

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**EVALUACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE DINÁMICA DE
FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) APLICADOS A TRES PROBLEMAS
BENCHMARK DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS**

Realizado por:

BR. JESÚS EMILIO COLÓN PÉREZ

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

BARCELONA, MARZO DE 2025

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**EVALUACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE DINÁMICA DE
FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) APLICADOS A TRES PROBLEMAS
BENCHMARK DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS**

PROF. JOSÉ EDUARDO RENGEL

Asesor Académico

BARCELONA, MARZO DE 2025

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**EVALUACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE DINÁMICA DE
FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) APLICADOS A TRES PROBLEMAS
BENCHMARK DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS**

JURADO

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

PROF. JOSÉ EDUARDO RENGEL

Asesor Académico

PROF. JOHNNY MARTÍNEZ

Jurado Principal

PROF. LINO CAMARGO

Jurado Principal

BARCELONA, MARZO DE 2025

RESOLUCIÓN

De acuerdo con el Artículo 41 del reglamento de trabajos de grado de la Universidad de Oriente:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS PARA OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO PARA SU AUTORIZACIÓN”.



DEDICATORIA

Dedicado a cada uno de los seres queridos que en algún momento hicieron parte de mi vida y que en este momento no se encuentran entre nosotros, están siempre presentes. Dedicado también a aquellos que necesitan de un aliento para lograr metas que se propongan, vean en este trabajo de grado una muestra de que sí es posible.

AGRADECIMIENTOS

A mi familia en toda su extensión, por su apoyo y paciencia en el proceso de mi desarrollo personal y académico, los cuales contribuyeron en el alcance de esta meta.

A mis amigos, quienes con su apoyo y compañía hicieron mucho más fácil y placentero mi transcurrir en la universidad, y de quienes me llevo gratos recuerdos.

A mi novia Andrelina Bastardo, quien ha sido la persona que me ha acompañado a lo largo de este proceso, agradecido por estar ahí conmigo en los momentos buenos y en los no tan buenos.

A la Universidad de Oriente y sus trabajadores, en particular a los profesores con quienes tuve el privilegio de asistir a sus clases, sin ustedes no hubiese sido posible, son una excelente muestra de servicio y compromiso. Mención especial a mi tutor académico José Eduardo Rengel, quien estuvo siempre dispuesto a ofrecer su asesoría y prestando palabras de ánimo.

Muchas gracias a todos.

RESUMEN

En este trabajo de grado se realizó la evaluación de dos (2) programas comerciales de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), Fluent y CFX, incluidos en el paquete de software Ansys, en su versión R1 2023. Para conseguir este objetivo, se utilizaron dichos programas para simular tres (3) problemas benchmark típicos de mecánica de fluidos, los cuales fueron el flujo alrededor de un cilindro evaluado en dos dimensiones, la convección natural de aire en una cavidad cúbica y el flujo de aire sobre un escalón en régimen de transición, evaluado en tres dimensiones. En primer lugar, para la simulación del flujo alrededor de un cilindro se generaron tres (3) niveles de mallado, que fueron utilizados para generar soluciones numéricas para un escenario estacionario ($Re = 20$) y un escenario transitorio ($Re = 100$). Seguidamente, para el benchmark de convección natural de aire en una cavidad cúbica se realizó un análisis de sensibilidad de malla, el cual permitió encontrar un mallado que entregaba resultados independientes de este, y que fue utilizado para simular los casos con números de Rayleigh iguales a 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 y 10^7 . Posteriormente, se realizó para el benchmark de flujo de aire sobre un escalón un análisis de sensibilidad de malla y la selección de los modelos de turbulencia encontrados en ambos programas CFD, con los que se simularon escenarios para $Re = 500$ y $Re = 4000$. De acuerdo a los resultados obtenidos se concluyó que Fluent presentó frente a CFX ventajas en las simulaciones del caso estacionario del flujo alrededor de un cilindro y de la convección natural de aire, mientras que CFX mostró superioridad en la simulación transitoria del flujo alrededor de un cilindro, y no se encontró ventaja de ningún programa CFD en las simulaciones del flujo de aire sobre un escalón. También se determinó que Fluent utilizó en todos los casos mayor cantidad de memoria RAM que CFX y que requirió de mayores tiempos para las simulaciones de los escenarios de convección natural, mientras que CFX requirió de mayores tiempos en las simulaciones de los escenarios en régimen de transición.

CONTENIDO

| | |
|---|------|
| RESOLUCIÓN | iv |
| DEDICATORIA | v |
| AGRADECIMIENTOS | vi |
| RESUMEN..... | vii |
| CONTENIDO | viii |
| LISTA DE FIGURAS | xiii |
| LISTA DE TABLAS | xx |
| CAPÍTULO I..... | 2 |
| EL PROBLEMA | 2 |
| 1.1 Planteamiento del problema | 2 |
| 1.2 Objetivos de la investigación..... | 23 |
| 1.2.1 Objetivo general..... | 23 |
| 1.2.2 Objetivos específicos | 23 |
| 1.3 Antecedentes de la investigación..... | 24 |
| 1.4 Estructura del trabajo..... | 25 |
| 1.5 Generalidades | 27 |
| CAPÍTULO II | 29 |
| MARCO TEÓRICO..... | 29 |
| 2.1 Ecuaciones de Navier-Stokes | 29 |
| 2.2 Convección | 30 |
| 2.3 Convección natural | 30 |
| 2.4 Número de Nusselt | 31 |

| | |
|---|----|
| 2.5 Número de Prandtl..... | 32 |
| 2.6 Número de Grashof | 33 |
| 2.7 Número de Rayleigh..... | 33 |
| 2.8 Aproximación de Boussinesq | 34 |
| 2.9 Número de Strouhal..... | 34 |
| 2.10 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)..... | 35 |
| 2.11 Procedimiento de trabajo en CFD | 35 |
| 2.11.1 Pre-procesamiento | 35 |
| 2.11.2 Procesamiento..... | 35 |
| 2.11.3 Post-procesamiento..... | 36 |
| 2.12 Ansys | 36 |
| 2.13 Fluent..... | 36 |
| 2.14 CFX | 37 |
| 2.15 Parámetros de calidad del mallado | 37 |
| 2.15.1 Calidad del elemento | 38 |
| 2.15.2 Relación de aspecto | 39 |
| 2.15.3 Asimetría estadística..... | 39 |
| 2.15.4 Calidad ortogonal..... | 40 |
| 2.16 Modelos de turbulencia | 41 |
| 2.16.1 Modelo de turbulencia k-épsilon | 42 |
| 2.16.2 Modelo de turbulencia k-omega | 42 |
| 2.16.3 Modelo de turbulencia Reynolds Stress..... | 43 |
| 2.17 Experiencia de usuario | 43 |

| | |
|--|----|
| 2.18 User Experience Questionnaire (UEQ) | 44 |
| CAPÍTULO III | 45 |
| PROBLEMA BENCHMARK 1. FLUJO ALREDEDOR DE UN CILINDRO EN DOS DIMENSIONES..... | 45 |
| 3.1 Descripción del problema benchmark. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones | 45 |
| 3.1.1 Régimen estacionario $Re = 20$ | 47 |
| 3.1.2 Régimen transitorio $Re = 100$ | 48 |
| 3.2 Generación del mallado para el flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones | 49 |
| 3.3 Soluciones numéricas del flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones .. | 54 |
| 3.3.1 Caso estacionario $Re = 20$ | 55 |
| 3.3.2 Caso transitorio $Re = 100$ | 64 |
| CAPÍTULO IV | 53 |
| PROBLEMA BENCHMARK 2. CONVECCIÓN NATURAL DE AIRE EN UNA CAVIDAD CÚBICA | 53 |
| 4.1 Descripción del problema benchmark. Convección natural de aire en una cavidad cúbica | 53 |
| 4.2 Análisis de sensibilidad. Convección natural de aire en una cavidad cúbica.... | 55 |
| 4.2.1 Comparación de resultados entre los niveles 1 y 2..... | 58 |
| 4.2.2 Comparación de resultados entre los niveles 2 y 3..... | 59 |
| 4.2.3 Comparación de resultados entre los niveles 3 y 4..... | 60 |
| 4.3 Soluciones numéricas de la convección natural de aire en una cavidad cúbica | 61 |
| 4.3.1 Fluent. Convección natural de aire en una cavidad cúbica..... | 62 |

| | |
|---|-----|
| 4.3.2 CFX. Convección natural de aire en una cavidad cúbica | 66 |
| CAPÍTULO V | 73 |
| PROBLEMA BENCHMARK 3. FLUJO DE AIRE SOBRE UN ESCALÓN (BACKWARD FACING STEP) | 73 |
| 5.1 Descripción de problema benchmark. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)..... | 73 |
| 5.2 Análisis de sensibilidad. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step) | 76 |
| 5.3 Soluciones numéricas para el flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)..... | 81 |
| 5.3.1 Fluent. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step) | 82 |
| 5.3.2 CFX. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)..... | 88 |
| CAPÍTULO VI..... | 94 |
| COMPARACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE CFD RESPECTO AL USO DE RECURSOS COMPUTACIONALES Y EXPERIENCIA DE USUARIO | 94 |
| 6.1 Comparación de tiempos de simulación y uso de recursos computacionales ... | 94 |
| 6.1.1 Uso de recursos computacionales para el flujo alrededor del cilindro | 94 |
| 6.1.2 Uso de recursos computacionales para la convección natural de aire en una cavidad cúbica..... | 97 |
| 6.1.3 Uso de recursos computacionales para el flujo de aire sobre un escalón ... | 99 |
| 6.2 Comparación de programas CFD a nivel de experiencia de usuario | 105 |
| CAPÍTULO VII | 107 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 107 |
| 7.1 Conclusiones | 107 |

| | |
|---|-----|
| 7.2 Recomendaciones | 108 |
| BIBLIOGRAFÍA | 109 |
| APÉNDICES..... | 112 |
| APÉNDICE A. MUESTRA DE CÁLCULOS | 113 |
| APÉNDICE B. ERROR GENERADO POR PROGRAMA COMPUTACIONAL FLUENT PARA MODELO DE TURBULENCIA REYNOLDS STRESS SSG | 118 |
| APÉNDICE C. TABLAS CON DATOS DE USO DE RECURSOS COMPUTACIONALES EN EL CÁLCULO DE SOLUCIONES NUMÉRICAS .. | 122 |
| APÉNDICE D. CUESTIONARIO UEQ (USER EXPERIENCE QUESTIONNAIRE) | 128 |
| METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO..... | 131 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág: |
|--------------|--|
| Figura 2.1. | Transferencia de calor por convección natural..... 10 |
| Figura 2.2. | Vectores usados para calcular la calidad ortogonal de un elemento de malla 20 |
| Figura 3.1. | Geometría del benchmark del flujo alrededor de un cilindro..... 24 |
| Figura 3.2. | Representación del perfil de velocidad del flujo a la entrada del canal..... 25 |
| Figura 3.3. | Contornos de velocidades del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ 27 |
| Figura 3.4. | Contornos de velocidades del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ 28 |
| Figura 3.5. | Interfaz del programa SpaceClaim con la geometría 2D del ducto con cilindro en el centro 29 |
| Figura 3.6. | Interfaz de Meshing con selección del Método de Cuadriláteros Dominantes..... 29 |
| Figura 3.7. | Interfaz de Meshing con configuración de inflación para el Nivel 1 de mallado 30 |
| Figura 3.8. | Mallado de Nivel 1 para la geometría de flujo alrededor de un cilindro..... 31 |
| Figura 3.9. | Detalle de la inflación alrededor del cilindro para Malla de Nivel 2 .. 31 |
| Figura 3.10. | Interfaz de programa CFD-Post con geometría del cilindro en un canal..... 34 |
| Figura 3.11. | Interfaz para la selección del modelo de viscosidad en Fluent 35 |
| Figura 3.12. | Interfaz para la creación y edición de materiales en Fluent 35 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Figura 3.13. | Interfaz para la configuración de la velocidad de entrada del flujo en Fluent | 36 |
| Figura 3.14. | Interfaz para la configuración de valores residuales en Fluent | 37 |
| Figura 3.15. | Interfaz para la creación y modificación de materiales en CFX..... | 38 |
| Figura 3.16. | Interfaz para la selección de modelos en CFX | 39 |
| Figura 3.17. | Interfaz con la expresión que representa la velocidad de entrada del flujo en CFX | 39 |
| Figura 3.18. | Porcentaje de error relativo del coeficiente de arrastre C_D en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX | 41 |
| Figura 3.19. | Porcentaje de error relativo del coeficiente de sustentación C_L en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX..... | 42 |
| Figura 3.20. | Porcentaje de error relativo del diferencial de presión ΔP en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX | 42 |
| Figura 3.21. | Interfaz para configuración de la velocidad de entrada del flujo para caso transitorio en Fluent ($Re = 100$) | 43 |
| Figura 3.22. | Interfaz para la selección del tipo de simulación en Fluent con la opción transitoria activada | 44 |
| Figura 3.23. | Interfaz para la configuración de parámetros para simulación transitoria en Fluent..... | 45 |
| Figura 3.24. | Evolución del coeficiente de sustentación en el rango de tiempo 7-8s para el Nivel 1 de mallado en Fluent..... | 45 |
| Figura 3.25. | Variación del coeficiente de arrastre C_D en el intervalo 7-8s en Fluent..... | 46 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Figura 3.26. | Variación del coeficiente de sustentación C_L en el intervalo 7-8s en Fluent | 47 |
| Figura 3.27. | Variación de la diferencia de presión entre puntos A y B en el intervalo 7-8s en Fluent | 47 |
| Figura 3.28. | Interfaz para la configuración de la velocidad de entrada del flujo en CFX..... | 48 |
| Figura 3.29. | Interfaz para la configuración de parámetros para simulación transitoria en CFX | 48 |
| Figura 3.30. | Variación del coeficiente de arrastre C_D en el intervalo 7-8s en CFX | 49 |
| Figura 3.31. | Variación del coeficiente de sustentación C_L en el intervalo 7-8s en CFX | 50 |
| Figura 3.32. | Variación de la diferencia de presión entre puntos A y B en el intervalo 7-8s en CFX. | 50 |
| Figura 3.33. | Comparación de la variación temporal de los coeficientes de arrastre (C_D) y sustentación (C_L), y de las diferencias de presión en los extremos del cilindro (ΔP) en el tramo 7s-8s para Fluent y CFX.. | 52 |
| Figura 4.1. | Representación del benchmark de convección natural de aire en una cavidad cúbica | 53 |
| Figura 4.2. | Interfaz del programa SpaceClaim con geometría de la cavidad cúbica..... | 57 |
| Figura 4.3. | Interfaz del programa Meshing con mallado de Nivel 1 del refinamiento de la malla para convección natural de aire en una cavidad cúbica | 58 |
| Figura 4.4. | Interfaz en Fluent para la activación de la ecuación de la energía | 63 |
| Figura 4.5. | Interfaz para la creación del material fluido con la aproximación de Boussinesq como modelo de densidad | 64 |

| | | |
|--------------|---|----|
| Figura 4.6. | Interfaz para la especificación de la magnitud de la aceleración gravitatoria | 64 |
| Figura 4.7. | Interfaz para la configuración de la frontera de pared fría (T_c) en Fluent..... | 65 |
| Figura 4.8. | Interfaz para la creación del material fluido en CFX | 67 |
| Figura 4.9. | Interfaz para la configuración de valores referenciales de flotabilidad en CFX | 68 |
| Figura 4.10. | Interfaz con la selección de los modelos de energía total y de flujo laminar en CFX. | 68 |
| Figura 4.11. | Interfaz para la configuración de la frontera de pared caliente en CFX | 69 |
| Figura 5.1. | Variables geométricas del benchmark del flujo de aire sobre un escalón | 74 |
| Figura 5.2. | Montaje del benchmark de flujo de aire sobre un escalón con representación de la separación de flujo, indicando la altura Y_m donde se tomaron los datos experimentales | 76 |
| Figura 5.3. | Velocimetría de imagen de partículas (PIV) para $Re = 500$ | 76 |
| Figura 5.4. | Velocimetría de imagen de partículas (PIV) para $Re = 4000$ | 77 |
| Figura 5.5. | Interfaz del programa SpaceClaim con geometría del benchmark del flujo de aire sobre un escalón | 78 |
| Figura 5.6. | Análisis de sensibilidad de la malla usando Fluent para $Re = 500$ | 80 |
| Figura 5.7. | Análisis de Sensibilidad de la malla usando CFX para $Re = 500$ | 80 |
| Figura 5.8. | Análisis de sensibilidad de la malla usando Fluent para $Re = 4000$... | 81 |
| Figura 5.9. | Análisis de sensibilidad de la malla usando CFX para $Re = 4000$ | 81 |
| Figura 5.10. | Interfaz para la selección de modelo de turbulencia en Fluent, caso k-épsilon estándar con funciones de pared escalable | 84 |

| | | |
|--------------|---|----|
| Figura 5.11. | Representación de línea para muestreo de resultados a la altura Y _m = 0,1904 m..... | 85 |
| Figura 5.12. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-épsilon (k-ε), Re = 500 en Fluent con valores PIV | 85 |
| Figura 5.13. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega (k-ω), Re = 500 en Fluent con valores PIV | 86 |
| Figura 5.14. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), Re = 500 en Fluent con valores PIV | 87 |
| Figura 5.15. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-épsilon (k-ε), Re = 4000 en Fluent con valores PIV | 88 |
| Figura 5.16. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega (k-ω), Re = 4000 en Fluent con valores PIV | 88 |
| Figura 5.17. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), Re = 4000 en Fluent con valores PIV | 89 |
| Figura 5.18. | Interfaz para la selección del modelo de turbulencia k-ω SST en CFX | 90 |
| Figura 5.19. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-épsilon (k-ε), Re = 500 en CFX con valores PIV | 90 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Figura 5.20. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega ($k-\omega$), $Re = 500$ en CFX con valores PIV | 91 |
| Figura 5.21. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 500$ en CFX con valores PIV..... | 91 |
| Figura 5.22. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-epsilon ($k-\epsilon$), $Re = 4000$ en CFX con valores PIV | 92 |
| Figura 5.23 | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega ($k-\omega$), $Re = 4000$ en CFX con valores PIV | 93 |
| Figura 5.24. | Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 4000$ en CFX con valores PIV..... | 93 |
| Figura 6.1. | Tiempo de simulación para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso estacionario ($Re = 20$), Fluent vs CFX | 96 |
| Figura 6.2. | Porcentaje de uso de memoria RAM para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso estacionario ($Re = 20$), Fluent vs CFX | 96 |
| Figura 6.3. | Tiempo de simulación para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso transitorio ($Re = 100$), Fluent vs CFX | 97 |
| Figura 6.4. | Porcentaje de uso de memoria RAM para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso transitorio ($Re = 100$), Fluent vs CFX | 97 |
| Figura 6.5. | Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica, Fluent vs CFX..... | 98 |
| Figura 6.6. | Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para los casos convección natural de aire en cavidad cúbica, Fluent vs CFX..... | 99 |

| | | |
|--------------|---|-----|
| Figura 6.7. | Tiempo de simulación para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica (Ra 103-106), Fluent vs CFX | 99 |
| Figura 6.8. | Porcentaje de uso de memoria RAM para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica (Ra 103-107), Fluent vs CFX..... | 100 |
| Figura 6.9. | Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón (Re = 500), Fluent vs CFX | 101 |
| Figura 6.10. | Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón (Re = 500), Fluent vs CFX..... | 101 |
| Figura 6.11. | Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón (Re = 4000), Fluent vs CFX | 102 |
| Figura 6.12. | Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón (Re = 4000), Fluent vs CFX.... | 102 |
| Figura 6.13. | Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón (Re = 500), Fluent vs CFX..... | 103 |
| Figura 6.14. | Porcentaje de uso de memoria RAM de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón (Re = 500), Fluent vs CFX..... | 104 |
| Figura 6.15. | Tiempo de simulación de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón (Re = 4000), Fluent vs CFX..... | 105 |
| Figura 6.16. | Porcentaje de uso de memoria RAM de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón (Re = 4000), Fluent vs CFX..... | 105 |
| Figura 6.17. | Comparación de atributos de experiencia de usuario del modelo UEQ, Fluent vs CFX | 106 |

