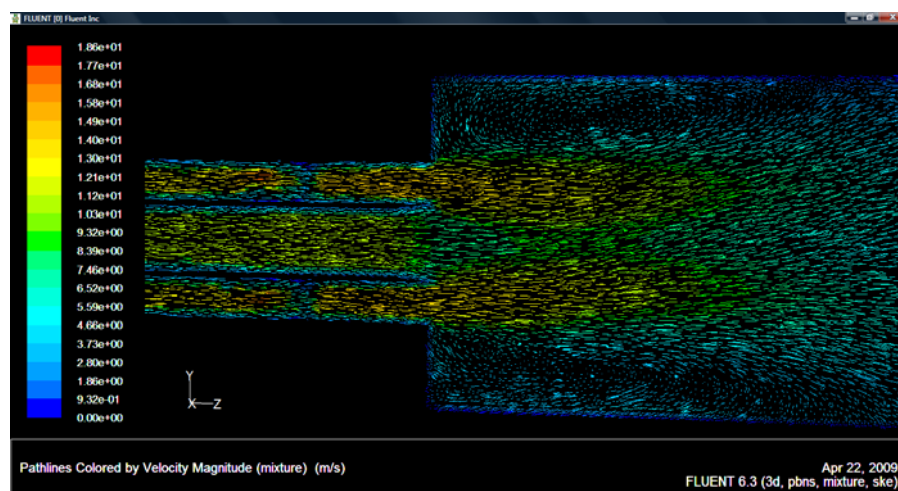


Figura No. 23 Vectores de Velocidad de la Simulación

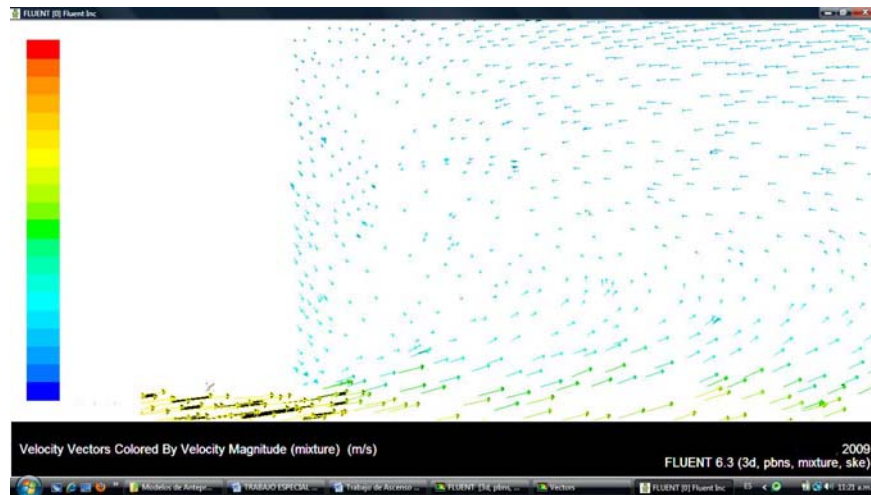


Figura No. 24 Vectores de Velocidad de la Simulación acercamiento A.

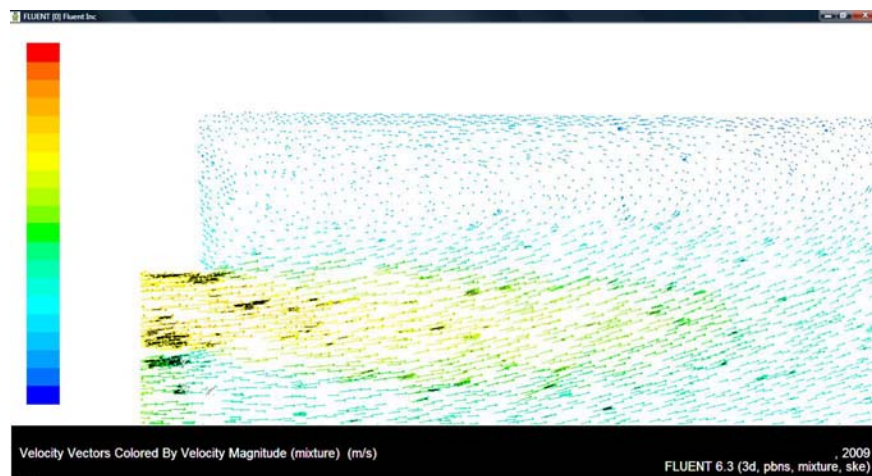


Figura No. 25 Vectores de Velocidad de la Simulación acercamiento B.

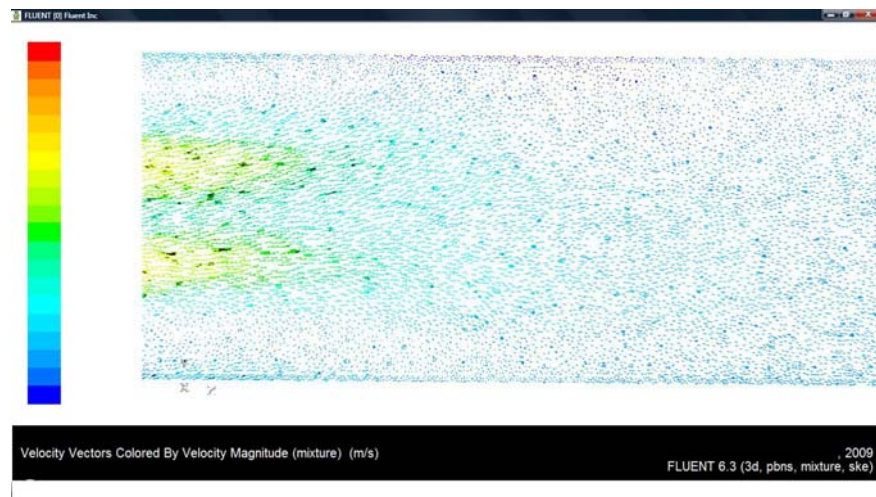


Figura No. 26 Vectores de Velocidad de la Simulación Zona Media

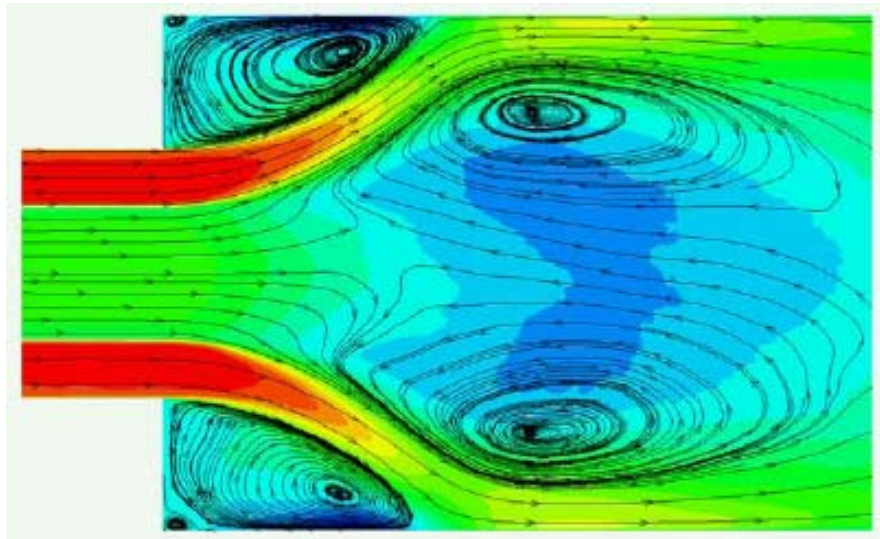


Figura No. 27 Líneas de Corriente de García Villalba et al (2003)

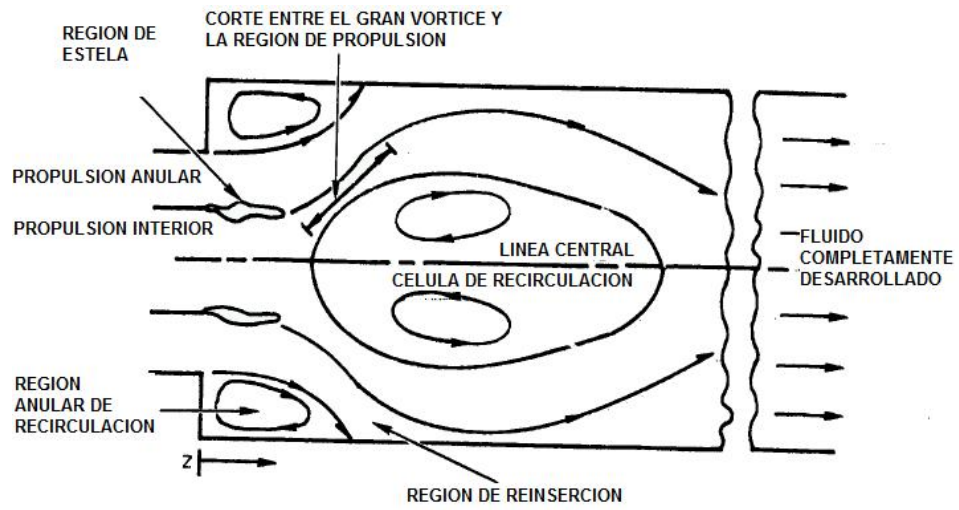


Figura No. 28 Líneas de Corriente de Roback y Johnson (1983)

Conclusiones

- La utilización de un programa de simulación fluido dinámica representa una herramienta eficaz para la simulación de sistemas en donde interviene una mezcla de fluidos. La cámara de combustión diseñada en el Programa GAMBIT y probada en el Programa FLUENT se comporta de una manera estable y arroja resultados similares comparados a las investigaciones realizadas con otros simuladores comerciales.
- La posibilidad de predecir mediante simulaciones numéricas el comportamiento de la mezcla de dos fluidos en un volumen de control permite definir una configuración geométrica óptima en el diseño de equipos.
- El programa GAMBIT resulta eficaz para la generación de geometrías de mediana dificultad tal como se muestra en las figuras desde la N°5 hasta la N°9.
- La generación de un mallado más denso en el lugar de estudio y más liviano en las otras áreas de interés representa un ahorro en el tiempo de ejecución de las iteraciones como lo vemos en la figura N° 10.
- Los resultados obtenidos se asemejaron a la data experimental de Roback y Johnson (1983) y también a la data numérica de García-Villalba et al. (2003).
- Los resultados de velocidad, temperatura, presión, entalpía y líneas de corriente se asemejaron a trabajos previos realizados por otros investigadores.
- El Modelo de Turbulencia k- ϵ permitió apreciar el régimen del flujo con la misma tendencia de las observadas en trabajos previos.

Recomendaciones

- Se recomienda estudiar la configuración de Roback y Johnson (1983) con otros modelos de turbulencia y establecer las diferencias entre ellos.
- Desarrollar trabajos similares considerando modelos de combustión, transferencia de calor y radiación y efectuar la comparación con el caso sin combustión.
- Se recomienda la construcción de un banco de pruebas de una cámara de combustión para obtener de manera experimental la data necesaria para compararlos con resultados numéricos.
- Se recomienda el uso de sistemas más avanzados de computación para el afinamiento de la malla y sus respectivas iteraciones para conseguir resultados más precisos.

Referencias
Bibliográficas

- Ahmadi – Befrui, B. y Gosman, A.D. (1989), International Journal for numerical Methods in Fluids 9, pp. 1073-1086.
- Batchelor, G.K. (1982), The theory of homogeneous turbulence. Cambridge University Press.
- Brankovic, A. Ryder, Jr., R.C. y Syed, S.A. (1998), Mixing and Combustion Modeling for Gas Turbine Combustor using Unstructured CFD Technology. AIAA-98-3854.
- Brillant, P. Chomaz, J.M. y Huerre, P. (1998), Experimental Study of Vortex Breakdown in Swirling Jets. J. Fluid Mech. 376, 183.
- Brookes, S.J. Cant, R.S. y Dowling, A.P. (1999), Modeling Combustion Instabilities Using Computational Fluid Dynamics. ASME 99-GT-112.
- Büchner, H. Hirsch, C. y Leuckel, W. (1993), Experimental Investigations on the Dynamics of Pulsated Premixed Axial Flames. Combust. Sci. and Tech. 94, pp.219-228.
- Buckmaster, J. Calvin, P. Liñan, A. Matalon, M. Peters, N. Sivashinsky, G. y Williams, F.A. (2005), “Combustion theory and modeling”. *Proceedings of the Combustion Institute*, 30, pp.1-19.
- Castilla, R. (2001), “Simulación Cinemática de flujo Turbulento”. Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya. pp.1-5 Teis de Doctorado.
- Catalano, P., Wang, M., Iaccarino, G., Moin, P. (2003), Numerical simulation of the Flow around a Circular Cylinder at High Reynolds Numbers, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 24, 463-469.

- Copete, H. Amell, A. Cadavid, F. (2008) “Simulación Numérica de una Cámara de Combustión de Alta Velocidad”. *Dyna*, 75, pp.109-120
- Estrada, M. Carlos. (2007), “Simulación de una Cámara de Combustión para una Micro Turbina de Gas”. *Scientia et technical*, 34, pp. 255-260.
- Feistauer, M. (1993), *Mathematical Methods in Fluid Dynamics*, Longman, Essex, RU.
- Fluent “FLUENT 6 user’s guide” Fluent corporation 1998
- FLUENT, 30 Nov 2008. disponible en: <http://www.fluent.com>
- García-Villalba, M. Fröhlich, J. and Rodi, W. (2004), Unsteady phenomena in an unconfined annular swirling jet. Submitted to European Turbulence Conference 10, Trondheim (Norway).
- Gleick, J. (1996), *Chaos, “Making a new Science”* Penguin Books, USA.
- Hinze, J.O. (1975), *Turbulence*. McGraw-Hill.
- Jiménez, J. (2004), La Contribución de A.N. Kolmogorov a la teoría de la Turbulencia, Madrid, 16 Mar 2009 disponible en <http://www.rac.es/ficheros/doc/00203.pdf>
- Johnson, B.V. y Bennett J.C. (1981), *Mass and Momentum Turbulent Transport Experiments with Confined Coaxial Jets*. NASA CR-165574.
- Kumar, A. (1999), “Role of flow – consistent grid in CFD”. *Computer and Fluids*, 28, pp. 265-280.