LISTA DE TABLAS

Pág:

| | | |
|------------|---|----|
| Tabla 2.1. | Valor de C de acuerdo al tipo de elemento de malla..... | 17 |
| Tabla 2.2. | Clasificación de la calidad del elemento respecto a su valor de asimetría estadística..... | 18 |
| Tabla 3.1. | Resumen de parámetros de mallado de los niveles 1, 2 y 3 de refinamiento de la malla para el benchmark de flujo alrededor de un cilindro..... | 32 |
| Tabla 3.2. | Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1, 2 y 3 de refinamiento de la malla para el benchmark de flujo alrededor de un cilindro..... | 32 |
| Tabla 3.3. | Resultados en Fluent del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ | 37 |
| Tabla 3.4. | Resultados en CFX del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ | 40 |
| Tabla 3.5. | Errores relativos para el caso del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ (estacionario), en Fluent y CFX..... | 40 |
| Tabla 3.6. | Resultados en Fluent del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ | 46 |
| Tabla 3.7. | Resultados en CFX del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ | 49 |
| Tabla 3.8. | Errores relativos para el caso del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ (transitorio), en Fluent y CFX..... | 51 |
| Tabla 4.1. | Soluciones benchmark para la convección natural de aire en una cavidad cúbica ($Ra 10^3-10^7$). | 55 |
| Tabla 4.2. | Propiedades del aire a presión atmosférica para un $Pr = 0,71$ | 56 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Tabla 4.3. | Resumen de elementos y nodos para el benchmark de convección natural de aire en cavidad cúbica para $Ra = 10^5$ | 58 |
| Tabla 4.4. | Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1-4 de refinamiento de la malla para convección natural de aire en cavidad cubica con $Ra = 10^5$ | 59 |
| Tabla 4.5. | Comparación de los resultados en los mallados de niveles 1 y 2 para convección natural de aire en cavidad cúbica | 59 |
| Tabla 4.6. | Comparación de los resultados en los mallados de niveles 2 y 3 para convección natural de aire en cavidad cúbica | 60 |
| Tabla 4.7. | Comparación de los resultados en los mallados de niveles 3 y 4 para convección natural de aire en cavidad cúbica | 61 |
| Tabla 4.8. | Longitud del lado L de la cavidad cúbica para los diferentes números de Rayleigh evaluados | 63 |
| Tabla 4.9. | Resultados de convección natural de aire en Fluent..... | 66 |
| Tabla 4.10. | Resultados de convección natural de aire en CFX | 69 |
| Tabla 4.11. | Porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en cavidad cúbica, utilizando el programa Fluent | 70 |
| Tabla 4.12. | Porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en cavidad cúbica, utilizando el programa CFX | 71 |
| Tabla 4.13. | Cuadro comparativo entre los contornos de temperatura de De Vhal Davis y los obtenidos por Fluent y CFX. | 73 |
| Tabla 5.1. | Propiedades del aire a 25 °C y presión atmosférica | 78 |
| Tabla 5.2. | Resumen de elementos y nodos en el análisis de sensibilidad del flujo de aire sobre un escalón | 79 |
| Tabla 5.3. | Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1-4 de refinamiento de la malla para flujo de aire sobre un escalón | 79 |
| Tabla 5.4. | Modelos de turbulencia equivalentes entre Fluent y CFX | 82 |

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

La mecánica de fluidos es una rama de la física que se encarga del estudio del movimiento de los fluidos en reposo o movimiento, así como de diferentes aplicaciones y mecanismos que utilizan fluidos. Dentro de los diferentes campos de esta ciencia se encuentra la Dinámica de Fluidos Computacional, conocida comúnmente como CFD (Computational Fluid Dynamics por sus siglas en inglés), rama que se encarga de la aplicación de métodos numéricos y algoritmos para resolver problemas que implican flujo de fluidos, transferencia de calor, flujo en tuberías, entre otros, haciendo uso de computadores para los cálculos requeridos en la simulación aproximada del flujo de líquidos y gases.

El uso de herramientas CFD en diversos campos de la ingeniería y la investigación científica como la aerodinámica, el diseño de sistemas industriales, la predicción meteorológica, el análisis de la combustión en motores, la ingeniería biomédica, entre muchos otros, es de interés para el estudio conceptual de diseños, el desarrollo de productos y el análisis de problemas, situaciones en las que sería muy costoso y tomaría mucho tiempo llevarlas a cabo o sería imposible la recolección de datos en regiones y períodos de tiempo deseados. La realización de estos estudios ha traído para estudiantes, ingenieros y científicos, dificultades al momento de seleccionar la herramienta computacional adecuada de acuerdo a sus necesidades, tomando en cuenta aspectos como las posibilidades en la configuración de sus variables y la fiabilidad de los resultados, incluyendo la experiencia de usuario.

En vista de lo anteriormente expuesto, en el presente trabajo de investigación se propone la evaluación de los programas comerciales de dinámica de los fluidos computacional FLUENT y CFX, utilizando la versión 2023 R1 de ambos. Se realizará

el estudio de tres (3) problemas benchmark de mecánica de fluidos, siendo estos flujo alrededor de un cilindro en régimen laminar, convección natural de aire en una cavidad cúbica y flujo de aire sobre un escalón en regímenes de transición y de turbulencia. Con estos, se podrán realizar comparaciones entre los programas de CFD mencionados anteriormente, con el uso de diferentes esquemas de discretización de los términos convectivos y modelos de turbulencia de amplio uso en el campo de la dinámica de fluidos computacional. De esta manera se podrá determinar cuál software produce resultados más fiables en las condiciones de estudio establecidas y cuál ofrecerá, desde el punto de vista del investigador, una mejor experiencia de usuario al momento de su uso.

1.2 Objetivos de la investigación

1.2.1 Objetivo general

Evaluar programas comerciales de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) aplicados a tres (3) problemas benchmark de mecánica de los fluidos.

1.2.2 Objetivos específicos

1. Describir las geometrías y los parámetros operacionales de tres (3) problemas benchmark de mecánica de los fluidos.
2. Realizar un análisis de sensibilidad de las mallas de las configuraciones descritas.
3. Generar soluciones numéricas de los problemas benchmark para cada caso de estudio.
4. Calcular los errores de las soluciones numéricas respecto a los valores referenciales.
5. Comparar los programas de dinámica de fluidos computacional de acuerdo a los resultados obtenidos.

1.3 Antecedentes de la investigación

Se presenta un breve resumen de investigaciones realizadas en el área de estudio que sirvieron de base para el desarrollo del trabajo de grado, ya sea por el contenido en estos o por su metodología.

En el año 2005, Feng, X., Köster, M. y Zhang, L. [1] realizaron la simulación en dos dimensiones del flujo alrededor de un cilindro en régimen laminar, para números de Reynolds (Re) de 20 y de 100, de forma estacionaria y transitoria, respectivamente. El cilindro de diámetro 0,10 m, fue ubicado en un canal de 0,41 m de altura y 2,20 m de largo, el cual en el extremo izquierdo presentó una entrada de flujo con perfil parabólico y en el extremo derecho una salida de flujo con presión manométrica de 0 Pa. Para el estudio utilizaron tres (3) herramientas computacionales, FEMLAB v3.1, CFX v5.7 y FLUENT v6.18, con variaciones en el refinamiento del mallado y ajustándose a las posibilidades que ofrecían los diferentes softwares al momento del estudio. Se encargaron de hacer comparaciones de los resultados obtenidos para cada uno de los programas respecto a los valores referenciales que ofrecía el montaje y también hicieron una descripción de las características principales de las herramientas computacionales de CFD mencionadas previamente, lo que les permitió concluir que el software FEMLAB v3.1 fue el que ofreció resultados más precisos, CFX v5.7 el que entregó los resultados menos precisos, y FLUENT v6.18 el más inflexible y menos fácil de usar. Este estudio permitió tomar un problema de mecánica de fluidos de amplio interés, conocer sus parámetros y sus resultados, y así realizar un montaje actualizado del caso en cuestión, y a su vez sirvió como orientación metodológica para la simulación de flujo alrededor de un cilindro en este trabajo de investigación.

En el año 2016, Acharya, R. [2] desarrolló un trabajo de investigación en el cual simuló un modelo axisimétrico de la turbina de gas Siemens SGT-800 con un flujo de entrada a 150 m/s, lo cual resultó en un número de Reynolds mayor a 100000, usando como herramientas computacionales Fluent, CFX e ICEM (esta última para el

mallado), todas pertenecientes al paquete de software Ansys versión 16.0. Utilizó un modelo 2D en Fluent y un modelo 3D en Fluent y CFX, con dos niveles de refinamiento de las mallas (grueso y óptimo), y varió los esquemas de discretización espacial y los modelos de turbulencia de manera de encontrar convergencia y una combinación que le entregase resultados fiables. Resaltó el uso de los modelos de turbulencia $k-\epsilon$, $k-\omega$ y $k-\omega$ Shear Stress Transport (SST), encontrando diferencias en la aplicación de estos en Fluent y CFX, y obteniendo resultados significativamente distintos entre ellos, siendo el modelo $k-\omega$ SST el que presentó menores diferencias entre ambos programas. Este trabajo sirvió como referencia para la selección de los modelos de turbulencia a utilizar, así como modelo para la comparación de los resultados que se obtuvieron entre las herramientas computacionales de CFD.

En el año 1999, Tric, E., Labrosse, G. y Betrouni, M. [3] presentaron un benchmark para el problema de convección natural de aire en una cavidad cúbica, cuya configuración tenía dos lados verticales opuestos a diferentes temperaturas y los cuatro lados restantes adiabáticos, ofreciendo resultados para números de Rayleigh (Ra) de 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 y 10^7 , con un número de Prandtl (Pr) fijado en 0,71. Obtuvieron los valores máximos de velocidad de cada una de las componentes en el espacio, la ubicación de estas velocidades en el cubo, velocidades máximas en cada una de las componentes del plano medio y sus ubicaciones, así como el número de Nusselt (Nu) tanto para el cubo como para el plano medio, con un error relativo global menor al 0,05%. Este estudio aportó un problema tridimensional típico de mecánica de fluidos, en el cual se incluye además la ecuación de energía como parámetro a evaluar entre los softwares CFD.

1.4 Estructura del trabajo

El presente trabajo de grado fue estructurado en siete (7) capítulos, en los cuales se presenta información relacionada a programas comerciales de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) del paquete de software Ansys 2023 R1, al proceso de

simulación en estos y a la comparación de sus atributos siendo aplicados a problemas benchmark.

En este primer capítulo se presentó la introducción del tema de estudio, así como la descripción de la problemática que se encuentra para el uso de programas CFD, los objetivos propuestos para la evaluación de los softwares y los antecedentes con los que se apoya el presente estudio.

En el segundo capítulo se proporcionan las bases teóricas para el desarrollo del trabajo de grado, haciendo énfasis en los fundamentos de la Dinámica de Fluidos Computacional, los programas comerciales a ser evaluados, el proceso para la simulación en CFD, los parámetros de calidad del mallado a considerar, los modelos de turbulencia a utilizar y las propiedades a calcular en el presente estudio.

En el tercer capítulo se presentan simulaciones tanto en Fluent como en CFX del benchmark que estudia el flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones, evaluándolo en forma estacionaria ($Re = 20$) y transitoria ($Re = 100$) para tres niveles de mallado.

El capítulo cuatro detalla la simulación de la convección natural de aire en una cavidad cúbica en ambos programas comerciales de CFD (Fluent y CFX), donde fue realizado un análisis de sensibilidad de malla, y posteriormente seleccionada la malla fue evaluado el escenario para cinco (5) números de Rayleigh ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ y 10^7).

En el capítulo cinco se muestran las simulaciones en Fluent y en CFX del flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step) para números de Reynolds 500 y 4000, donde se realizó primero un análisis de sensibilidad de la malla y posteriormente se utilizaron modelos de turbulencia de las familias k-epsilon, k-omega y Reynolds Stress en su evaluación.

El capítulo seis contiene la comparación de los programas de CFD evaluados respecto al uso de recursos computacionales y a la experiencia de usuario, presentando

gráficos con los tiempos utilizados para las simulaciones y del uso de memoria de acceso rápido (RAM).

Por último, en el capítulo siete se presentan las conclusiones y recomendaciones obtenidas de la evaluación de los programas comerciales de CFD utilizados, Fluent y CFX, basándose en sus desempeños en las simulaciones de los tres (3) problemas benchmark.

1.5 Generalidades

El gran avance en diversos campos de la tecnología ha llevado al desarrollo de herramientas computacionales cada vez más potentes para las necesidades actuales, creando un espacio competitivo entre diferentes aplicaciones para ofrecer el mejor servicio posible. De este fenómeno no escapa la mecánica de fluidos, requiriendo cada vez más y mejores soluciones computacionales para representar la infinidad de casos encontrados por ingenieros y científicos.

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) nace como respuesta al creciente requerimiento de generar soluciones a múltiples escenarios de mecánica de fluidos, en los cuales es muy laborioso generar resultados de problemas complejos sin el aprovechamiento de la capacidad de cómputo con la que se cuenta en la modernidad. Dentro de este mundo de la CFD, los programas comerciales presentan un gran desarrollo en sus diferentes softwares, capaces de adaptarse a amplios requerimientos dentro de esta rama de la ciencia, creando una vía de acceso mucho más fácil, práctica y confiable que aquellas soluciones computacionales generadas de forma libre o independiente.

Dentro del abanico de programas comerciales que ofrecen la posibilidad de simular escenarios de flujo de fluidos, el paquete de software Ansys se presenta desde hace muchos años en el espacio académico e industrial como aquel que ofrece los programas de CFD (Fluent y CFX) que mayor confiabilidad proveen en sus simulaciones, esto acompañado de la posibilidad de generar geometrías, mallas y el procesamiento de

resultados dentro del mismo paquete de software. Esto trae consigo la necesidad de analizar cual programa de dinámica de fluidos computacional ofrecido por Ansys se adapta mejor a los requerimientos y necesidades de sus potenciales usuarios.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Ecuaciones de Navier-Stokes

En dinámica de fluidos, las ecuaciones de Navier-Stokes son ecuaciones que describen el movimiento tridimensional de sustancias fluidas viscosas. Estas ecuaciones llevan el nombre de Claude-Louis Navier (1785-1836) y George Gabriel Stokes (1819-1903). En situaciones en las que no hay fuertes gradientes de temperatura en el fluido, estas ecuaciones proporcionan una muy buena aproximación de la realidad.

Las ecuaciones de Navier-Stokes consisten en una ecuación de continuidad dependiente del tiempo para la conservación de la masa, tres ecuaciones de conservación del momento dependientes del tiempo y una ecuación de conservación de la energía dependiente del tiempo. Hay cuatro (4) variables independientes en el problema, las coordenadas espaciales x , y , z de algún dominio, y el tiempo t [4].

De forma general utilizando la ecuación de la segunda ley de Newton, las ecuaciones de Navier-Stokes se expresan de la siguiente manera:

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} V_x + \frac{\partial V_x}{\partial y} V_y + \frac{\partial V_x}{\partial z} V_z + \frac{\partial V_x}{\partial t} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} - \rho g_x + \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + S_x \quad (2.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} V_x + \frac{\partial V_y}{\partial y} V_y + \frac{\partial V_y}{\partial z} V_z + \frac{\partial V_y}{\partial t} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g_y + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + S_y \quad (2.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial x} V_x + \frac{\partial V_z}{\partial y} V_y + \frac{\partial V_z}{\partial z} V_z + \frac{\partial V_z}{\partial t} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \rho g_z + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + S_z \quad (2.3)$$

Donde S_x , S_y y S_z son las fuerzas volumétricas adicionales (coriolis, centrífuga, electromagnética) que pueden existir en el flujo de fluidos, y en los casos que no se consideren su valor será cero [5].

La conservación de energía establece que la tasa de cambio de energía en una partícula material es igual a la cantidad de energía recibida por calor y por trabajo transferido por la partícula. La primera ley de la termodinámica establece la ecuación

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho E dV = \dot{W} + \dot{Q} \quad (2.4)$$

donde E es la energía total, \dot{W} es la razón de trabajo realizada por los alrededores sobre el fluido y \dot{Q} es la razón de adición de calor. Una vez más, el trabajo realizado está dividido en las fuerzas del cuerpo y las fuerzas superficiales y \dot{Q} es obtenido asumiendo que el calor es añadido a cada partícula a una tasa q por unidad de masa, y que existe un flujo de calor σ por unidad de área de la superficie que está gobernada por la ley de Fourier. Resolviendo con el uso de estas leyes para la primera ley de la termodinámica se consigue la ley de conservación de energía de la manera siguiente,

$$\rho \frac{De}{Dt} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_r}{\partial x_r} \delta_{ij} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.5)$$

donde κ es la conductividad térmica [6].