- Lang, W. Poinso, T. Bourienne, F. Candel, S. y Esposito, E. (1987), Suppression of Combustion Instabilities by Active Control. AIAA Paper 87-1876.
- Launder, B. Y Spalding, D. (1972), Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England.
- Lefebvre, A. (1983), Gas Turbine Combustion, McGraw Hill, USA, 1^{era} Edición.
- Lesieur, M. (1997), Turbulence in fluids. Kluwer Academic, 3rd, edition
- Maidhof, S. y Janicka, J. AGARD Meeting on Fuels and Combustion Technology for Advanced Aircraft Engines, Mayo 1993
- Martin, J.E. y Meiburg, E. (1996), Nonlinear Axisymmetric and Threedimensional Vorticity Dynamics in a Swirling Jet Model. Phys. Fluids 8, 1917.
- Mataix. C. (2004), Mécanica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Oxford University.
- McManus, K.R. Poinso, T. y Candel, S. (1993), A Review of Active Control of Combustion Instabilities. Prog. Energy Combust. Sci, 19, 1-29.
- Mugridge, B.D. (1980), Combustion Driven Oscillations. J. Sound and Vibration 70, 437-452.

- Niño, Y. (2002), “Método de los Volúmenes Finitos”. *Modelación numérica en Ingeniería Hidráulica y Ambiental*. Universidad de Chile. pp. 1-25.
- Panda, J. y McLaughlin, D.K. (1994), Experiments on the Instabilities of a Swirling Jet. *Phys. Fluids* 6, 263.
- Paschereit, C.O. Gutmark, E. y Weisenstein, W. (1999), Coherent Structures in Swirling Flows and their Role in Acoustic Combustion Control. *Phys. Fluids* 11, 2667.
- Pantankar, S.V. (1980), Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corp. USA.
- Peters, N. y Ludford, G.S.S. (1983) The Effect of Pressure Variations on Premixed Flames. *Combust. Sci and Tech.* 34, 331-344 .
- Pierce, C.D. Moin, P. (1998), Large eddy simulation of a confined coaxial jet with swirl and heat release. AIAA paper N° 98-2892.
- Poinso, T.J. Trounev, A. Veynante, D. Candel, S. y Esposito, E. (1987), Vortex-Driven Acoustically Coupled Combustion Instabilities. *J. Fluid Mech.*, 177, 265-292 .
- Potter, Merle C. (1998), Mecánica de fluidos. México: Prentice Hall.
- Roback, R. y Johnson, B.V. (1983), Mass and Momentum Turbulent Transport Experiments with Confined Swirling Coaxial Jets, NASA, CR-168252.

- Schlüter, J.U. (2001) Large-Eddy Simulations of Combustion Instability Suppression by Static Turbulence Control. Center for Turbulence Research Annual Briefs, 119-130 .
- Sommerfeld, M., y Qiu, H. H., (1991), Detailed measurements in a swirling particulate two-phase flow by a phase-doppler anemometer. Int. J. of Heat and Fluid Flow, 12, pp.20-28.
- Versteeg, H.K. y Malalasekera, W. (1995), “An introduction to computational Fluid Dynamics”. The Finite Volume Method, Prentice Hall, England.
- Westbrook, C., Mizobuchi, Y., Poiso, T.J., Smith, P., Warnatz, J., Computational combustion. (2005)
- Yunus A. Cengel. (1996), *Termodinámica*. McGraw Hill interamericana editores. 2da. edición, México.
- Zambrano, T. (2007), *Simulación de la Dinámica del Flujo de Combustible y Aire en una Cámara de Combustión mediante el Modelo de Turbulencia de Grandes Vórtices. Trabajo de Ascenso.*

Apéndice A

*Modelos de turbulencia que usa FLUENT,
aplicaciones y estudios previos.*

A.1 Modelos de turbulencia

Como se mencionó en el segundo capítulo el código FLUENT utiliza para modelar el flujo de fluidos una serie de ecuaciones derivadas de las ecuaciones de Navier – Stokes, además un modelo para la simulación de grandes vórtices conocido como LES. En esta sección hablaremos un poco más en detalle de cada uno de estos modelos, y al final se ilustrará una tabla muy práctica que sirve como primera referencia para la selección de estos modelos en problemas de ingeniería a nivel industrial.

A.2 Modelo Spalart-Allmaras

El modelo Spalart-Allmaras es relativamente simple, con una ecuación que resuelve la ecuación de transporte moldeada para la viscosidad cinemática turbulenta. Este modelo fue diseñado especialmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con flujos que bordean paredes y a mostrado buenos resultados para capas límites sometidos a gradientes de presión adversos. También es muy conocido para aplicaciones de flujo en turbomáquinas.

En su forma original es un modelo más efectivo para números de Reynolds bajos y se requiere que la región de viscosidad afectada en la región en la capa límite este correctamente resuelta. En FLUENT, sin embargo, el modelo Spalar-Allmaras se ha empleado con funciones de contorno donde la resolución de la malla no es suficientemente buena. Esto permite considerarlo una buena elección para obtener simulaciones relativamente ordinarias con mallas poco finas en las cuales el cálculo en flujo turbulento no se espera sea muy crítico. Además, los gradientes cercanos a las paredes de la variable transportada en el modelo son más pequeños que los gradientes de las variables en los modelos $k-\epsilon$ o $k-\omega$, lo que hace que el modelo sea menos sensible a errores numéricos cuando las mallas se usan cerca de las paredes.

El modelo Spalar-Allmaras no permite predecir ciertos comportamientos de flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos, con lo que no se sabe hasta que punto es preciso en problemas de ingeniería donde estén involucrados flujos altamente complejos. Además los modelos de una sola ecuación son criticados por su imposibilidad de adaptarse rápidamente a los cambios de longitudes de estela, por ejemplo cuando el flujo pasa en una zona limitada por paredes a un flujo de zona libre. En la ecuación 1.a se muestra el modelo de una ecuación Spalar-Allmaras:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{v} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_v} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \rho \bar{v}) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_v \quad (1.a)$$

Donde G_v es la viscosidad turbulenta y Y_v es la disipación o destrucción de la viscosidad turbulenta que ocurre en la región cercana a la pared debido a los efectos amortiguadores de la viscosidad. Los términos σ_v y C_{b2} son constantes y v es la viscosidad cinemática. S_v es un termino definido por el usuario.

A.3 Modelo k- ε estándar (Launder and Spalding model)

Este es un modelo de turbulencia simple de dos ecuaciones, donde la solución de dos ecuaciones de transporte separadas lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de la escala. El modelo Estándar k- ε es robusto, económico y de razonable aproximación para un amplio rango de flujos turbulentos; por esta razón este modelo tiene gran popularidad en flujos industriales y simulaciones de transferencia de calor. Es un modelo semi-empírico; las ecuaciones son derivadas de consideraciones fenomenológicas y empíricas, desde que se conoció este modelo, se han incluido mejoras.

Las ecuaciones 2.a y 3.a se muestra el modelo k- ε estándar:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (2.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} S_\varepsilon \quad (3.a)$$

donde, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad. G_b es la energía cinética turbulenta debida a la gravedad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, y $C_{3\varepsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ε son los números de Prandtl para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos definidos por fuentes del usuario.

En el código FLUENT se encuentran dos variantes de este modelo:

A.4 Modelo k- ε Grupo Renormalizado (RNG)

En este modelo las ecuaciones k y ε son derivadas aplicando una técnica estadística muy rigurosa (llamada método de grupo de renormalización) a las ecuaciones de Navier-Stokes.

Es muy similar a las ecuaciones estándar de k- ε pero incluye un término adicional que mejora el análisis de flujos rápidamente forzados, el efecto de remolinos en la turbulencia (con lo que se aumenta la precisión para flujos muy removidos) y una fórmula analítica para números turbulentos de Prandtl. Además este modelo trabaja con números de Reynolds altos, mientras que la teoría estadística RNG da una formula diferencial derivada analíticamente por la viscosidad válida también para números de Reynolds bajos. Debe decirse

también que la efectividad de esta característica depende de un adecuado tratamiento en las zonas cercanas a las paredes.

Las características anteriormente mencionadas hacen que el modelo RNG sea utilizable para un amplio rango de flujos, mayor que en el caso del modelo estándar.

A.5 Modelo k - ε Realizable

Este modelo es fue desarrollado relativamente reciente y, en comparación con el modelo $k - \varepsilon$ estándar, es una formulación alternativa para viscosidad turbulenta y hay una nueva ecuación del transporte para el radio de disipación.

El término “Realizable” quiere decir que el modelo satisface ciertas

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.a)$$

restricciones matemáticas para los esfuerzos de Reynolds, de acuerdo con la física del flujo turbulento. Ni el

modelo estándar $k - \varepsilon$ ni el modelo RNG $k - \varepsilon$ son “realizables”. El beneficio que aporta el modelo realizable es que tiene una resolución superior para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo gradientes de presión fuertes y adversos, separación y recirculación.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

donde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

ecuaciones (6.a), (7.a) y (8.a)

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media, G_b es la energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes. Y los términos σ_k y σ_ε son los números de Prandtl para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos definidos por fuentes del usuario.

Tanto el modelo $k-\varepsilon$ *RNG* como el *Realizable* presentan avances notables sobre el modelo *estándar* donde las características del flujo incluyen fuertes curvaturas, vórtices y rotaciones. Como el modelo es relativamente nuevo, no está claro cuándo el modelo *realizable* $k-\varepsilon$ supera al modelo *RNG*, aunque en estudios iniciales se haya demostrado que da mejores resultados y comportamiento frente a otras versiones de modelos $k-\varepsilon$ en el caso de flujos separados y flujos secundarios complejos.

A.6 Modelo $k-\omega$

El modelo $k-\omega$ en FLUENT está basado en el modelo $k-\omega$ de Wilcox (1998), el cual incorpora modificaciones para los efectos en bajo número de Reynolds, compresibilidad y el desprendimiento del flujo separado. El modelo de Wilcox predice los rangos de flujo libre separado que concuerda con las mediciones de ondas de flujo, mezcladores, flujos planos, curvados y jets radiales y es aplicable para flujos cercanos a la pared y corte del flujo libre.

El modelo estándar $k-\omega$ es un modelo empírico basado en una ecuación de transporte para la energía cinética debido a la turbulencia (k) y una ecuación que define el rango de disipación (ω).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + Y_k + S_k \quad (9.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + S_\omega \quad (10.a)$$

En esta ecuación, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media o promedio. G_ω representa la disipación de energía. Γ_k y Γ_ω representan la difusión de k y ω , respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia.

A.7 Modelo de los esfuerzos de Reynolds (RSM)

Este modelo es el más elaborado que proporciona FLUENT, y tiene un elevado potencial para predecir, con mayor detalle, remolinos, rotación y cambios rápidos de flujos forzados de una forma más rigurosa que los demás modelos. Es decir, en lugar de asumir una viscosidad turbulenta igual en las tres direcciones, considera un modelo de tensión de Reynolds para cada uno de los seis términos de los esfuerzos de Reynolds. Sin embargo, la estabilidad de la convergencia es un problema serio y el tiempo de cálculo es sumamente mayor que en los modelos de 2 ecuaciones por ejemplo. Además, este modelo no siempre proporciona resultados superiores a modelos más simples.

Desde luego, usar el modelo Reynolds Stress es imprescindible cuando las características del flujo de interés son resultado de la anisotropía. Entre los ejemplos podemos mencionar flujos cíclicos, flujos con muchos remolinos en cámaras de combustión, transito de flujo rotativo y el flujo secundario en ductos.

Este modelo consta de siete (7) ecuaciones, más las ecuaciones de continuidad, momentun y energía. Debido a lo extenso de este modelo hacemos la referencia a dirigirse al manual de usuario de FLUENT.

A.8 Simulación del Gran Remolino (LES)

El modelo LES es otra alternativa que ofrece FLUENT, en donde los remolinos se calculan con simulaciones dependientes del tiempo a partir de unas ecuaciones que filtran aquellos remolinos más pequeños. La filtración se basa principalmente en manipular la ecuación exacta de Navier-Stokes y borra sólo los remolinos más pequeños de una malla (la medida de la malla). Este proceso también genera, como el Reynolds promedio, términos adicionales.

Una particularidad del modelo LES es que permite reducir el error incluido por el modelo de turbulencia. Las aplicaciones de este modelo en simulaciones industriales de fluidos se encuentran todavía muy en sus inicios, cuyas aplicaciones típicas se reducen a geometrías simples debido a su elevado costo de cálculo para resolver las ecuaciones. Se deben tener en cuenta las discretizaciones, ya que la pérdida de precisión es rápida si ésta no se efectúa correctamente.

Las aproximaciones del modelo LES en estos momentos están en fase de investigación y sólo se encuentran disponibles para realizar pruebas, si se tienen herramientas informáticas para realizar los cálculos adecuados. Por lo tanto como regla general se recomienda que los modelos de turbulencia convencionales usen aproximaciones Reynolds – promedio en los cálculos prácticos.

A.9 Tabla de características más relevantes de los modelos de turbulencia que usa FLUENT.

La presente tabla ilustra de manera muy sencilla las capacidades y debilidades de cada modelo de turbulencia bajo la metodología RANS.