2.2 Convección

Es la transferencia de calor desde un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción de fluido con otra. En la convección natural, el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperaturas. En la convección forzada, el movimiento se produce por medios mecánicos. Cuando la velocidad forzada es relativamente baja, se debe entender que los factores de convección libre como las diferencias de temperatura y densidad, pueden tener una influencia importante [7].

2.3 Convección natural

La convección natural o libre es cuando el movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de la flotación, el cual se manifiesta como la subida

del fluido caliente y la caída del fluido frío; o simplemente es el resultado del movimiento del fluido debido a los cambios de densidad que resultan del proceso de calentamiento del mismo. Un radiador usado para calentar una habitación en épocas de invierno es un ejemplo práctico de un dispositivo que transfiere calor por convección libre (ver Figura 2.1). La convección libre o natural es un fenómeno de transporte (materia y energía) que tiene su origen en diferencias de densidad. Cuando un fluido se calienta, se expande, en consecuencia su densidad disminuye. Si una capa de material más fría y más densa se encuentra encima del material caliente, entonces el material caliente asciende a través del material frío hasta la superficie. El material ascendente disipará su energía e el retorno, se enfriará y su densidad aumentará, con lo cual se hundirá reiniciando el proceso [8].



Figura 2.1. Transferencia de calor por convección natural [9].

2.4 Número de Nusselt

Este número recibió el nombre en honor de Wilhelm Nusselt, quien realizó contribuciones significativas a la transferencia de calor por convección durante la primera mitad del siglo XX. Es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido se desplaza (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción, y se define por medio de la ecuación (2.6) como:

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{h\frac{\Delta T}{L_c}} = \frac{hL_c}{k} \quad (2.6)$$

donde

Nu = Número de Nusselt.

h = Coeficiente de transferencia de calor, W/m².K (Btu/h.pie².°F).

k = Conductividad térmica del fluido, W/m.K (Btu/h.pie.°F).

L_c = Longitud característica, m (pie).

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt igual a 1 significa que la transferencia de calor a través de una capa de fluido es debido a conducción pura [8].

2.5 Número de Prandtl

Su nombre se debe a Ludwig Prandtl, quien introdujo el concepto de capa límite en 1904, y realizó colaboraciones significativas a la teoría de capa límite. Este número representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica. El número de Prandtl (Pr) está definido por [8]:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.7)$$

donde,

μ = Viscosidad dinámica, Pa.s (lb.s/pie²).

C_p = Calor específico a presión constante, J/kg.K (Btu/lb.°F).

k = Conductividad térmica, W/m.K (Btu/h.pie.°F).

2.6 Número de Grashof

Es un parámetro adimensional que representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre un fluido, rigiendo el régimen de flujo en la convección natural. Este parámetro adimensional se define analíticamente de la siguiente manera [8]:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (2.8)$$

donde,

Gr = Número de Grashof.

g = Aceleración gravitacional, 9,81 m/s² (32,17 pies/s²).

β = Coeficiente de expansión volumétrica, 1/K (1/R).

T_s = Temperatura de la superficie, °C (°F).

T_∞ = Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, °C (°F).

L_c = Longitud característica de la configuración geométrica, m (pie).

ν = Viscosidad cinemática del fluido, m²/s (pie²/s).

2.7 Número de Rayleigh

Es un número adimensional definido como el producto de los números de Grashof y Prandtl, asociado a la transferencia de calor en el interior del fluido. Se expresa de la siguiente manera [8]:

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (2.9)$$

2.8 Aproximación de Boussinesq

La aproximación de Boussinesq, nombrada por el matemático y físico francés Joseph Valentin Boussinesq, es usada en el campo de la convección natural, la cual ignora las diferencias de densidad excepto cuando esta aparece en términos multiplicados por la aceleración gravitacional. La esencia de la aproximación de Boussinesq es que la diferencia en inercia es despreciable pero la gravedad es lo suficientemente fuerte para hacer al peso específico apreciable entre los dos fluidos.

Cuando se ignoran las variaciones de densidad de la ecuación de continuidad para la conservación de la masa, además de aplicar la ecuación general de conservación del momento de un fluido incompresible newtoniano (ecuaciones de Navier-Stokes), y suponiendo constante la capacidad de calor por unidad de volumen (ρC_p), se obtiene entonces la siguiente ecuación básica resultante de convección con la aproximación de Boussinesq [10]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T = \frac{k}{\rho C_p} \nabla^2 T + \frac{J}{\rho C_p} \quad (2.10)$$

donde J es la cantidad de la producción interna de calor por unidad de volumen y κ es la difusividad térmica.

2.9 Número de Strouhal

Este parámetro adimensional nombrado por el físico sueco Vincent Strouhal, quien experimentó en 1878 con cableados que producían sonidos debido a los desprendimientos de vórtices de viento, describe mecanismos de flujo oscilante y es parte integral de los fundamentos de mecánica de los fluidos [11]. El número de Strouhal se presenta a menudo de la siguiente manera:

$$St = \frac{f W}{u} \quad (2.11)$$

donde,

f = Frecuencia de desprendimiento del vórtice, s^{-1} .

W = Espesor del perfil aerodinámico, m (pie).

u = Velocidad del flujo, m/s (pie/s).

2.10 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La Dinámica de Fluidos Computacional o CFD (del inglés Computational Fluid Dynamics) es una rama de la dinámica de fluidos. Este, es un campo del conocimiento dedicado a obtener soluciones aproximadas de las ecuaciones de flujo de fluidos mediante la implementación de computadores y algoritmos numéricos [12].

2.11 Procedimiento de trabajo en CFD

El procedimiento de trabajo en CFD está compuesto por tres (3) etapas principales, las cuales se ejecutan en serie y están definidas de la siguiente manera: Pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento.

2.11.1 Pre-procesamiento

Mediante un software tipo CAD se hace la construcción de la geometría que representará el dominio físico del problema a analizar. Posteriormente se hace una discretización espacial del dominio. Esta discretización consiste en dividir la geometría en volúmenes de control mediante un proceso de mallado. En esta misma etapa se establecen las condiciones de frontera (entrada, salida, fronteras rígidas). Así mismo, se establecen las ecuaciones de flujo a resolver, ya sea para el caso de flujo interno o flujo multifásico, así como también las propiedades del fluido, los modelos de turbulencia y esquemas numéricos [12].

2.11.2 Procesamiento

Una vez se termina la etapa anterior, se establece una configuración del tipo de análisis a realiza, es decir, si es un análisis en estado permanente o transitorio. Se definen

entonces el número de iteraciones, el paso de tiempo y el tiempo total de la simulación. Posteriormente se define el número de núcleos físicos a implementar para solución. Esta capacidad depende del tipo de Hardware disponible (computadores de escritorio y/o procesamiento en la nube) y el tipo de licenciamiento del software [12].

2.11.3 Post-procesamiento

Una vez la simulación haya terminado, es necesario extraer las cantidades y campos de interés. Por ejemplo, campo de velocidad, presión, variables turbulentas, esfuerzos cortantes, fuerzas y demás. En esta etapa se analizan los resultados de forma gráfica mediante mapas de contornos, líneas de corriente, iso-superficies, así como también mediante el uso de gráficas del tipo “XvsY” o histogramas [12].

2.12 Ansys

Ansys es el software líder de simulación CAE (del inglés Computer Aided Engineering) multifísico para análisis y simulación por elementos finitos (FEA). Incluye las fases de pre-proceso, resolución y post-proceso en una única plataforma de trabajo. Ansys ejecuta análisis a piezas o conjuntos usados en ingeniería y diseño mecánico que están sometidos a uno o varios fenómenos físicos de manera individual o simultánea [13].

2.13 Fluent

Ansys Fluent es un programa CFD de propósito general usado para modelar flujo de fluidos, transferencia de calor y masa, reacciones químicas y más. Fluent ofrece una interfaz moderna y fácil de usar que simplifica los procesos CFD desde el pre al postprocesamiento dentro de una misma ventana de trabajo. Fluent es conocido por sus capacidades avanzadas de modelado físico, entre las que se incluyen modelado de turbulencia, fluidos monofásicos y multifásicos, combustión, modelado de baterías, interacciones fluido-estructuras y mucho más.

También conocido por su eficiente escalamiento HPC (High-Performance Computing), modelos de gran tamaño pueden ser fácilmente resueltos en Fluent usando múltiples procesadores, ya sea usando CPU o tarjetas gráficas (GPU). Múltiples opciones de solucionador están disponibles, incluyendo solucionadores CPU basados en presión y basados en densidad para cubrir desde bajas velocidades a fluidos hipersónicos, y un procesador GPU basado en presión [14].

2.14 CFX

Ansys CFX es un paquete de programas CFD de propósito general que combinan un solucionador avanzado con poderosas capacidades de preprocesamiento y postprocesamiento. Este software incluye las siguientes características:

- Un avanzado solucionador acoplado que es confiable y robusto.
- Integración completa de definición, análisis y presentación de resultados de problemas CFD.
- Un proceso de configuración intuitivo e interactivo, usando menús y gráficos avanzados.

CFX es capaz de modelar: Fluidos en régimen estacionario y transitorio; fluidos de tipo laminar y turbulento; fluidos subsónicos, transónicos y supersónicos; transferencia de calor y radiación térmica; flotabilidad; fluidos no-newtonianos; transporte de componentes escalares no-reactivos; fluidos multifásicos; combustión; fluidos en múltiples marcos de referencia; seguimiento de partículas [15].

2.15 Parámetros de calidad del mallado

La calidad de la malla juega un papel importantísimo en la estabilidad y exactitud de los cálculos numéricos, y en su generación y utilización se conjugan factores como el tiempo necesario para la creación de la misma y los costes computacionales al momento de generar soluciones numéricas. Por lo tanto, es necesario analizar los mallados computacionales con diferentes herramientas matemáticas para procurar

mallas de calidad, y así no comprometer el rendimiento de las simulaciones realizadas. Entre los diferentes parámetros para evaluar la calidad de la malla se encuentran: Calidad del elemento, relación de aspecto, asimetría estadística y calidad ortogonal.

2.15.1 Calidad del elemento

La calidad del elemento provee una métrica de calidad compuesta que va desde 0 hasta 1. Esta métrica está basada en la relación entre el volumen y la suma de los cuadrados de las aristas para elementos 2D cuadriláteros/triangules, o la raíz cuadrada del cubo de la suma de las aristas al cuadrado para elementos tridimensionales. Un valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfecto, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene volumen cero o negativo [16]. Esta calidad del elemento es expresada:

- Para elementos bidimensionales

$$\text{Calidad del Elemento: } C \left(\frac{\text{area}}{\sum(\text{Longitud de las Aristas})^2} \right) \quad (2.12)$$

- Para elementos tridimensionales

$$\text{Calidad del Elemento: } C \left[\frac{\text{volumen}}{\sqrt{[\sum(\text{Longitud de las Aristas})^2]^3}} \right] \quad (2.13)$$

La Tabla 2.1 lista el valor de C presente en las ecuaciones (2.12) y (2.13) de acuerdo al tipo de elemento:

Tabla 2.1. Valor de C de acuerdo al tipo de elemento de malla.

| Elemento | Valor de C |
|--------------|--------------|
| Triangulo | 6,92820323 |
| Cuadrilátero | 4,0 |
| Tetraedro | 124,70765802 |
| Hexaedro | 41,56921938 |
| Cuña | 62,35382905 |
| Pirámide | 96 |

2.15.2 Relación de aspecto

La relación de aspecto es la relación entre la arista más larga de un elemento con su arista más corta o de la distancia más corta desde un nodo vértice hasta su arista opuesta. Para calcular la relación de aspecto de elementos 3D, cada lado del elemento es tratado como un elemento 2D para calcular la relación de aspecto, y la relación de aspecto más grande entre las caras es considerada como la relación de aspecto del elemento 3D. La mejor relación de aspecto para figuras triangulares y cuadriláteras es 1, y mientras el valor de esta relación aumenta peor es la calidad del elemento en cuestión [16].

2.15.3 Asimetría estadística

También ampliamente conocido por su nombre en inglés Skewness, la asimetría estadística es uno de las medidas principales para medir la calidad de una malla. La asimetría estadística determina cuan cerca al ideal (equilátero o equiangular) un lado de un elemento o un elemento está. De acuerdo a la definición de skewness, un valor de 0 indica un elemento equilátero (mejor condición) y un valor de 1 indica un elemento completamente degenerado (peor condición). Elementos degenerados (llamados en inglés slivers, por su semejanza a la forma de una astilla) están caracterizados por ser celdas casi coplanares (colineales en 2D). Elementos altamente asimétricos son inaceptables debido a que las ecuaciones resueltas por los programas computacionales asumen que estos son relativamente equiláteros/equiangulares [15]. La Tabla 2.2 lista el rango de valores de asimetría estadística y su correspondiente calidad del elemento.

Tabla 2.2. Clasificación de la calidad del elemento respecto a su valor de asimetría estadística.

| Valor de la asimetría estadística | Calidad del Elemento |
|-----------------------------------|----------------------|
| 1,00 | Degenerado |
| 0,90 – <1,00 | Malo (sliver) |

Tabla 2.2. Clasificación de la calidad del elemento respecto a su valor de asimetría estadística (Continuación).

| Valor de la asimetría estadística | Calidad del Elemento |
|-----------------------------------|----------------------|
| 0,50 – 0,75 | Aceptable |
| 0,25 – 0,50 | Bueno |
| >0,00 – 0,25 | Excelente |
| 0,00 | Cuadrilátero |

2.15.4 Calidad ortogonal

El rango para cuantificar la calidad ortogonal va de 0 a 1, donde el valor de 0 es la peor calidad ortogonal y el valor de 1 representa la mejor. Este parámetro es calculado usando el vector normal de cada lado, \vec{A}_i para cada lado, el vector desde el centroide del elemento al elemento de cada elemento adyacente, \vec{C}_i ; y el vector desde el centroide del elemento hasta cada uno de los lados, \vec{f}_i . La Figura 2.2 ilustra los vectores usados para determinar la calidad ortogonal de un elemento.

Para cada lado, los cosenos del ángulo entre \vec{A}_i y \vec{C}_i y entre \vec{A}_i y \vec{f}_i son calculados. El más pequeño de los valores del coseno proporciona la ortogonalidad del elemento en cuestión. Finalmente, la calidad ortogonal depende del tipo de elemento:

- Para tetraedros, prismas y pirámides, la calidad ortogonal es el mínimo entre la ortogonalidad y la ecuación $(1 - \text{asimetría estadística del elemento})$.
- Para hexaedros y poliedros, la calidad ortogonal del elemento es la misma ortogonalidad [16].

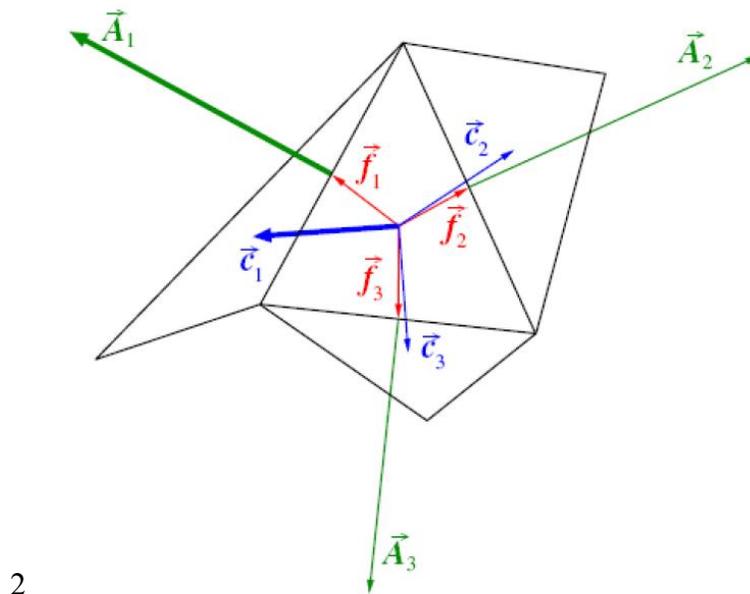


Figura 2.2. Vectores usados para calcular la calidad ortogonal de un elemento de malla [16].

2.16 Modelos de turbulencia

En mecánica de los fluidos, el modelado de turbulencia es la construcción y uso de un modelo matemático para predecir los efectos de la turbulencia, condición que es de mucha frecuencia en la mayoría de los casos de la vida real. A pesar de las décadas de estudios e investigación, no hay una teoría analítica capaz de predecir de estos flujos turbulentos.

Para la gran mayoría de escenarios de flujo turbulento encontrados, las simulaciones CFD usan modelos de turbulencia para predecir la evolución del fluido en régimen turbulento. Estos modelos de turbulencia son ecuaciones simplificadas que predicen la evolución estadística de flujos turbulentos [17].

2.16.1 Modelo de turbulencia k-épsilon

El modelo de turbulencia k-épsilon (k- ε) es el modelo más común usado en dinámica de fluidos computacional (CFD) para simular características medias de flujo para condiciones de flujo turbulento. Es un modelo de dos (2) ecuaciones que otorga una descripción general de la turbulencia por medio de las ecuaciones (2.14) y (2.15) de transporte para la energía cinética turbulenta k y para la disipación ε [18]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.15)$$

donde u_i representa la componente de la velocidad en la dirección correspondiente, E_{ij} la componente de la velocidad de deformación, μ_t la viscosidad turbulenta, y $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$ valores constantes ajustables.