Modelo	Comportamiento y Uso
Spalart-Allmaras	Este modelo es de 1 ecuación, es económico para mallas grandes. Pobre desempeño en flujos en 3D, flujos con fuerte separación, flujo de corte libre. Adecuado para flujos medianamente complejos externo/interno, flujos de bajo gradiente de presión (fuselaje de aviones, viento, misiles y cascos de embarcaciones).
$k - \varepsilon$ Estándar	Es de dos ecuaciones. Completo, ampliamente usado a pesar de sus limitaciones. Pobre desempeño para flujos complejos que presenten altos gradientes de presión, separación y fuertes líneas de flujos en cambios de dirección. Adecuado para flujos moderadamente complejos.
RNG $k - \varepsilon$	Adecuado para flujos cortantes complejos que envuelven rápida tensión, remolinos moderados, vórtices y flujos localmente transitorios (separación, masiva separación, desprendimiento de vórtices, difusores y ventilación de salones)
Realizable $k - \varepsilon$	Ofrece en gran parte los mismos beneficios y aplicaciones del RNG posiblemente más preciso y más fácil para la convergencia.
SST $k - \omega$	Superior desempeño para límites de pared, corte libre y bajo número de Reynolds. Adecuado para flujos complejos de capas de borde sobre gradientes de presión adverso y separación (aerodinámica externa y turbomáquinas). Puede ser usado en flujos transitorios.
RSM (Modelo de los esfuerzos de Reynolds)	Físicamente es el modelo más completo. Evita las suposiciones isotrópicas de remolinos viscosos. Más difícil de converger debido a que las ecuaciones son cerradas y acopladas. Adecuado para flujos complejos en 3D, fuerte rotación/remolinos.

Apéndice B

*Procedimiento de un modelo simple para
pre–procesamiento en software GAMBIT.*

Para crear una geometría en GAMBIT primero se debe trazar una estrategia para la elaboración y ensamblaje de cada una de las partes debido a que la mayoría de las geometrías de interés se crean con la unión, sustracción y/o intersección de figuras geométricas básicas (cilindros, esferas, conos etc.). Básicamente para establecer un dominio de una geometría en 3D se deben seguir los cinco pasos que se muestran en la figura N° B.1.

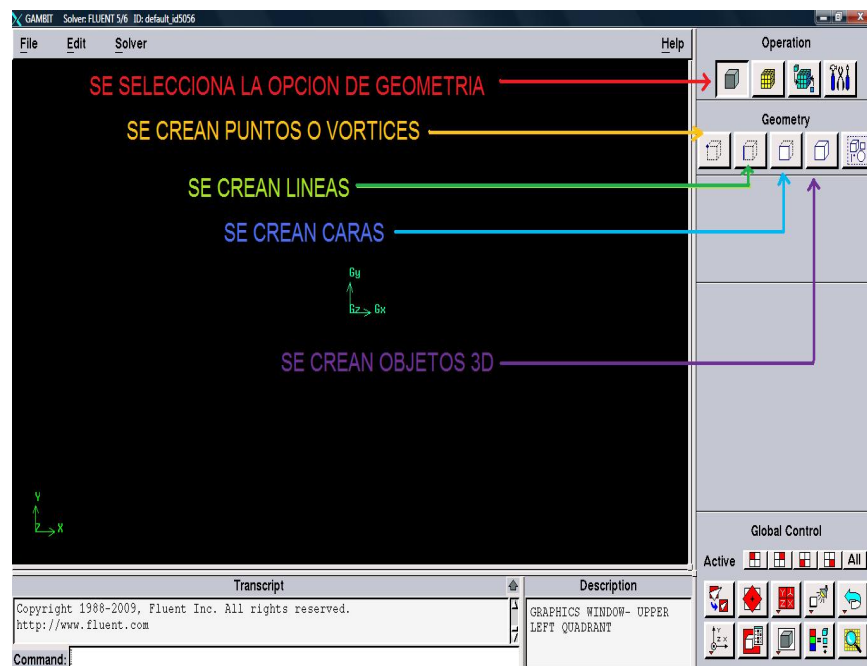


Figura No. B.1. Ventana del pre-procesador GAMBIT

Luego de creada la superficie se debe seleccionar el boton de operación de crear malla “create mesh” donde se estableceran los parametros del espaciamiento de la malla y los sectores a establecerla.

Posterior a este paso se seleccionan las condiciones de borde, en nuestro caso tenemos dos estradas de gases y una salida. Ver figura N° B.2.



Figura No. B.2. Malla computacional en GAMBIT

Apéndice C

*Procedimiento de un modelo simple para
pre –procesamiento en software FLUENT.*

Se debe importar un archivo con la extensión (msh) creado el Pre Procesador GAMBIT el cual tiene la información de la malla. Para ello en la ventana FLUENT se selecciona FILE/READ/CASE

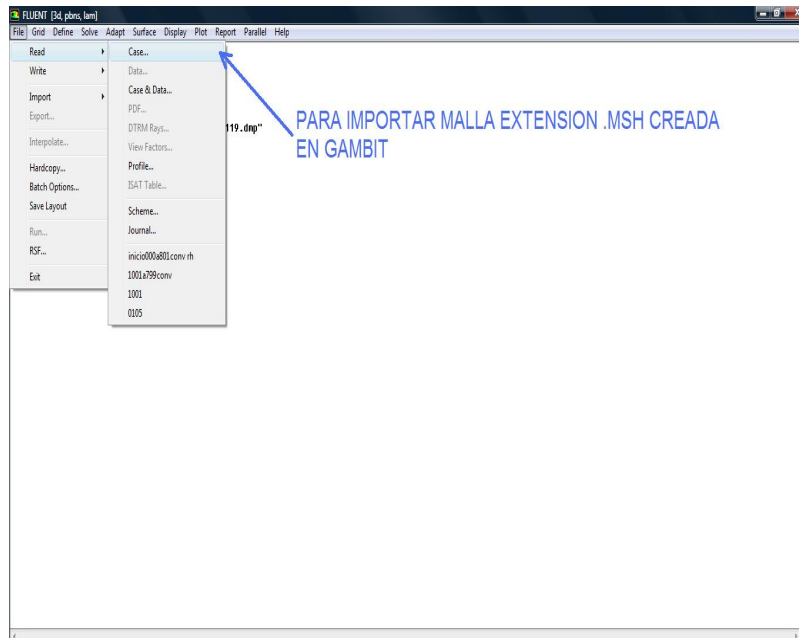


Figura No. C.1. Ventana FLUENT para definir los parámetros del Pre – Procesamiento

Al seleccionar el archivo, el programa FLUENT lo carga y muestra la información en la ventana con todas las características de la malla las cuales contiene el número de caras, el número de nodos, el número de elementos entre otros. Ver figura N° C.2.

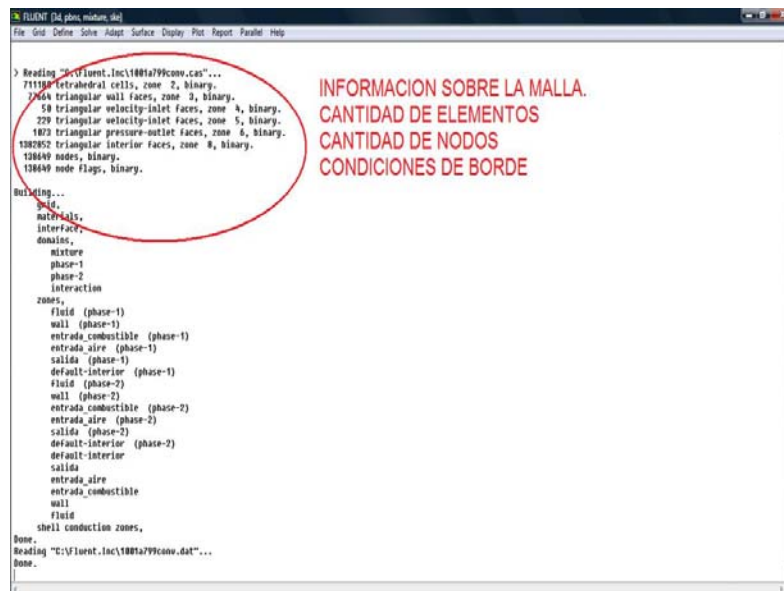


Figura No. C.2. Ventana FLUENT para definir los parámetros del Pre - Procesamiento

Cargado el archivo en el software FLUENT se le debe asignar el sistema de unidades a trabajar en nuestro caso el del sistema internacional, para ello se selecciona GRID/ SCALE y se va a desplegar una ventana como la que se muestra en la figura N° C.3.

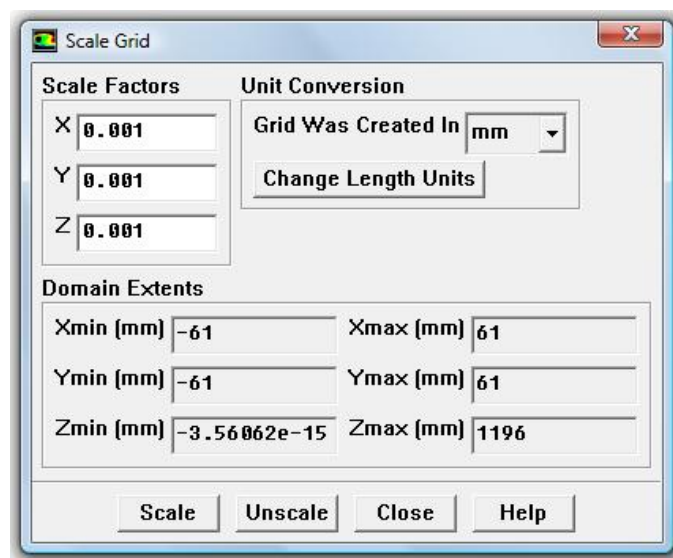


Figura No. C.3. Ventana de selección de escala

Para establecer el modelo de turbulencia se debe seleccionar DEFINE/ MODELS/ VISCOUS y se va a desplegar una ventana como la que se muestra en la figura N° C.4. y vamos a seleccionar el modelo k – épsilon (2 eqn) tipo estándar.

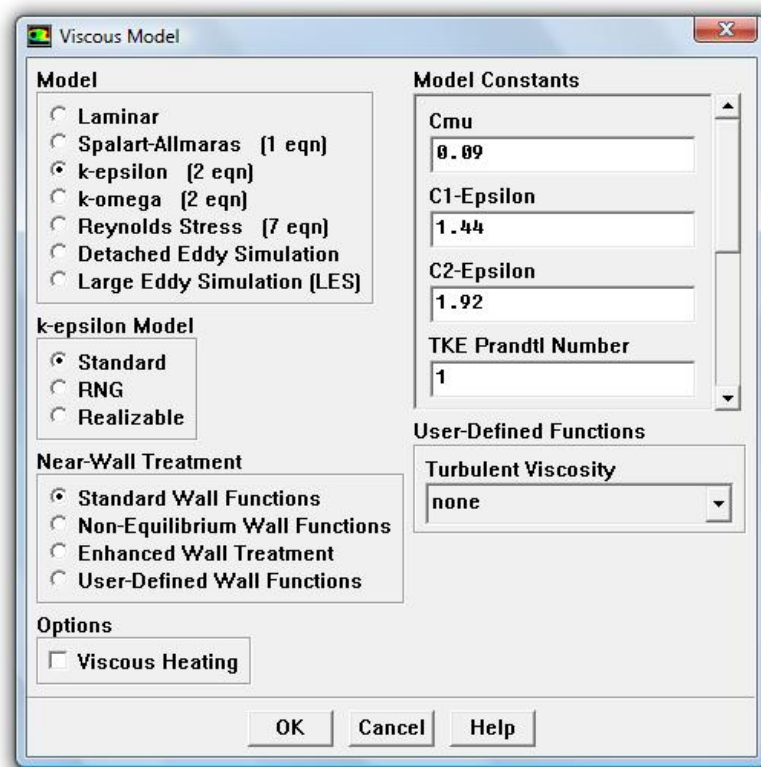


Figura No. C.4. Ventana de selección del modelo de turbulencia

Para establecer los tipos de materiales (fluidos) que vamos a utilizar seleccionamos DEFINE/ MATERIALS y se va a abrir una ventana como la que se muestra en la figura N° C.5. Por defecto el programa FLUENT tiene establecido como material de trabajo al aire, debemos cargar en la lista de materiales de trabajo el combustible que en nuestro caso utilizaremos el gas metano (CH_4), FLUENT tiene una base de datos con una gran cantidad de materiales de trabajo pre definidos en los cuales se busca el gas metano y se carga en la lista para ello terminamos presionado el botón CHANGE/CREATE.

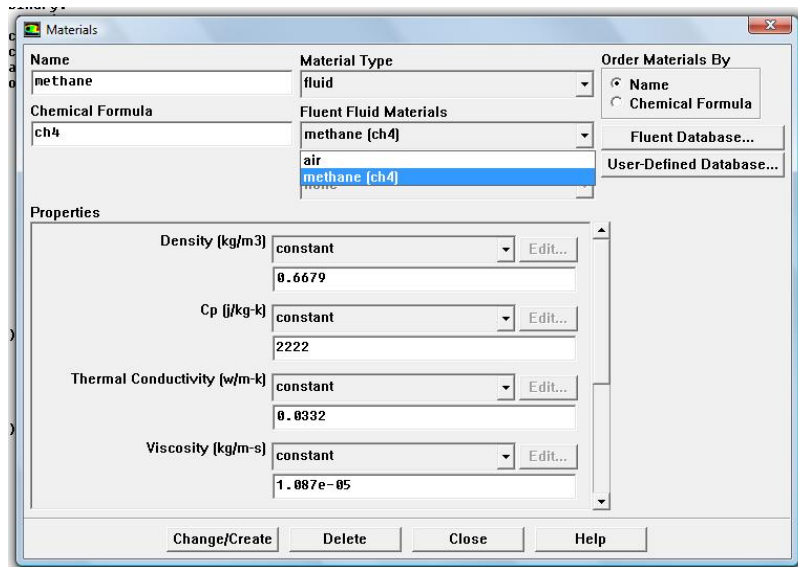


Figura No. C.5. Ventana de selección de los materiales de trabajo

Para establecer por donde deben pasar cada uno de los fluidos seleccionamos DEFINE/ BOUNDARY CONDITIONS y se va a abrir una ventana como la que se muestra en la figura N° C.6. allí colocamos los parámetros de entrada y salida de los materiales de trabajo.