2.16.2 Modelo de turbulencia k-omega

En dinámica de fluidos computacional, el modelo de turbulencia k-omega (k- ω) es un modelo de turbulencia común de dos ecuaciones que es usado como solución para las ecuaciones RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes). El modelo tiene como objetivo predecir turbulencia a través de dos (2) ecuaciones diferenciales parciales de dos (2) variables, k y ω , con la primera variable siendo la energía cinética turbulenta (k), y la segunda la tasa específica de disipación (ω). Las expresiones antes mencionadas, representadas en las ecuaciones (2.16) y (2.17), requieren acudir a la publicación de D. Wilcox (2008) de manera de obtener recomendaciones de valores referenciales para sus parámetros [19].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha\omega}{h} \rho P - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.17)$$

2.16.3 Modelo de turbulencia Reynolds Stress

El modelo de ecuaciones Reynolds Stress (RSM) es el modelo de turbulencia clásico más completo. A diferencia de modelos como el k-épsilon (k-ε) y el k-omega (k-ω), que tienen atajos significativos en flujos complejos de ingeniería, este destaca debido a su hipótesis de viscosidad turbulenta en su formulación. Para modelados con altos grados de anisotropía, significativa curvatura del flujo, separación del flujo, zonas de recirculación o flujos influenciados por efectos rotacionales, este modelo ofrece mejor precisión a diferencia de los previamente mencionados. Los modelos RSM se basan en la ecuación de transporte de esfuerzo de Reynolds, la cual representa seis (6) esfuerzos de Reynolds independientes como se observa en la ecuación (2.18). Dicha ecuación considera una igualdad entre la tasa de cambio de velocidades añadido al transporte mediante convección (DR_{ij}/Dt), y el transporte mediante difusión (D_{ij}), la tasa de producción (P_{ij}), el transporte debido a las interacciones turbulentas de presión-tensión (Π_{ij}), el transporte debido a rotación (Ω_{ij}) y la tasa de disipación (ε_{ij}), respectivamente [20].

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = D_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (2.18)$$

2.17 Experiencia de usuario

Experiencia de usuario o user experience (UX) es una definición introducida por Donald Norman a mediados de los años noventa y es un tipo de diseño de productos enfocado a resolver de manera integral las necesidades particulares y concretas de los usuarios, para que consigan la mejor experiencia y satisfacción de uso con el menor esfuerzo, a partir de un trabajo multidisciplinario y tomando en cuenta la subjetividad de los distintos usuarios.

La experiencia de usuario se diferencia del concepto de usabilidad, que no se limita solo a mejorar el rendimiento en la interacción producto-usuario, sino que busca resolver sistémicamente los problemas estratégicos de utilidad del producto, psicología del placer y satisfacción de uso. Para viabilizar las acciones de la experiencia de usuario, los profesionales estudian a los usuarios, sus comportamientos, sus acciones y reacciones, observan y miden el grado de facilidad con que interpretan y usan la interfaz de un producto [21].

2.18 User Experience Questionnaire (UEQ)

El User Experience Questionnaire es un cuestionario de uso libre que permite de manera rápida y confiable medir la experiencia de usuario de productos interactivos. Después de realizar diversos estudios enfocándose en la calidad de herramientas computacionales, el equipo a cargo del UEQ determinó seis (6) escalas con las cuales se evalúa de manera integral la interacción de los usuarios con diferentes aplicaciones. Las escalas evaluadas son las siguientes:

- Atracción. Impresión general del producto.
- Transparencia. Facilidad para familiarizarse con el producto y para aprender cómo utilizarlo.
- Eficiencia. Facilidad del usuario para resolver tareas sin esfuerzos innecesarios.
- Controlabilidad. Sensación de control sobre la interacción con el producto.
- Estimulación. Emoción y motivación al momento de utilizar el producto.
- Novedad. Innovación y creatividad del producto, junto con la capacidad de atrapar el interés de sus usuarios.

Este cuestionario además de evaluar la experiencia de usuario de un producto en específico, provee herramientas que permiten la comparación de dichos parámetros entre diferentes aplicaciones, así como también una opción reducida del cuestionario para evaluaciones rápidas, todo esto es disponible en 21 lenguajes de acuerdo a su última versión, lanzada en el año 2023 [22].

CAPÍTULO III

PROBLEMA BENCHMARK 1. FLUJO ALREDEDOR DE UN CILINDRO EN DOS DIMENSIONES

Este trabajo de grado tiene como objetivo la evaluación de los dos programas principales de CFD del paquete comercial de software ANSYS 2023 R1, los cuales serán puestos a prueba utilizando tres (3) problemas benchmark, que servirán como marco de referencia para una posterior comparación. Estos tres (3) problemas han sido seleccionados de manera tal que permiten abarcar una cantidad de aspectos suficientes para la consecución de una evaluación certera.

3.1 Descripción del problema benchmark. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones

Este benchmark evalúa el flujo incompresible bidimensional en régimen laminar que pasa sobre un cilindro circular localizado en un canal perpendicular a la entrada de fluido, el cual permite estudiar una sección transversal en el plano XY de este escenario debido al comportamiento ordenado y repetitivo del flujo en la dirección Z. La altura del canal H es de 0,41 m, el largo del canal es de 2,20 m, y el diámetro D del cilindro es de 0,10 m, como se observa en la Figura 3.1. El centro del cilindro está ubicado en

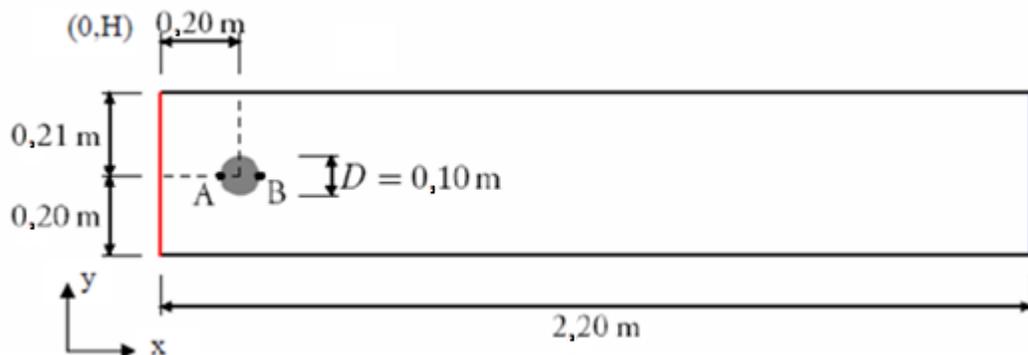


Figura 3.1. Geometría del benchmark del flujo alrededor de un cilindro.

las coordenadas (0,20 m, 0,20 m), teniendo como origen de coordenadas la esquina inferior izquierda del canal en cuestión.

Las propiedades del fluido están definidas de la siguiente manera:

- Viscosidad cinemática: $10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$.
- Densidad: 1 kg/m^3 .

Tanto las paredes superior e inferior del canal, como el cilindro, están definidas como pared rígida, es decir, como una frontera de no deslizamiento donde la velocidad es igual a cero. La frontera del lado derecho, coloreada en azul en la Figura 3.2, está definida como frontera de salida u *outlet*, asignando en esta una presión manométrica de 0 Pa. En la frontera de la izquierda, de color rojo, se establece en el canal un flujo con un perfil parabólico definido por la siguiente expresión:

$$u = 4U_{max}y(H - y)/H^2 \quad (3.1)$$

donde U_{max} es la velocidad máxima en la entrada del flujo.



Figura 3.2. Representación del perfil de velocidad del flujo a la entrada del canal.

Para la configuración descrita se utiliza la ecuación (3.2) para calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{U_{mean}D}{\nu} \quad (3.2)$$

donde U_{mean} representa la velocidad media en la entrada del flujo y está definida por la ecuación (3.3):

$$U_{mean} = \frac{2}{3}U_{max} \quad (3.3)$$

Con estos parámetros, en el benchmark se define un número de Reynolds $Re = 20$ un caso donde se evalúa flujo estacionario, y también un número de Reynolds $Re = 100$ un caso de flujo con comportamiento periódico que se evalúa dependiente del tiempo.

De manera de evaluar los programas comerciales de CFD fue necesario el cálculo de los siguientes parámetros para ser comparados con los valores referenciales del presente benchmark: Coeficiente de Arrastre C_D , Coeficiente de Sustentación C_L y la diferencia de presión ΔP entre los puntos A y B del cilindro, los cuales están ubicados en las coordenadas $A = (0,15 \text{ m}, 0,20 \text{ m})$ y $B = (0,25 \text{ m}, 0,20 \text{ m})$ como se aprecia en la Figura 3.1. Estos parámetros se definieron con las siguientes expresiones:

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho U_{mean}^2 D} \quad (3.4)$$

$$C_L = \frac{2F_L}{\rho U_{mean}^2 D} \quad (3.5)$$

$$\Delta P = P_A - P_B \quad (3.6)$$

donde F_D y F_L son las sumatorias de las fuerzas alrededor del cilindro en las direcciones X y Y respectivamente.

3.1.1 Régimen estacionario $Re = 20$

Para el caso estacionario la velocidad máxima de entrada del flujo fue definida como $U_{max} = 0,30 \text{ m/s}$, la cual resultó en un flujo laminar estacionario con un número de Reynolds $Re = 20$ (ver Figura 3.3). De este benchmark se obtuvieron valores referenciales del Coeficiente de Arrastre C_D , del Coeficiente de Sustentación C_L y de la diferencia de presión ΔP entre los puntos A y B ubicados en la pared del cilindro. Los valores referenciales fueron los siguientes [1]:

$$C_D^{ref} = 5,57953523384$$

$$C_L^{ref} = 0,010618937712$$

$$\Delta P^{ref} = 0,11752016697$$

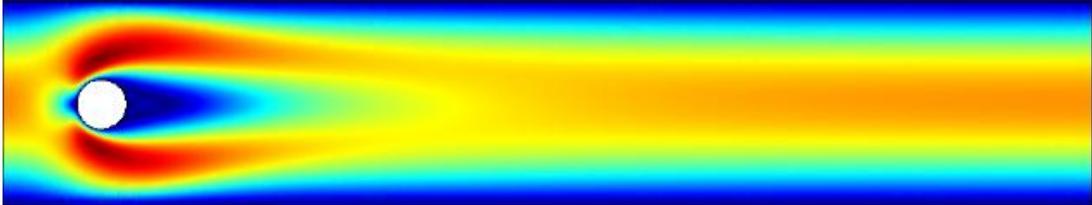


Figura 3.3. Contornos de velocidades del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ [1].

3.1.2 Régimen transitorio $Re = 100$

Este caso de flujo alrededor de un cilindro representa un flujo laminar con un comportamiento no estacionario, al usar como velocidad máxima $U_{max} = 1,5$ m/s, resultó en un número de Reynolds $Re = 100$ (ver Figura 3.4). Debido a que en el caso actual los parámetros a evaluar son dependientes del tiempo, y ya que es conocido su comportamiento periódico, se evaluó en este escenario benchmark el tramo correspondiente a un periodo de flujo utilizando como guía el coeficiente de sustentación C_L . Después de que la simulación entró en la fase periódica fue tomado como tiempo inicial t_0 el penúltimo coeficiente máximo de sustentación, y se calculó la frecuencia f de la gráfica del C_L , se analizó el intervalo de tiempo $I = [t_0, t_0 + 1/f]$ y se procedió a calcular los siguientes parámetros para realizar la respectiva comparación:

- El máximo coeficiente de arrastre, $C_{D\text{máx.}}$, en el intervalo de tiempo señalado.
- El máximo coeficiente de sustentación, $C_{L\text{máx.}} = C_L(t_0)$.
- La diferencia de presión cuando el coeficiente de sustentación es mínimo:

$$\Delta P = \Delta P(t_0 + 1/(2f)).$$
- El número de Strouhal, definido como

$$St = \frac{D \cdot f}{U_{mean}} \quad (3.7)$$

Los valores referenciales para el caso transitorio fueron [1]:

$$C_{D,max}^{ref} = 3,3200$$

$$C_{L,max}^{ref} = 1,0000$$

$$St^{ref} = 0,3000$$

$$\Delta P^{ref} = 2,4800$$

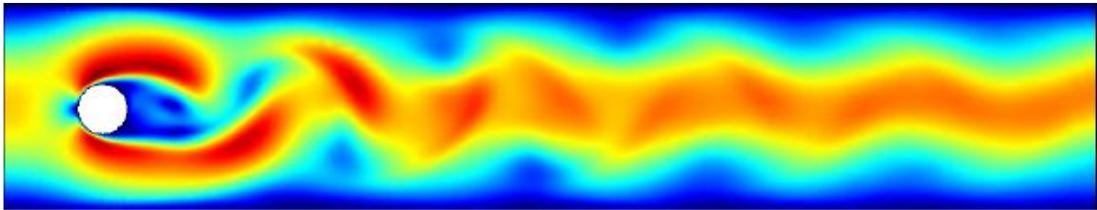


Figura 3.4. Contornos de velocidades del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ [1].

3.2 Generación del mallado para el flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones

Para el apropiado estudio de los casos benchmark y en búsqueda de optimizar los recursos computacionales, se procedió a realizar un refinamiento del mallado para cada uno de los escenarios, procediendo primeramente a realizar las geometrías con el software SpaceClaim (ver Figura 3.5), para luego ser utilizadas en la realización del mallado en el programa Meshing, ambos pertenecientes al paquete de software Ansys 2023 R1.

Ya que las geometrías presentan configuraciones sencillas se prefirió usar un mallado estructurado (predominante presencia de elementos cuadriláteros/hexaédricos) en contraposición a un mallado no estructurado (predominante presencia de elementos triangulares/ tetraédricos), siendo las primeras más confiables en sus resultados debido a una interacción más armoniosa de los nodos entre sí [25]. La Figura 3.6 muestra la

selección del Método de Cuadriláteros Dominantes en el programa Meshing para cumplir con esta preferencia.

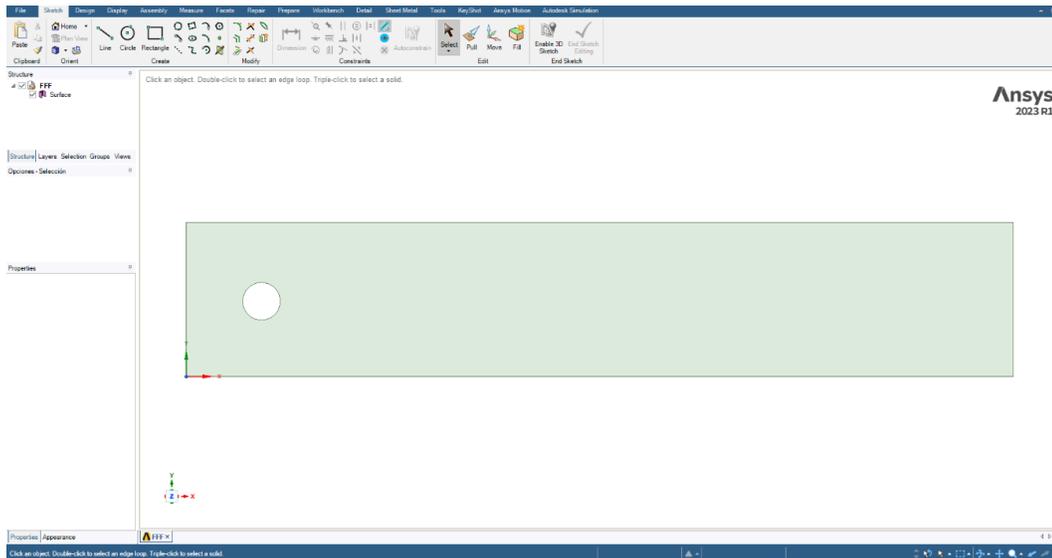


Figura 3.5. Interfaz del programa SpaceClaim con la geometría 2D del canal con el cilindro en el centro.

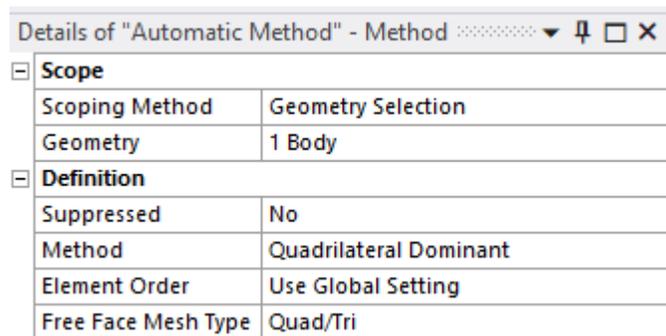


Figura 3.6. Interfaz de Meshing con selección del Método de Cuadriláteros Dominantes.

Para evaluar la calidad del mallado se utilizaron cuatro (4) parámetros, proporcionados por el mismo programa Meshing, que permitieron asegurar la aprobación de las mallas y mejorar la calidad de estas a medida que se avanzaba en su refinamiento. Estos parámetros fueron los siguientes:

- Calidad del elemento (Element quality).
- Relación de aspecto (Aspect ratio).
- Asimetría estadística (Skewness).
- Calidad ortogonal (Orthogonal quality).

El criterio de calidad de cada uno de estos parámetros fue definido en el apartado 2.15 del presente trabajo, donde se precisa que para la calidad del elemento, la relación de aspecto y la calidad ortogonal el valor óptimo de estos parámetros es igual a 1, mientras que para la asimetría estadística el valor óptimo es igual a 0.

Para el estudio del flujo alrededor de un cilindro se utilizaron tres (3) niveles de mallado en la evaluación de los programas de CFD. Como criterios geométricos principales para realizar estos mallados se consideraron el número de divisiones alrededor del cilindro y el área que abarca la inflación alrededor del cilindro para todos los niveles, y a partir de estos se calculó el número de capas de inflación a utilizar (ver Figura 3.7) y el tamaño máximo de elemento a aplicar, de manera de asegurar una buena relación de aspecto de los elementos de la malla alrededor del cilindro y la suavidad (*smoothness*) entre los elementos de la última capa de inflación y los elementos restantes, como se observa en las Figuras 3.8 y 3.9.

| Details of "Inflation" - Inflation | |
|---|-----------------------|
| Scope | |
| Scoping Method | Geometry Selection |
| Geometry | 1 Face |
| Definition | |
| Suppressed | No |
| Boundary Scoping Method | Geometry Selection |
| Boundary | 1 Edge |
| Inflation Option | First Layer Thickness |
| <input type="checkbox"/> First Layer Height | 3,14e-003 m |
| <input type="checkbox"/> Maximum Layers | 18 |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate | 1,2 |
| Inflation Algorithm | Pre |

Figura 3.7. Interfaz de Meshing con configuración de inflación para el Nivel 1 de mallado.

Para el primer nivel de mallado se usaron 100 divisiones alrededor del cilindro, y para los posteriores niveles se duplicó el número de divisiones alrededor de este respecto al nivel previo, teniendo entonces 200 y 400 divisiones para los niveles 2 y 3, respectivamente.

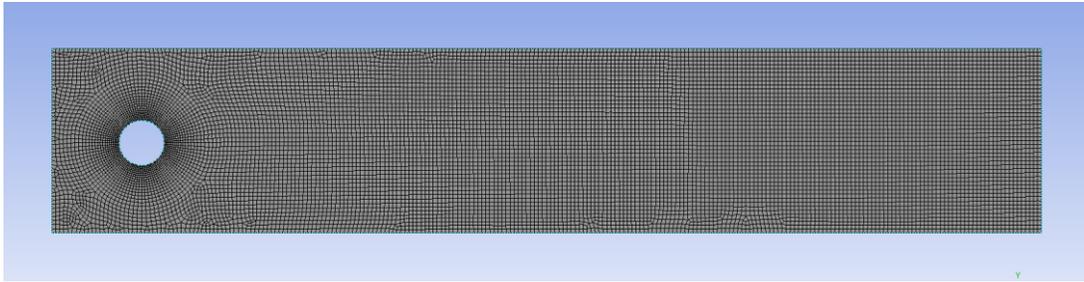


Figura 3.8. Mallado de Nivel 1 para la geometría del flujo alrededor de un cilindro.

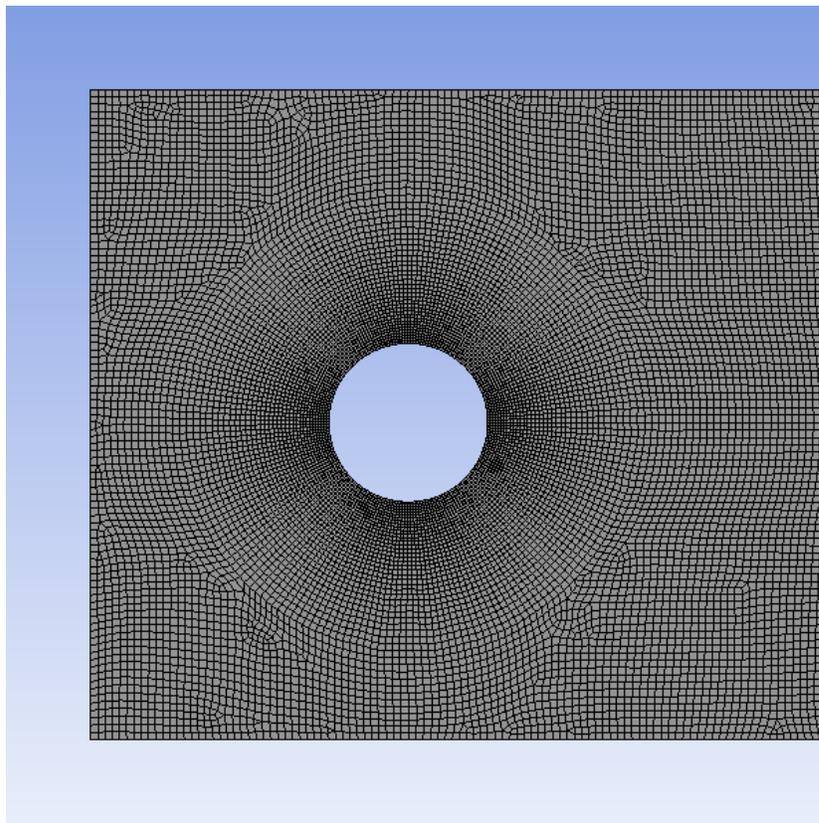


Figura 3.9. Detalle de la inflación alrededor del cilindro para Malla de Nivel 2.

La Tabla 3.1 contiene la configuración utilizada para los tres niveles de mallado, además del número de elementos y nodos resultantes de ello.

Tabla 3.1. Resumen de parámetros de mallado de los niveles 1, 2 y 3 de refinamiento de la malla para el benchmark de flujo alrededor de un cilindro.

| Nivel de refinamiento de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|---|---------|---------|----------|
| Número de divisiones alrededor del Cilindro | 100 | 200 | 400 |
| Espesor primera capa de inflación (m) | 0,00314 | 0,00157 | 0,000785 |
| Capas de inflación | 18 | 34 | 66 |
| Tamaño máximo de elemento (m) | 0,009 | 0,00455 | 0,0022 |
| Elementos | 12008 | 46958 | 197676 |
| Nodos | 12341 | 47625 | 199041 |

La Tabla 3.2 contiene los parámetros de calidad promedio en cada uno de los niveles del mallado, con los que se asegura el incremento en la calidad de cada uno de los aspectos conforme el nivel de refinamiento es más alto.

Tabla 3.2. Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1, 2 y 3 de refinamiento de la malla para el benchmark de flujo alrededor de un cilindro.

| Parámetro de calidad | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|
| Calidad del elemento (Promedio) | 0,97193 | 0,97958 | 0,98375 |
| Relación de aspecto (Promedio) | 1,03800 | 1,01840 | 1,01770 |
| Asimetría estadística (Promedio) | 0,03233 | 0,02376 | 0,01878 |
| Calidad ortogonal (Promedio) | 0,99582 | 0,99719 | 0,99816 |

3.3 Soluciones numéricas del flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones

Teniendo ya definidas las mallas a usar en el problema benchmark, se procedió a generar las soluciones numéricas tanto en Fluent como en CFX de las configuraciones previamente descritas. Se utilizó la versión 2023 R1 de ambos programas de dinámica de fluidos computacional, estos incluidos dentro del paquete Ansys 2023 R1, para su posterior comparación.

De manera de realizar una comparación imparcial entre softwares se establecieron configuraciones a ser usadas en común, dejando el resto de las condiciones encontradas en los programas por defecto. Los valores residuales fueron encontrados por defecto en 1×10^{-3} en Fluent y en 1×10^{-4} en CFX, y en búsqueda de una alta precisión y de poner a prueba los programas de CFD se determinó usar valores residuales de 1×10^{-5} .

Se usó además la doble precisión de los solucionadores matemáticos así como ecuaciones de segundo orden para el acople de las ecuaciones presión-momento en los dos programas, de manera de asegurar el mejor rendimiento de las aplicaciones computacionales en la obtención de resultados. También se determinó usar los 8 procesadores lógicos del computador, de manera de usar el 100% de la capacidad computacional para todos los casos.

Todos los resultados de las soluciones numéricas fueron extraídos y procesados en la aplicación CFD-Post (ver Figura 3.10), programa incluido también en el paquete de software Ansys, buscando no influir arbitrariamente en la obtención de estos.

A partir de los mallados obtenidos en la sección 3.2, se realizaron las simulaciones del flujo alrededor de un cilindro tanto en estado estacionario como en estado transitorio de acuerdo al problema benchmark en cuestión. Se simularon los casos utilizando el modelo de viscosidad laminar ya que ambos poseen números de Reynolds bajos, por lo tanto, se consideraron flujos con un comportamiento ordenado.

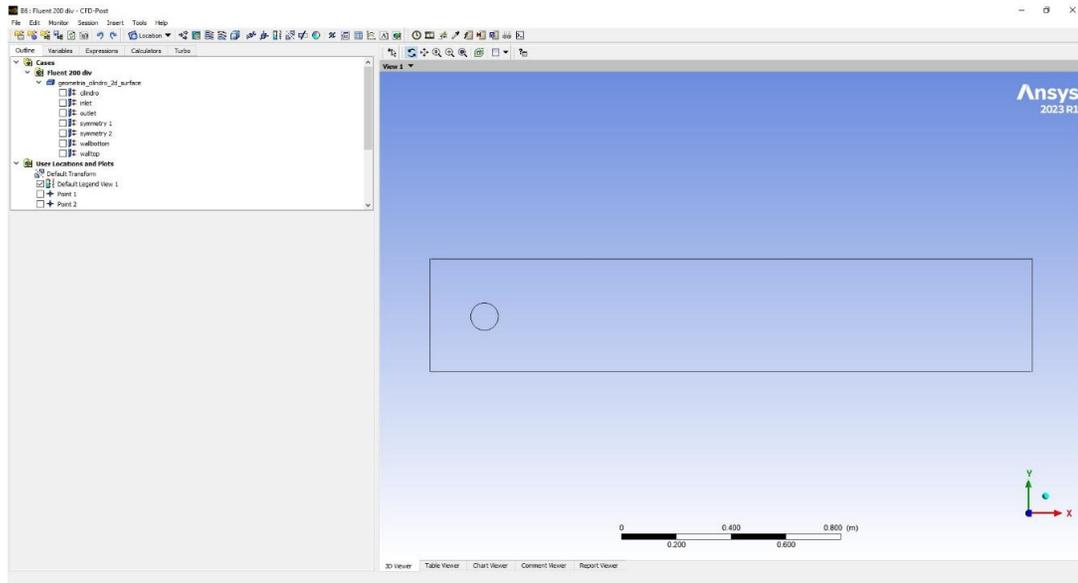


Figura 3.10. Interfaz de programa CFD-Post con geometría del cilindro en un canal.

3.3.1 Caso estacionario $Re = 20$

Se estudió en el estado estacionario el flujo con un número de Reynolds $Re = 20$, de manera de poder calcular los coeficientes de arrastre y sustentación a través de las fuerzas que interactúan en el cilindro, así como el diferencial de presión entre los extremos de este.

3.3.1.1 Fluent. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones $Re = 20$

Para el programa Fluent se seleccionó en primer lugar el modelo de viscosidad, estableciéndolo Laminar como previamente fue estipulado, como se aprecia en la Figura 3.11.

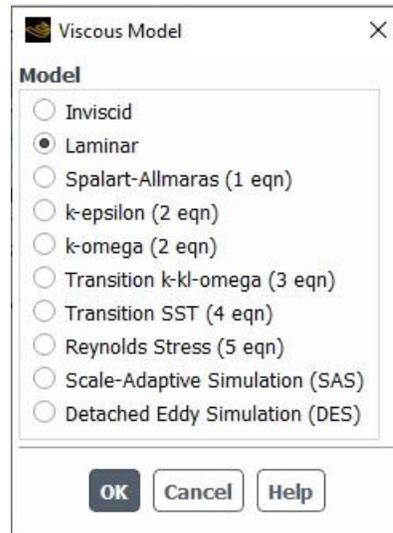


Figura 3.11. Interfaz para la selección del modelo de viscosidad en Fluent.

Posteriormente fueron editadas las propiedades del fluido de acuerdo a los requerimientos del benchmark, como se muestra en la Figura 3.12.

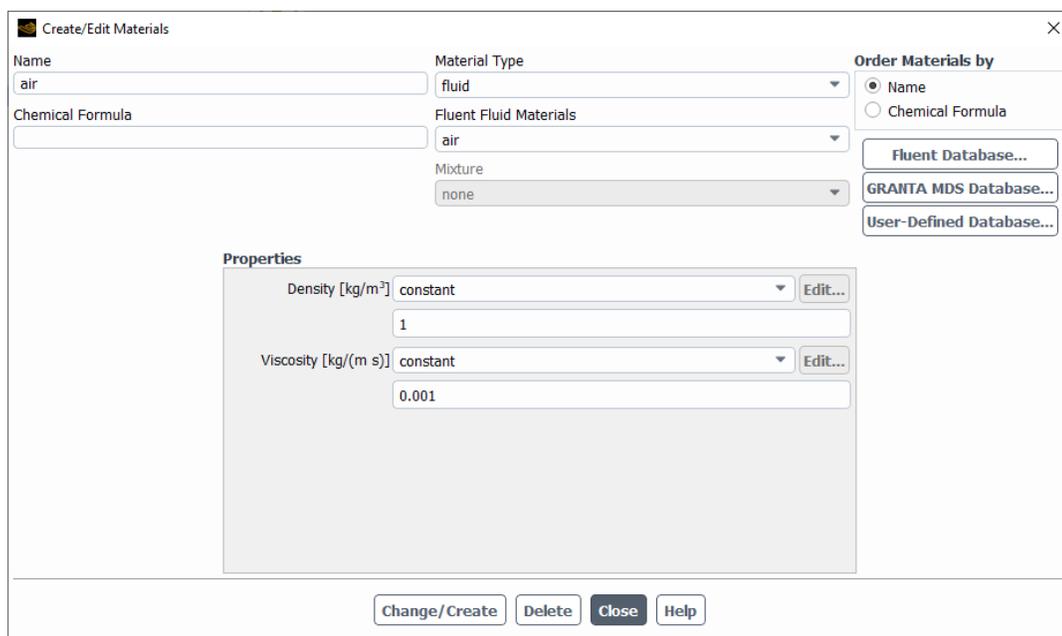


Figura 3.12. Interfaz para la creación y edición de materiales en Fluent.

Se definieron las condiciones de frontera en la entrada y salida del flujo, en las paredes superior e inferior y en el cilindro. La Figura 3.13 muestra en el campo para la magnitud de velocidad la expresión matemática que representa el perfil del flujo indicado para el estudio. La frontera de salida del flujo se definió como tipo salida (outlet) con una presión manométrica de 0 Pa, y las fronteras superior, inferior y del cilindro como de tipo pared estacionaria no deslizante.

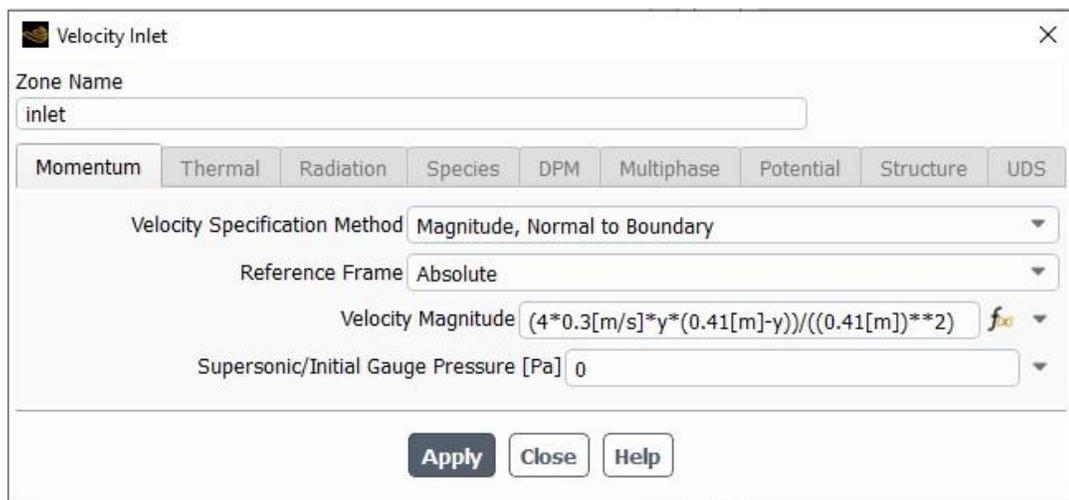


Figura 3.13. Interfaz para la configuración de la velocidad de entrada del flujo en Fluent.

Se seleccionaron las ecuaciones de segundo grado para la discretización espacial de las ecuaciones de presión y de momento, con un esquema acoplado de ecuaciones, dejando los factores de relajación con sus valores por defecto.

Como se especificó previamente, se establecieron en 1×10^{-5} los valores residuales objetivo para la convergencia de las ecuaciones, siendo para este caso las ecuaciones de continuidad y de las componentes X y Y de la velocidad (ver Figura 3.14).

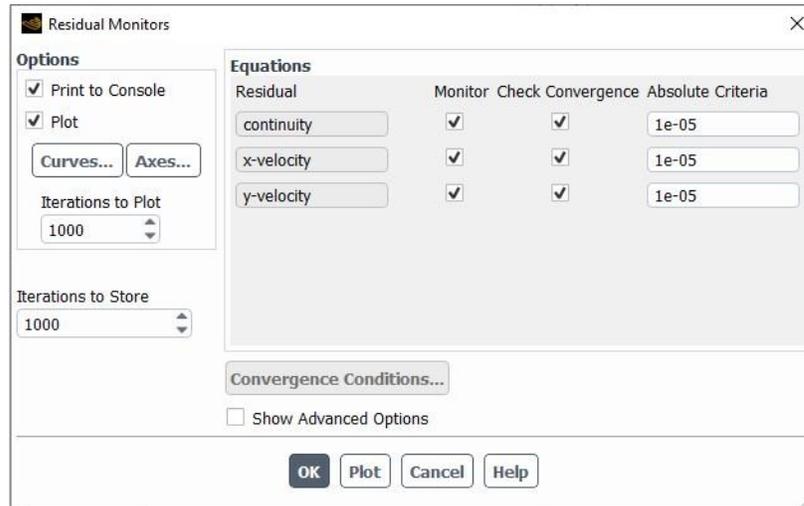


Figura 3.14. Interfaz para la configuración de valores residuales en Fluent.

Finalmente se indicó el número de simulaciones máximas a realizar en caso de no encontrar convergencia en las ecuaciones, y se obtuvieron en Fluent para el caso estacionario los resultados mostrados en la Tabla 3.3. Se obtuvieron los resultados de la fuerza de arrastre F_D , la fuerza de sustentación F_L y la presión alrededor del cilindro en la posición A y B (ver Figura 3.1), con los que se pudieron calcular el coeficiente de arrastre C_D , el coeficiente de sustentación C_L y la diferencia de presión ΔP alrededor del cilindro.

Tabla 3.3. Resultados en Fluent del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$.

| Nivel de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|---|--------------|--------------|--------------|
| Fuerza de arrastre F_D | 0,0000455768 | 0,0000456836 | 0,0000457270 |
| Fuerza de sustentación F_L | 0,0000000770 | 0,0000000845 | 0,0000000862 |
| Presión P_A | 0,12801400 | 0,13007700 | 0,13331700 |
| Presión P_B | 0,01423040 | 0,01448180 | 0,01671930 |
| Coeficiente de arrastre C_D | 5,55814634 | 5,57117073 | 5,57646341 |
| Coeficiente de sustentación C_L | 0,00938910 | 0,01030028 | 0,01050727 |
| Diferencial de presión ΔP | 0,11378360 | 0,11559520 | 0,11659770 |

3.3.1.2 CFX. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones $Re = 20$

CFX limita de manera predeterminada el uso de mallas bidimensionales, por lo que fue necesario para este benchmark importar las mallas utilizadas en el formato “.msh”, uno de los formatos nativos de Ansys, lo que permitió usar la misma malla que el caso anterior de manera de no perder rigurosidad en la evaluación.