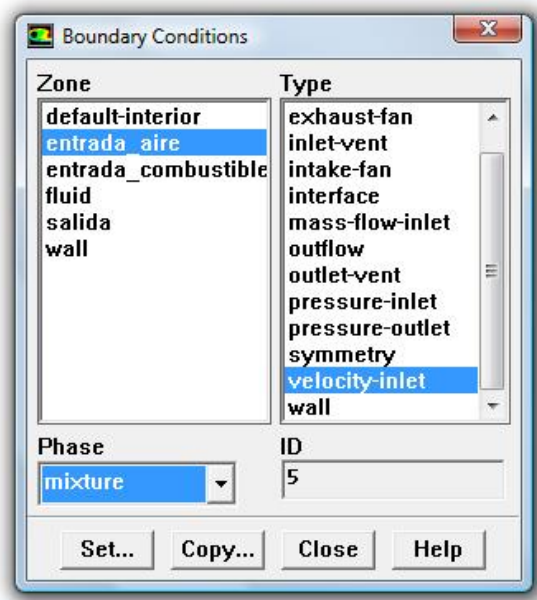


Figura No. C.6. Ventana para definir las condiciones de borde

Al ir seleccionando cada uno de los materiales de trabajo se va a abrir una ventana como la que se muestra en la figura N° C.7. Allí se selecciona la velocidad de entrada, el componente cartesiano de la dirección del fluido y la temperatura.

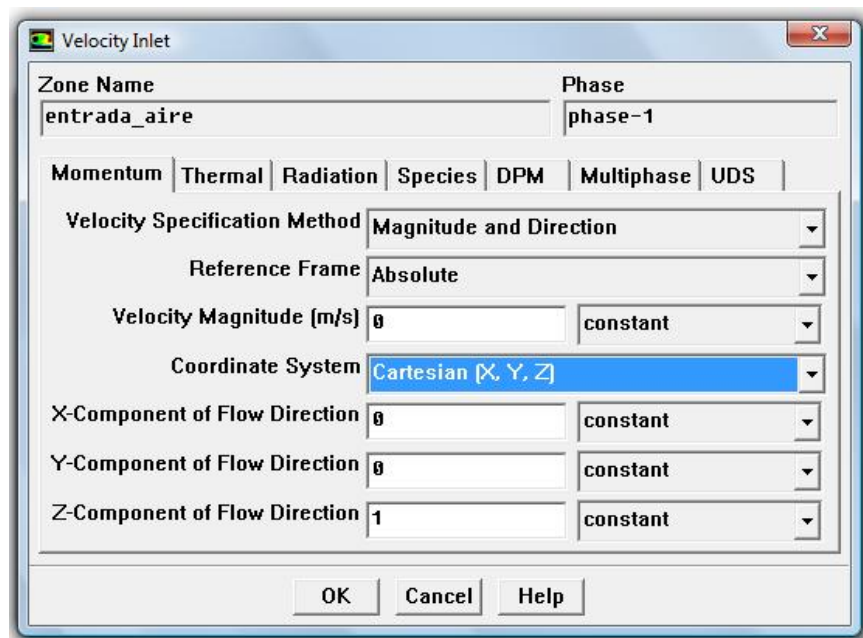


Figura No. C.7. Ventana de selección de velocidad de entrada, temperatura y constantes

Para la inicialización de la solución se debe seleccionar SOLVE/ INITIALIZE/ INITIALIZE y se va a desplegar una ventana como la que se muestra en la figura N° C.8. Este paso es muy importante ya que si no es activado no se puede correr el comando Iterar.

En el cuadro Compute From colocamos entrada_aire y por defecto saldrán los valores que hemos establecido previamente en el cuadro Initial Values.

Presionamos INIT y cerramos la Ventana.

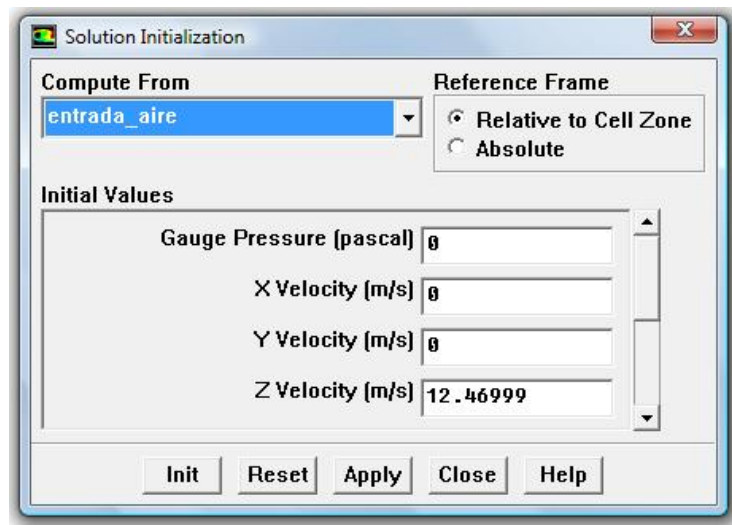


Figura No. C.8. Ventana de iniciación de la solución

Se deben habilitar los gráficos para monitorear los residuales en SOLVE/ MONITORS/ RESIDUAL y monitorear las iteraciones en SOLVE/ MONITORS/ SURFACE como se muestra en las figuras N° C.9. y N° C.10.

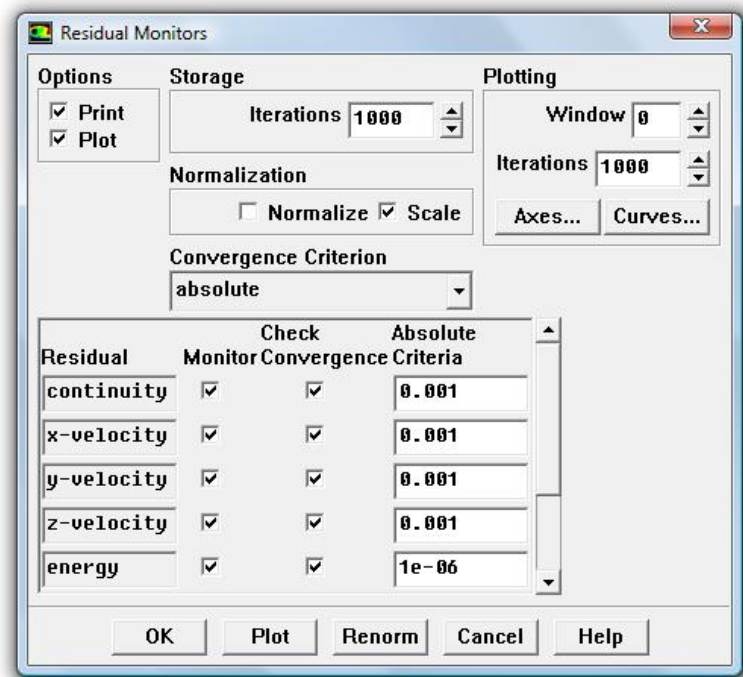


Figura No. C.9. Ventana para activar gráfico de residuales y el criterio de convergencia



Figura No. C.10. Ventana para activar gráfico de iteraciones

Finalmente se activa el comando iterar en SOLVE/ ITERATE donde se abrirá una ventana como la que se muestra en la figura N° C.11. Es importante colocar el número suficiente de iteraciones para llegar a la convergencia.