Posteriormente fue creado el material del fluido a utilizar con las propiedades previamente mencionadas, como se puede apreciar en la Figura 3.15.

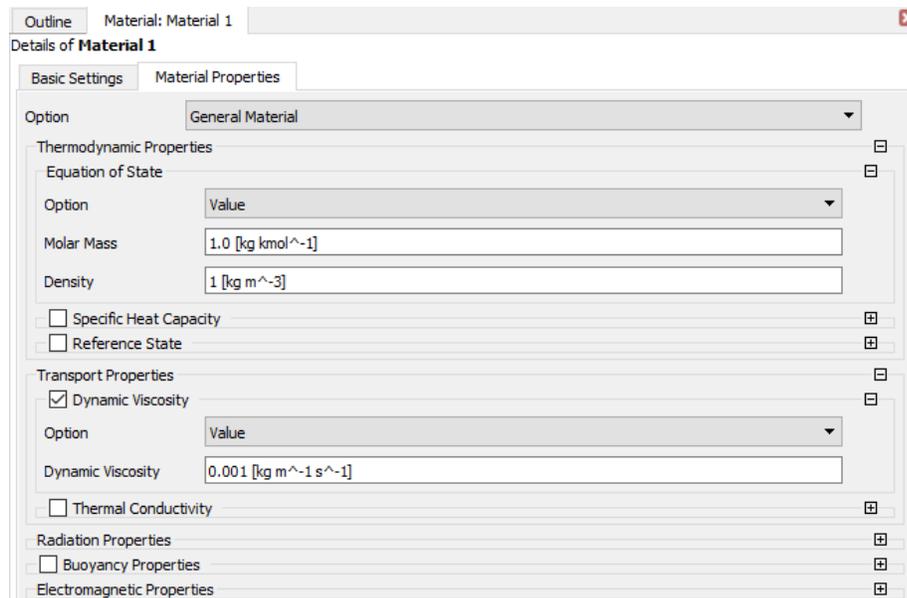


Figura 3.15. Interfaz para la creación y modificación de materiales en CFX.

Luego de creado y seleccionado el fluido, fue especificado el modelo de turbulencia a utilizar, conociendo ya para este caso que no es necesario usar un modelo de turbulencia en específico por el comportamiento laminar de este. La Figura 3.16 muestra la interfaz para la selección de modelos de transferencia de calor, de turbulencia, de combustión y de radiación térmica, mostrando la selección Ningún modelo de turbulencia (Laminar). A su vez, fue especificado el tipo de simulación a

realizar, siendo esta una simulación estacionaria para el caso de $Re = 20$ como lo indica el benchmark.

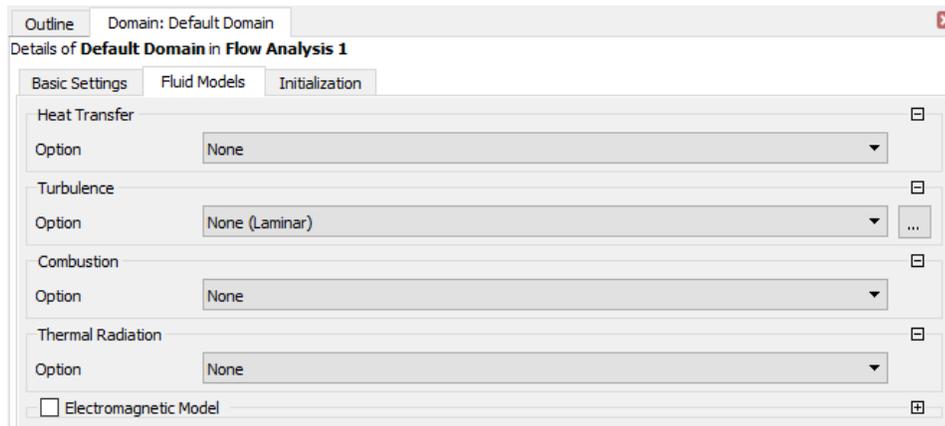


Figura 3.16. Interfaz para la selección de modelos en CFX.

Se especificaron las condiciones de frontera para cada uno de los límites de la geometría, especificando la velocidad de entrada del flujo con la expresión matemática indicada en el benchmark (ver Figura 3.17), una presión manométrica de 0 Pa en la salida, y condiciones de pared no deslizante en la pared del cilindro y paredes superior e inferior del canal.

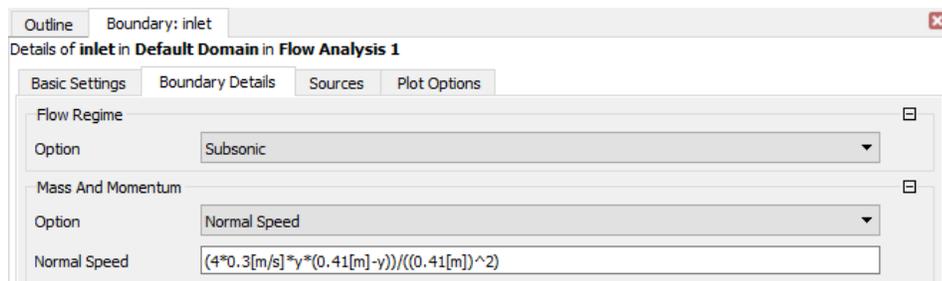


Figura 3.17. Interfaz con la expresión que representa la velocidad de entrada del flujo en CFX.

Finalmente se especificó como criterio de convergencia los residuales en 1×10^{-5} , el mismo criterio utilizado para las simulaciones realizadas con el software Fluent, y se especificaron el número máximo de iteraciones a realizar en caso de que los

resultados no converjan. La Tabla 3.4 resume los resultados de las simulaciones con el programa CFX.

Tabla 3.4. Resultados en CFX del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$.

| Nivel de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|------------------------------------|--------------|--------------|---------------|
| Fuerza de arrastre F_D | 0,0000457196 | 0,0000457837 | 0,0000458774 |
| Fuerza de sustentación F_L | 0,0000000683 | 0,0000000864 | -0,0000000427 |
| Presión P_A | 0,12832400 | 0,12996000 | 0,13139500 |
| Presión P_B | 0,01397730 | 0,01407300 | 0,01458580 |
| Coefficiente de arrastre C_D | 5,57556098 | 5,58337805 | 5,59480488 |
| Coefficiente de sustentación C_L | 0,00832860 | 0,01053579 | -0,00521260 |
| Diferencial de presión ΔP | 0,11434670 | 0,11588700 | 0,11680920 |

La Tabla 3.5 presenta los errores relativos respecto a los valores referenciales para los tres niveles de refinamiento de la malla tanto para el programa Fluent como para CFX en el caso estacionario del flujo alrededor de un cilindro, obteniendo para cada simulación las desviaciones para el coeficiente de arrastre C_D , el coeficiente de sustentación C_L y para el diferencial de presión ΔP en los extremos del cilindro.

Tabla 3.5. Errores relativos para el caso del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 20$ (estacionario), en Fluent y CFX.

| Software CFD | Fluent | | | CFX | | |
|--------------------|--------|-------|-------|--------|-------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| % Error C_D | 0,38% | 0,15% | 0,06% | 0,07% | 0,07% | 0,27% |
| % Error C_L | 11,58% | 3,00% | 1,05% | 21,57% | 0,78% | 149,09% |
| % Error ΔP | 3,18% | 1,64% | 0,78% | 2,70% | 1,39% | 0,60% |

Para el escenario estacionario ($Re = 20$) del flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones, como se aprecia en las Figuras 3.18, 3.19 y 3.20, para el software Fluent la tendencia a lo largo de los tres (3) niveles de refinamiento de la malla indica un acercamiento progresivo a los valores de referencia a medida que el número de divisiones alrededor del cilindro y el número de elementos del mallado son mayores, encontrándose porcentajes de errores relativos que van desde 0,38% hasta 0,06% para el coeficiente de arrastre C_D , desde 11,58% hasta 1,05% para el coeficiente de sustentación C_L y desde 3,18% hasta 0,78% para el diferencial de presión alrededor del cilindro. Por otra parte CFX, entre los niveles 1 y 2 de refinamiento de la malla se aprecian desviaciones para el coeficiente de sustentación C_L y el diferencial de presión que presentan una mejora en la precisión de los resultados a medida que aumenta el refinamiento, mientras que la desviación del coeficiente de arrastre C_D se mantiene constante. El nivel 3 de mallado en CFX muestra una desviación atípica de 149,09% de porcentaje de error relativo en el C_L , obteniéndose así un valor numérico no representativo del escenario propuesto. Además, el programa CFX presenta para el nivel 3 de mallado una desviación del coeficiente de arrastre C_D que desmejora

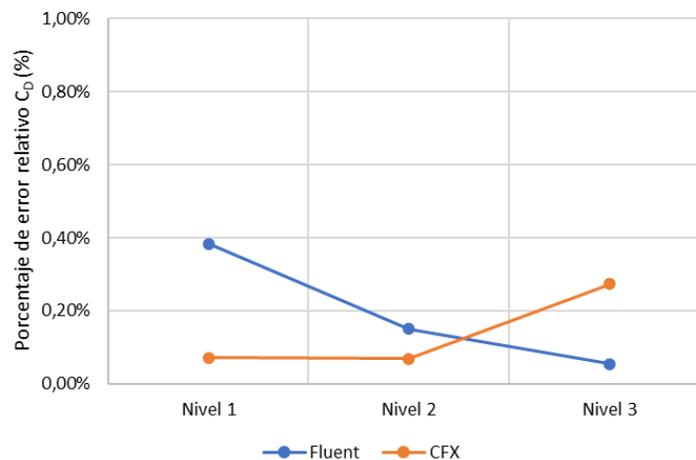


Figura 3.18. Porcentaje de error relativo del coeficiente de arrastre C_D en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX.

los niveles de mallado previos, con un valor de 0,27%, siendo este aún altamente preciso. El diferencial de presión alrededor del cilindro obtenido en CFX presenta una tendencia de mejora a medida que aumenta el refinamiento (ver Figura 3.20), yendo desde 2,70% de desviación para el Nivel 1 hasta un 0,60% de porcentaje de error relativo para el Nivel 3 de mallado.

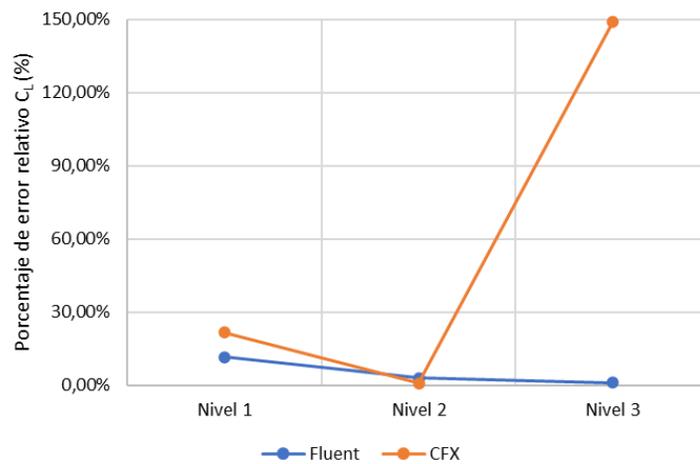


Figura 3.19. Porcentaje de error relativo del coeficiente de sustentación C_L en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX.

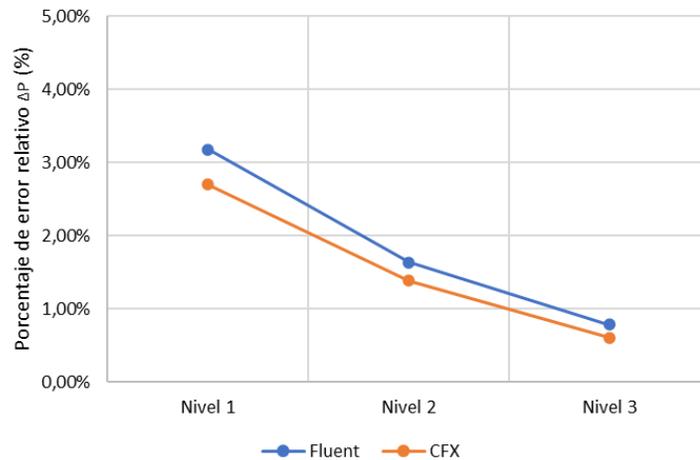


Figura 3.20. Porcentaje de error relativo del diferencial de presión ΔP en los tres niveles de mallado para flujo alrededor de un cilindro, Fluent vs CFX.

3.3.2 Caso transitorio Re = 100

Fueron realizadas las simulaciones para el caso de flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$, el cual representa un caso de estudio transitorio, ya que presenta un comportamiento oscilatorio que necesita ser estudiado en un periodo de tiempo. Se simularon todos los casos de estudio en ambos programas de CFD con la configuración usada en el estudio por Feng, X., Köster, M. y Zhang, L. [1], en el cual realizaron las simulaciones por 8 segundos en total, con un paso de tiempo de 0,01 segundos.

Se utilizaron para el caso transitorio los mismos tres niveles de refinamiento del mallado usados en el caso estacionario, de manera de mantener la rigurosidad en la evaluación de los programas de CFD.

3.3.2.1 Fluent. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones Re = 100

Siguiendo el procedimiento realizado previamente en el caso estacionario, se modificó la velocidad máxima en la ecuación para la entrada del flujo en el canal, de manera de alcanzar el número de Reynolds (Re) = 100 requerido para la evaluación. En la Figura 3.21 se observa la modificación de la expresión para la entrada del flujo en el caso del software Fluent.

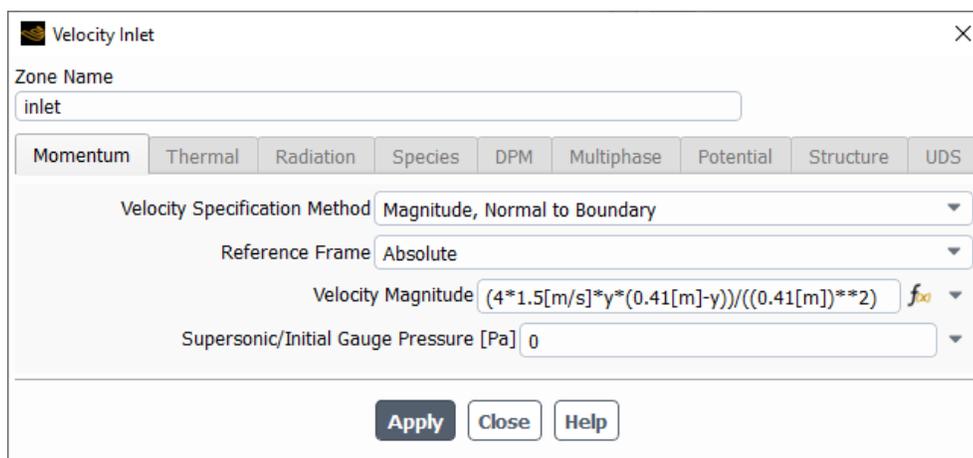


Figura 3.21. Interfaz para configuración de la velocidad de entrada del flujo para caso transitorio en Fluent ($Re = 100$).

Posteriormente se configuraron los parámetros para la simulación transitoria, primero indicando el tipo de simulación deseada, pasándola de una simulación de tipo estacionaria (Steady) a transitoria (Transient) como se observa en la Figura 3.22.

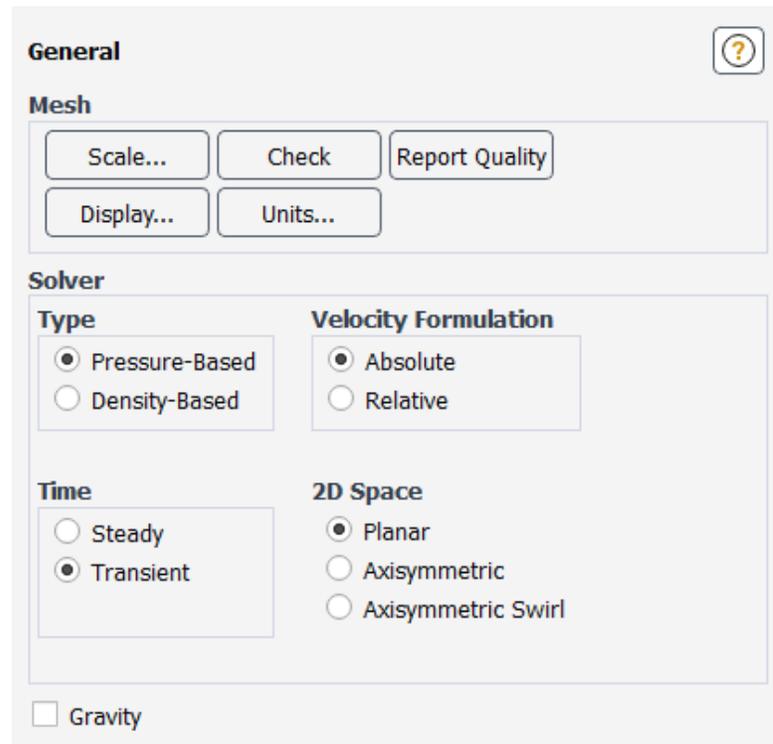
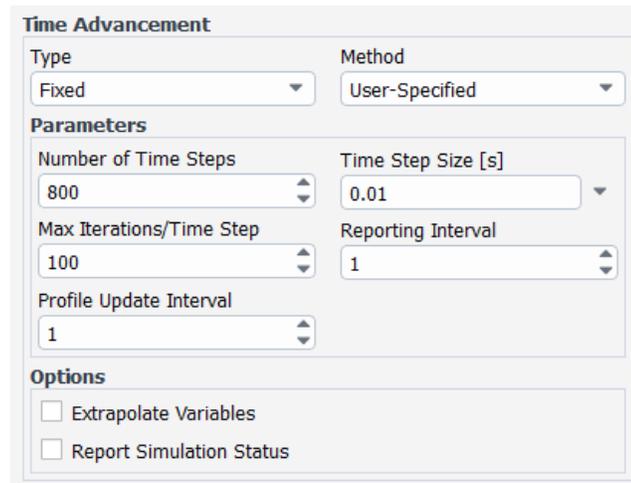


Figura 3.22. Interfaz para la selección del tipo de simulación en Fluent con la opción transitoria activada.

Finalmente se indicó el paso de tiempo (Time Step Size) deseado para la simulación, siendo este de 0,01 segundos, y el número de pasos de tiempo (Number of Time Steps) en 800 de manera de alcanzar los 8 segundos de simulación, como se muestra en la Figura 3.23.

Una vez realizadas las simulaciones para los tres niveles de mallado, se encontraron resultados tales que permitieron para el intervalo entre el penúltimo máximo y el último máximo del coeficiente de sustentación C_L (ver Figura 3.24) calcular: el máximo coeficiente de arrastre $C_{D \max}$, el máximo coeficiente de sustentación $C_{L \max}$, la

diferencia de presión ΔP cuando el coeficiente de sustentación es mínimo en el intervalo y el número de Strouhal St.



The image shows the 'Time Advancement' configuration panel in a software interface. It is divided into several sections:

- Type:** Fixed (dropdown menu)
- Method:** User-Specified (dropdown menu)
- Parameters:**
 - Number of Time Steps:** 800 (spin box)
 - Time Step Size [s]:** 0.01 (spin box)
 - Max Iterations/Time Step:** 100 (spin box)
 - Reporting Interval:** 1 (spin box)
 - Profile Update Interval:** 1 (spin box)
- Options:**
 - Extrapolate Variables
 - Report Simulation Status

Figura 3.23. Interfaz para la configuración de parámetros para simulación transitoria en Fluent.

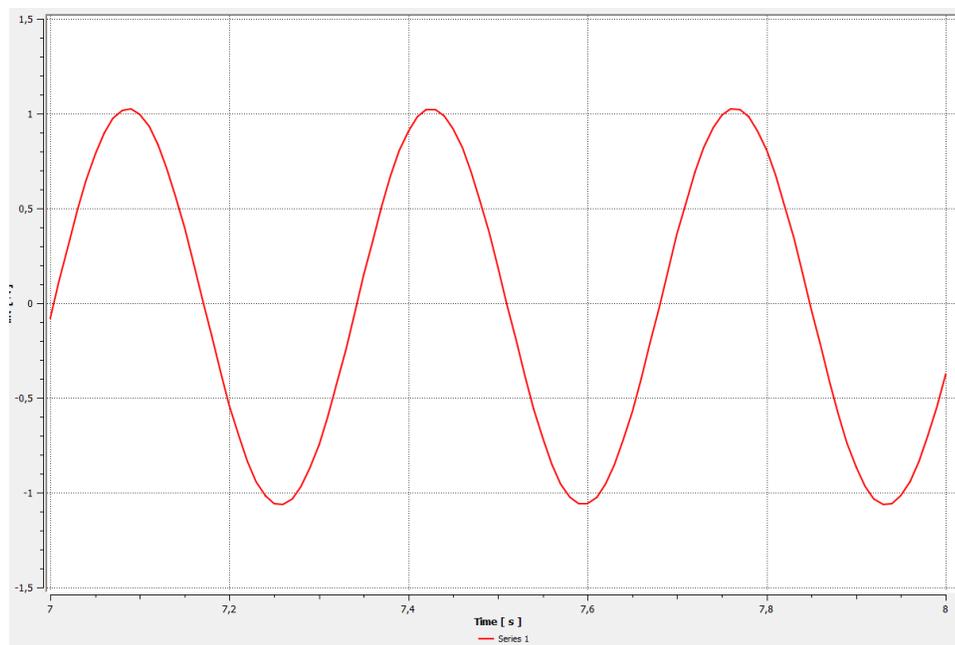


Figura 3.24. Evolución del coeficiente de sustentación en el rango de tiempo 7-8s para el Nivel 1 de mallado en Fluent.

Se presentan los resultados en la Tabla 3.6, además de gráficos de los comportamientos de los coeficientes de arrastre y sustentación, así como del diferencial de presión entre los puntos A y B en el último segundo de la simulación transitoria en cuestión, en las Figuras 3.25, 3.26 y 3.27.

Tabla 3.6. Resultados en Fluent del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$.

| Nivel de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|---|---------|---------|---------|
| Máximo coeficiente de arrastre $C_{D \max}$ | 3,2904 | 3,0136 | 2,9951 |
| Máximo coeficiente de sustentación $C_{L \max}$ | 1,0248 | 0,2434 | 0,1972 |
| Número de Strouhal St | 0,2953 | 0,2899 | 0,2854 |
| Diferencial de presión ΔP | 2,4660 | 2,3325 | 2,3370 |

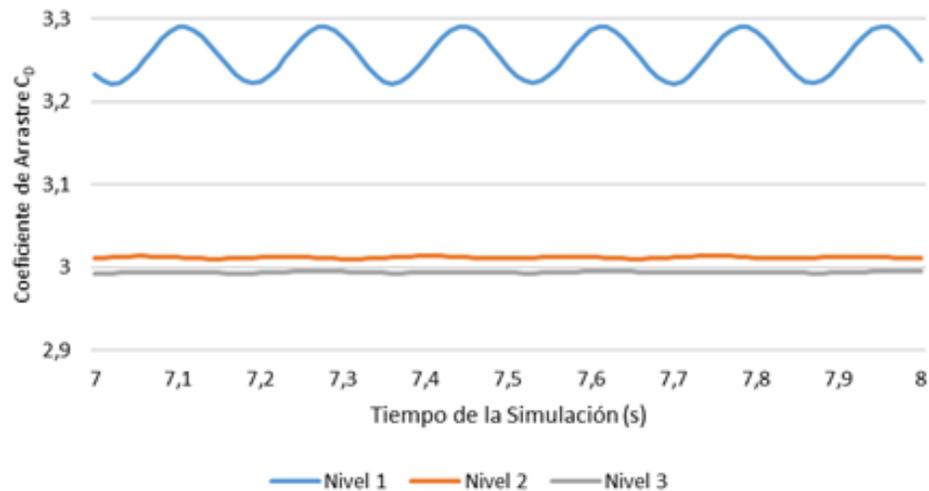


Figura 3.25. Variación del coeficiente de arrastre C_D en el intervalo 7-8s en Fluent.

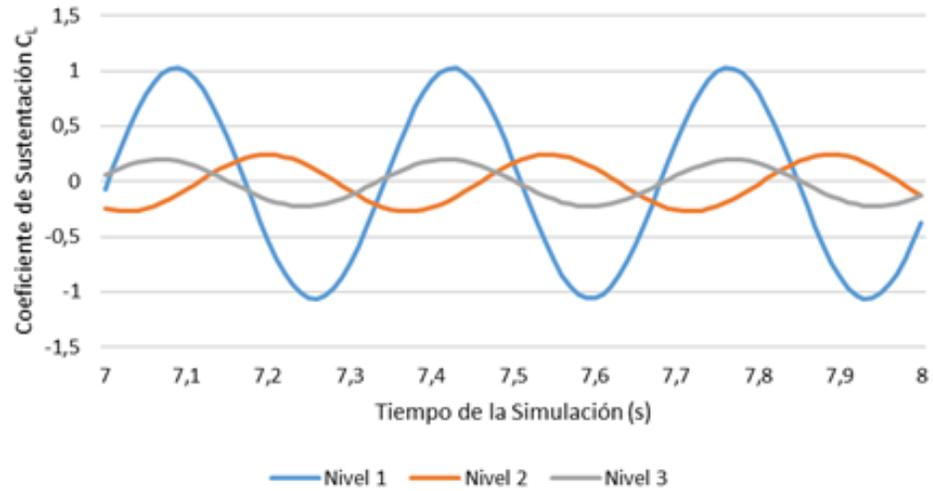


Figura 3.26. Variación del coeficiente de sustentación C_L en el intervalo 7-8s en Fluent.

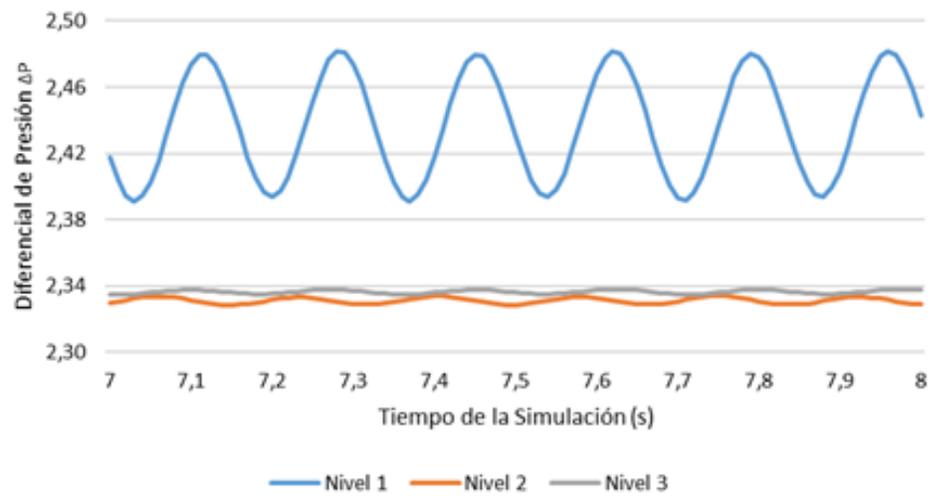


Figura 3.27. Variación de la diferencia de presión entre puntos A y B en el intervalo 7-8s en Fluent.

3.3.2.2 CFX. Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones $Re = 100$

Para el programa computacional CFX, en el caso transitorio fue necesario modificar respecto al caso estacionario el tipo de simulación a realizar, seleccionando la opción de simulación transitoria. Posteriormente se modificó la ecuación de velocidad de entrada del flujo al canal como se aprecia en la Figura 3.28, de manera de obtener el número de Reynolds necesario para la correspondiente evaluación.

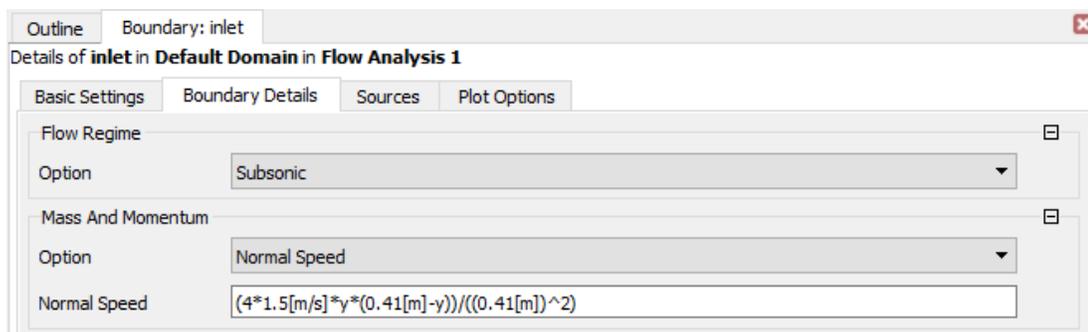


Figura 3.28. Interfaz para la configuración de la velocidad de entrada del flujo en CFX.

Por último, se configuró el tiempo total de simulación a 8 segundos, con un paso de tiempo de 0,01 segundos (ver Figura 3.29) como fue previamente señalado.

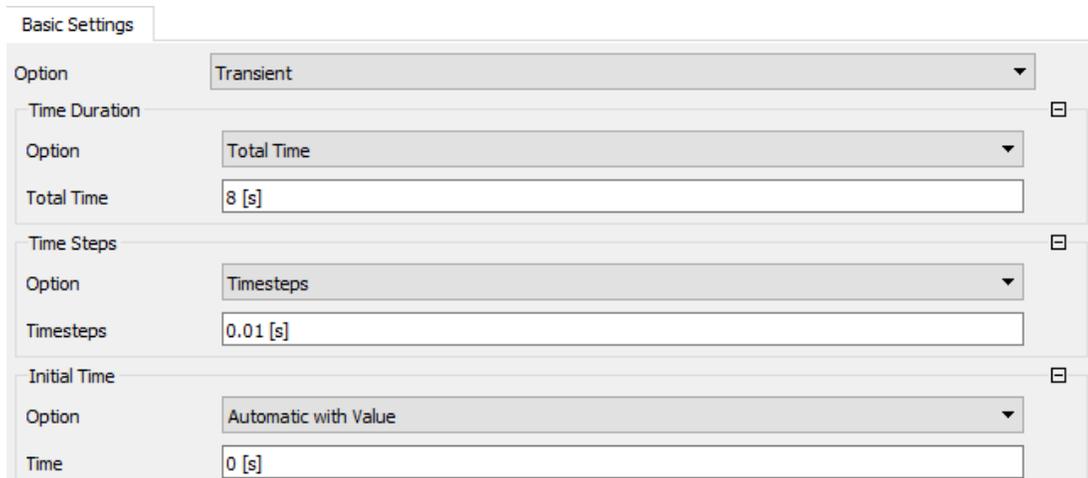


Figura 3.29. Interfaz para la configuración de parámetros para simulación transitoria en CFX.

Los resultados para el caso transitorio del flujo alrededor de un cilindro usando el programa CFX se muestran en la Tabla 3.7. Además, en las Figuras 3.30, 3.31 y 3.32 se presentan las gráficas de variación de los coeficientes de arrastre y sustentación, y de la diferencia de presión entre los puntos A y B, en el intervalo entre el segundo 7 y 8 de simulación, respectivamente.

Tabla 3.7. Resultados en CFX del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$.

| Nivel de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|--|---------|---------|---------|
| Coefficiente de arrastre máximo $C_{D \max}$ | 3,2684 | 3,2389 | 3,2265 |
| Coefficiente de sustentación máximo $C_{L \max}$ | 1,0264 | 0,9915 | 0,9735 |
| Número de Strouhal St | 0,2914 | 0,2966 | 0,2974 |
| Diferencial de presión ΔP | 2,4702 | 2,4691 | 2,4739 |

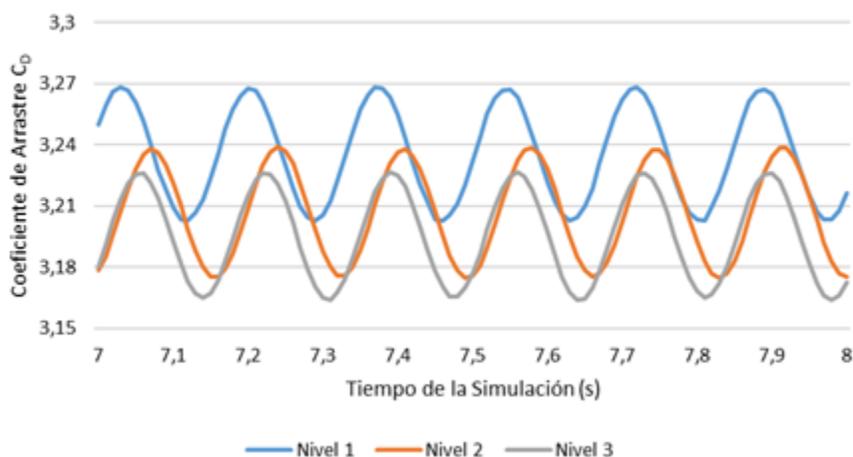


Figura 3.30. Variación del coeficiente de arrastre C_D en el intervalo 7-8s en CFX.

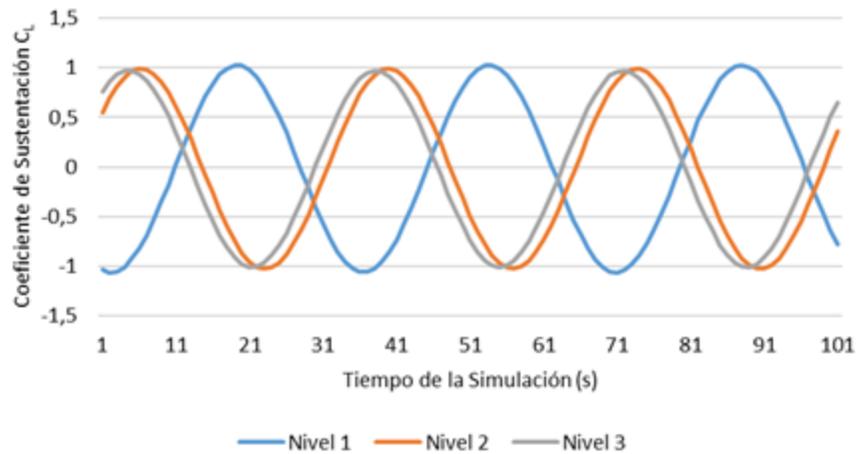


Figura 3.31. Variación del coeficiente de sustentación C_L en el intervalo 7-8s en CFX.

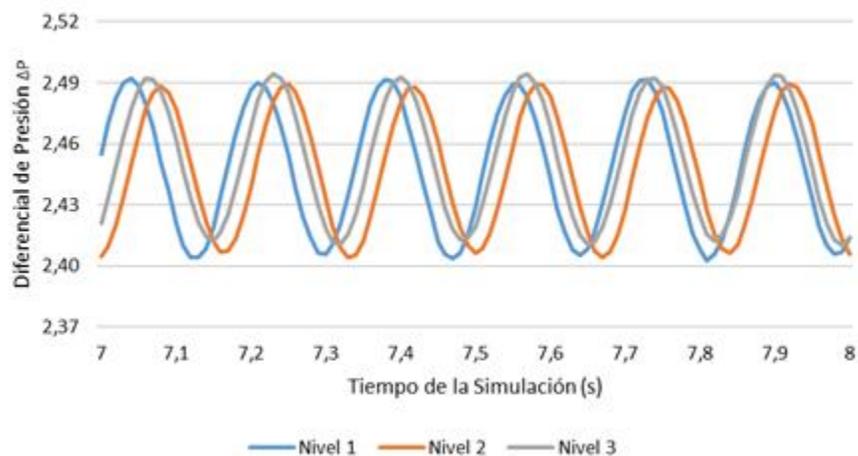


Figura 3.32. Variación de la diferencia de presión entre puntos A y B en el intervalo 7-8s en CFX.

En la Tabla 3.8 se presentan los errores relativos del caso transitorio ($Re = 100$) del flujo alrededor de un cilindro respecto a los valores referenciales, donde se encuentran las desviaciones del máximo coeficiente de arrastre $C_{D\text{Max}}$, del máximo coeficiente de

sustentación $C_{L\text{ Max}}$, del número de Strouhal St y del diferencial de presión ΔP en los extremos del cilindro cuando el C_L es mínimo, todos estos en el período entre el penúltimo y último máximo coeficiente de sustentación simulado para cada caso en particular.