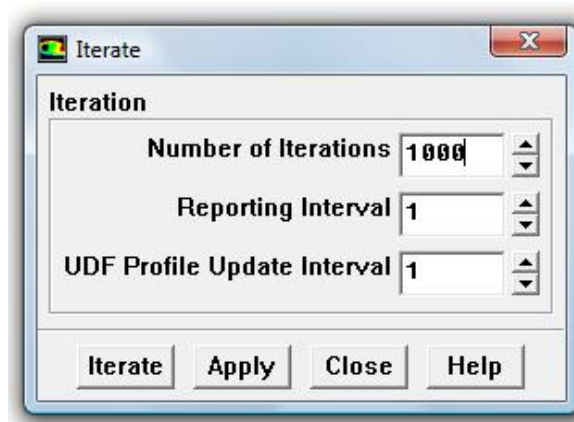


Figura No. C.11. Ventana para correr el modo “iterar”

Apéndice D

*Procedimiento de un modelo simple para
post – procesamiento en software FLUENT*

Para observar los resultados en FLUENT se debe abrir en la ventana principal el comando “Display” para ello seleccionamos DISPLAY y allí tenemos una amplia gama de soluciones gráficas, desde ver la malla hasta ver los contornos y los vectores velocidad del fluido en nuestro volumen de control.

Si seleccionamos DISPLAY/ COUNTOURS se abrirá una ventana como la que se muestra en la figura N° D.1. Allí podemos seleccionar que tipo de contorno

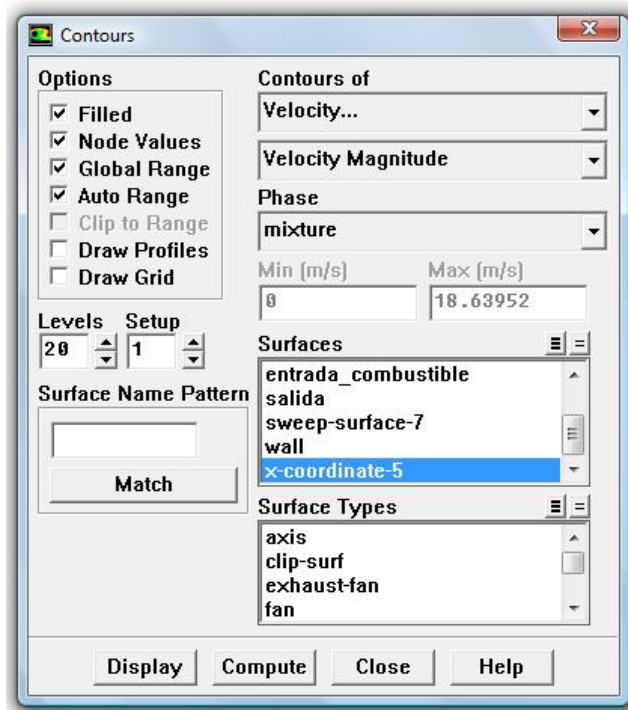


Figura No. D.1. Ventana para observar resultados en contorno

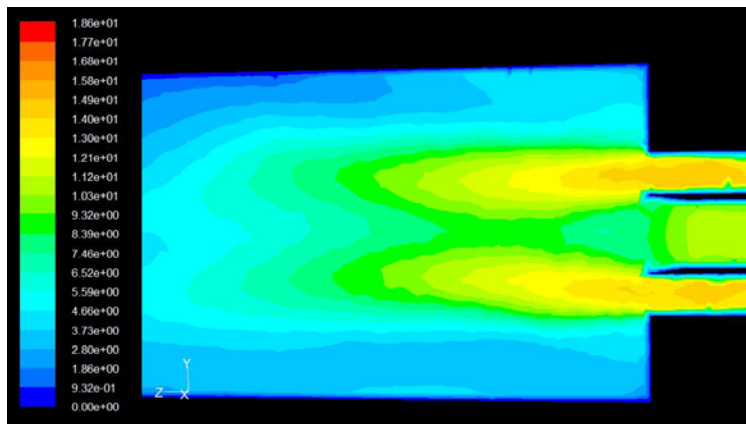


Figura No. D.2. Contorno de Magnitud de Velocidad. Ejemplo simple Cámara de Combustión

También se pueden observar los vectores de magnitud de velocidad en DISPLAY/ VECTORS

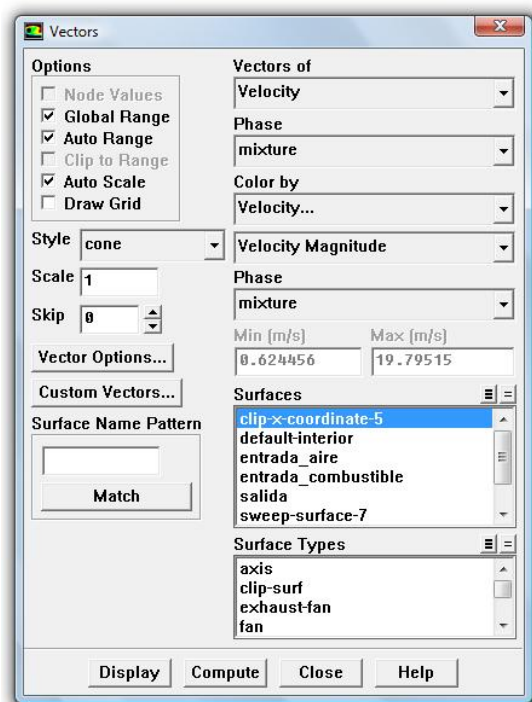


Figura No. D.3. Ventana para observar los vectores velocidad

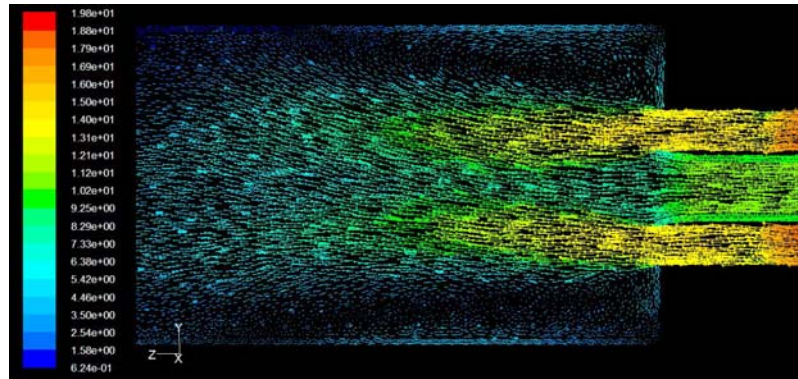


Figura No. D.4. Vectores Velocidad tamaño ajustado