Tabla 3.8. Errores relativos para el caso del flujo alrededor de un cilindro para $Re = 100$ (transitorio), en Fluent y CFX.

| Software CFD | Fluent | | | CFX | | |
|----------------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| % Error $C_{D\text{ Max}}$ | 1,87% | 6,70% | 7,27% | 1,19% | 0,27% | 0,11% |
| % Error $C_{L\text{ Max}}$ | 2,48% | 75,66% | 80,28% | 2,64% | 0,85% | 2,65% |
| % Error St | 1,56% | 3,38% | 4,87% | 2,87% | 1,12% | 0,85% |
| % Error ΔP | 0,57% | 5,95% | 5,77% | 0,39% | 0,44% | 0,25% |

En el caso transitorio ($Re = 100$) del flujo alrededor de un cilindro, para los niveles de mallado 2 y 3, Fluent mostró resultados que no representan el comportamiento esperado para este escenario benchmark, con valores máximos del porcentaje de error relativo en el $C_{L\text{ Max}}$ de 75,66% y 80,28%, respectivamente. Por otra parte CFX presentó para los tres (3) niveles de mallado resultados con menores desviaciones con respecto a los valores referenciales, observándose el valor máximo del porcentaje de error relativo de 2,87% en el nivel 1 de mallado, y obteniéndose para el nivel 2 de mallado el escenario con mejores resultados (1,12 % de error relativo en el número de Strouhal y desviaciones menores al 1% en el resto de los parámetros evaluados).

La Figura 3.33 presenta gráficas de las variaciones de los coeficientes de arrastre C_D y sustentación C_L , así como de la diferencia de Presión ΔP entre los puntos A y B en los extremos del cilindro, tanto para Fluent como para CFX, en el tramo

correspondiente al segundo final de simulación (7s-8s). Se observa en esta figura como Fluent no es capaz de simular el comportamiento esperado en los niveles 2 y 3 de mallado, con tendencias para el C_D y el ΔP alejados significativamente de los valores referenciales, y curvas de C_L que no alcanzan la magnitud esperada. Mientras que CFX presenta tendencias que no distan demasiado entre ellas, mostrando congruencia entre sus resultados y con los valores referenciales, especialmente entre los niveles 2 y 3 de mallado.

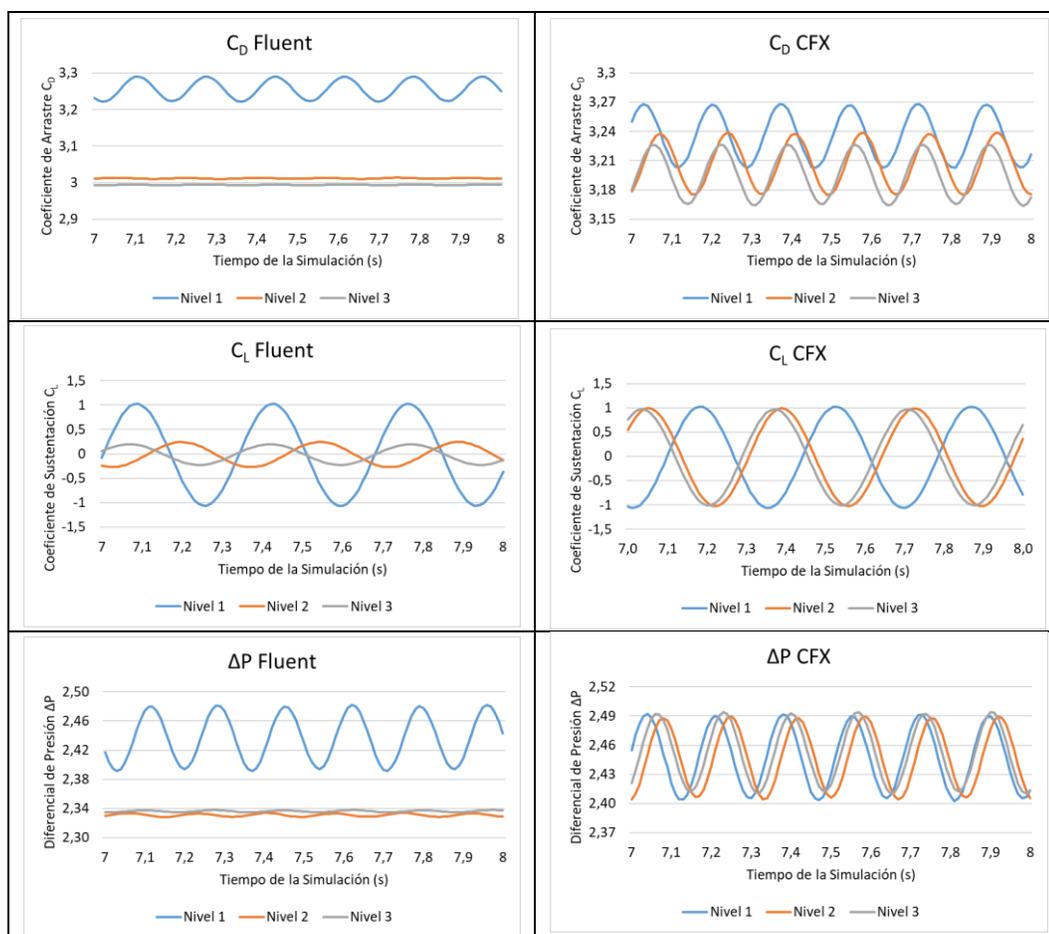


Figura 3.33. Comparación de la variación temporal de los coeficientes de arrastre (C_D) y sustentación (C_L), y de las diferencias de presión en los extremos del cilindro (ΔP) en el tramo 7s-8s para Fluent y CFX.

CAPÍTULO IV

PROBLEMA BENCHMARK 2. CONVECCIÓN NATURAL DE AIRE EN UNA CAVIDAD CÚBICA

4.1 Descripción del problema benchmark. Convección natural de aire en una cavidad cúbica

Este benchmark ofrece soluciones altamente precisas para el caso de convección natural de aire en una cavidad cúbica, caso tridimensional que fue extrapolado del conocido benchmark de convección natural de aire en dos dimensiones de G. de Vahl Davis [24]. Con esta configuración se obtuvieron resultados para cinco (5) escenarios del número de Rayleigh (Ra) dentro del rango conocido para esta configuración donde ofrece un comportamiento estacionario [3].

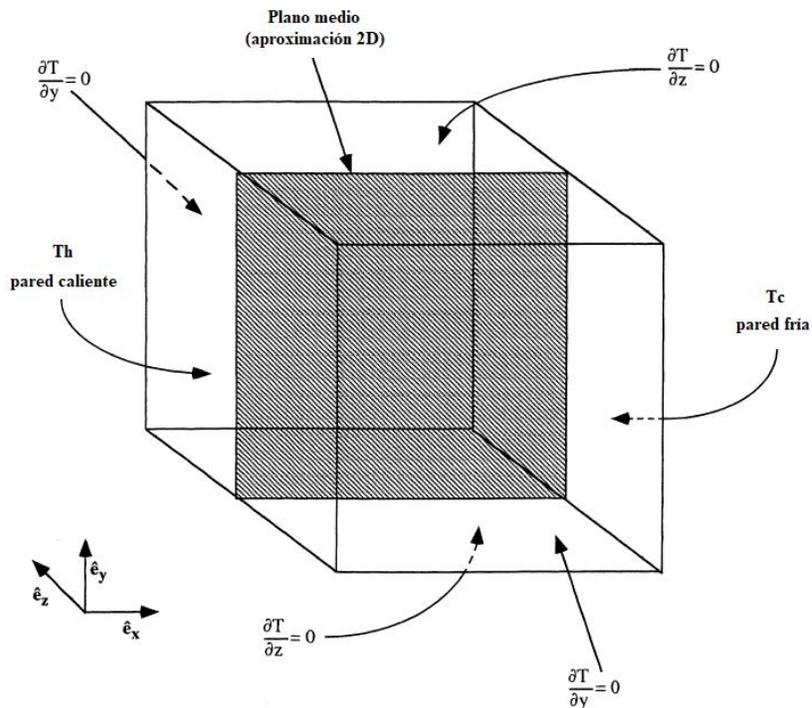


Figura 4.1. Representación del benchmark de convección natural de aire en una cavidad cúbica [3].

La cavidad cúbica posee dos paredes verticales opuestas con temperaturas fijas, las cuales están específicamente diferenciadas para ofrecer las condiciones térmicas necesarias, y el resto de las paredes del cubo son adiabáticas.

Este estudio provee resultados para los números de Rayleigh (Ra) = 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 y 10^7 , todos estos utilizando la aproximación de Boussinesq para el aire, y con un número de Prandtl (Pr) fijado en 0,71 del cual se extrapolan el resto de las variables.

Este benchmark ofrece los siguientes parámetros para cada uno de los valores del número de Rayleigh mencionados:

- u_{max} Máxima componente X de la velocidad en la cavidad cúbica con sus coordenadas.
- v_{max} Máxima componente Y de la velocidad en la cavidad cúbica con sus coordenadas.
- w_{max} Máxima componente Z de la velocidad en la cavidad cúbica con sus coordenadas.
- $u_{mp,max}$ Máxima componente X de la velocidad en el plano medio XY con sus coordenadas.
- $v_{mp,max}$ Máxima componente Y de la velocidad en el plano medio XY con sus coordenadas.
- $u_{mp,max} (0,y,0)$ Máxima componente X de la velocidad en la línea media vertical del plano medio XY con su coordenada en Y.
- $v_{mp,max} (x,0,0)$ Máxima componente Y de la velocidad en la línea media horizontal del plano medio XY con su coordenada en X.
- Nu_{mp} Número de Nusselt en el plano medio XY.
- Nu_{3D} Número de Nusselt en la cavidad cúbica.

La Tabla 4.1 contiene el resumen de los valores referenciales para el benchmark de convección natural de aire en una cavidad cubica para los números de Rayleigh (Ra) de 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 y 10^7 .

Tabla 4.1. Soluciones benchmark para la convección natural de aire en una cavidad cúbica (Ra 10^3 - 10^7).

| Número de Rayleigh | Ra = 10^3 | Ra = 10^4 | Ra = 10^5 | Ra = 10^6 | Ra = 10^7 |
|---------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| u_{max} | 3,5430 | 16,7190 | 43,9000 | 126,9700 | 383,8000 |
| <i>x</i> | 0,0166 | 0,0196 | -0,1841 | -0,3057 | -0,3777 |
| <i>y</i> | 0,3169 | 0,3250 | 0,3873 | 0,4365 | 0,4663 |
| <i>z</i> | $0,540 \times 10^{-11}$ | $0,120 \times 10^{-10}$ | 0,2203 | 0,2997 | $0,370 \times 10^{-10}$ |
| v_{max} | 3,5440 | 18,9830 | 71,0600 | 236,7200 | 768,1000 |
| <i>x</i> | 0,3223 | 0,3834 | 0,4304 | 0,4604 | 0,4775 |
| <i>y</i> | 0,0032 | 0,0206 | 0,0060 | 0,0265 | 0,0323 |
| <i>z</i> | $0,380 \times 10^{-10}$ | 0,2308 | 0,3736 | 0,4299 | 0,4601 |
| w_{max} | 0,1730 | 2,1560 | 9,6900 | 25,5600 | 83,3800 |
| <i>x</i> | $0,140 \times 10^{-10}$ | 0,3823 | 0,4175 | 0,4518 | -0,3311 |
| <i>y</i> | $0,430 \times 10^{-10}$ | 0,3447 | 0,3801 | 0,4168 | 0,3955 |
| <i>z</i> | 0,2521 | 0,2826 | 0,3390 | 0,3983 | 0,4083 |
| $u_{mp,max}$ | 3,5430 | 16,7190 | 43,0600 | 123,4700 | 383,8000 |
| <i>x</i> | 0,0166 | 0,0196 | -0,1865 | -0,3133 | -0,3777 |
| <i>y</i> | 0,3169 | 0,3250 | 0,3848 | 0,4366 | 0,4662 |
| $v_{mp,max}$ | 3,5440 | 18,6820 | 65,4300 | 218,2500 | 698,5000 |
| <i>x</i> | 0,3233 | 0,3870 | 0,4368 | 0,4638 | 0,4794 |
| <i>y</i> | 0,0032 | 0,0219 | 0,0100 | 0,0353 | 0,0354 |
| $u_{mp,max}(0,y,0)$ | 3,5380 | 16,7210 | 37,5600 | 68,2100 | 154,9000 |
| <i>y</i> | 0,3151 | 0,3244 | 0,3535 | 0,3536 | 0,3716 |
| $v_{mp,max}(x,0,0)$ | 3,5410 | 18,6160 | 65,2100 | 217,5700 | 692,6000 |
| <i>x</i> | -0,3147 | -0,3802 | -0,4330 | -0,4669 | -0,4806 |
| Nu_{mp} | 1,0870 | 2,2500 | 4,6120 | 8,8770 | 16,5470 |
| Nu_{3D} | 1,0700 | 2,0540 | 4,3370 | 8,6400 | 16,3420 |

4.2 Análisis de sensibilidad. Convección natural de aire en una cavidad cúbica

Para el estudio de convección natural de aire en una cavidad cúbica se seleccionó para el análisis de sensibilidad de la malla el escenario con el número de Rayleigh (Ra) = 10^5 , siendo este el caso intermedio entre todos los casos estudiados de Ra en este benchmark.

Las propiedades del aire para el caso en cuestión fueron tomadas de la Tabla A-15 de Cengel, Y. [8], donde se interpoló directamente para obtener las propiedades del aire a 1 atm para un número de Prandtl (Pr) de 0,71, obteniendo así las propiedades que se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Propiedades del aire a presión atmosférica para un $Pr = 0,71$.

| Propiedades del aire a 1 atm | |
|---|------------------------|
| Número de Prandtl, Pr | 0,71 |
| Temperatura, T (°C) | 105,789 |
| Densidad, ρ (kg/m ³) | 0,9319 |
| Calor específico, C_P (J/kg.K) | 1009,58 |
| Conductividad térmica, k (W/m.K) | 0,03135 |
| Difusividad térmica, α (m ² /s ²) | $3,336 \times 10^{-5}$ |
| Viscosidad Dinámica, μ (kg/m.s) | $2,205 \times 10^{-5}$ |
| Viscosidad Cinemática, ν (m ² /s) | $2,369 \times 10^{-5}$ |

La aproximación de Boussinesq es válida para un rango de diferencia de temperaturas de 15 °C para el aire donde ofrece resultados con errores menores a 1% [27], por lo que para todos los escenarios de convección en una cavidad cúbica se utilizó un ΔT igual a 10 °C de manera de asegurar la fiabilidad de los resultados. Entonces, se obtuvo para el benchmark en cuestión, respecto a las propiedades del aire

previamente mencionadas, una temperatura de la pared caliente $T_h = 110,789 \text{ }^\circ\text{C}$ (383,939 K) y una temperatura de la pared fría $T_c = 100,789 \text{ }^\circ\text{C}$ (373,939 K).

Una vez definidas las propiedades del aire y el rango de temperaturas a evaluar, y mediante la ecuación del número de Rayleigh, se obtuvo la longitud L de las aristas del cubo $L = 0,067284386 \text{ m}$ para un $Ra = 10^5$ (ver Apéndice A para la muestra de cálculo), y mediante el uso del software SpaceClaim se procedió a realizar la geometría correspondiente (ver Figura 4.2).

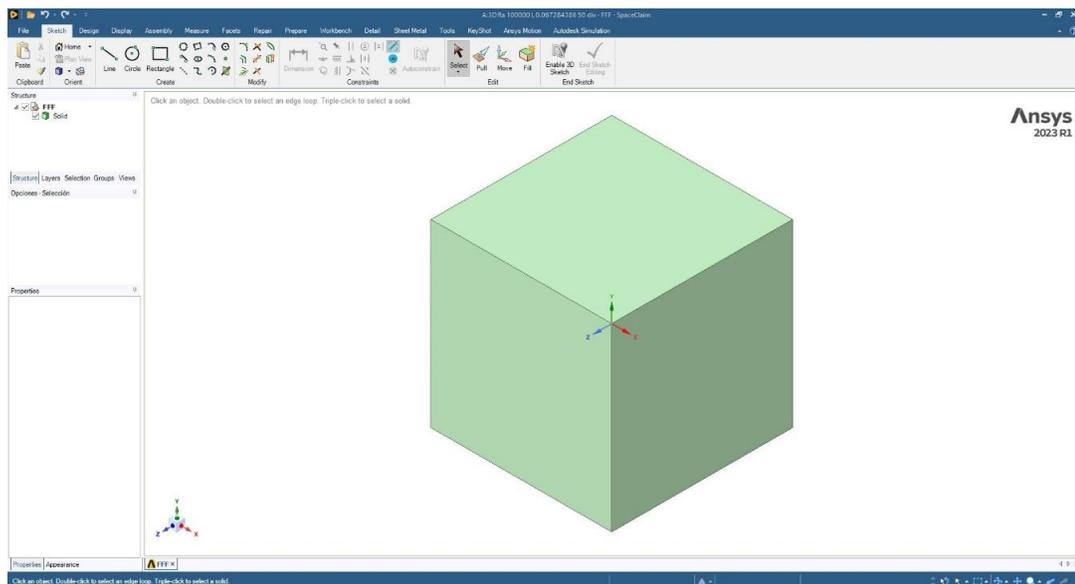


Figura 4.2. Interfaz del programa SpaceClaim con geometría de la cavidad cúbica.

Para el proceso de refinamiento de la malla se evaluaron hasta 4 niveles de mallado elaborados con el programa Meshing (ver Figura 4.3), comenzando con 50 divisiones e incrementando en 30 el número de divisiones por cada nivel como se observa en la Tabla 4.3, hasta conseguir variaciones de resultados entre niveles de mallado menores al 1% para ambos softwares de CFD (Fluent y CFX).

Tabla 4.3. Resumen de elementos y nodos para el benchmark de convección natural de aire en una cavidad cúbica para $Ra = 10^5$.

| Nivel de refinamiento de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Número de divisiones por arista | 50 | 80 | 110 | 140 |
| Número de elementos | 125000 | 512000 | 1331000 | 2744000 |
| Número de nodos | 132651 | 531441 | 1367631 | 2803221 |

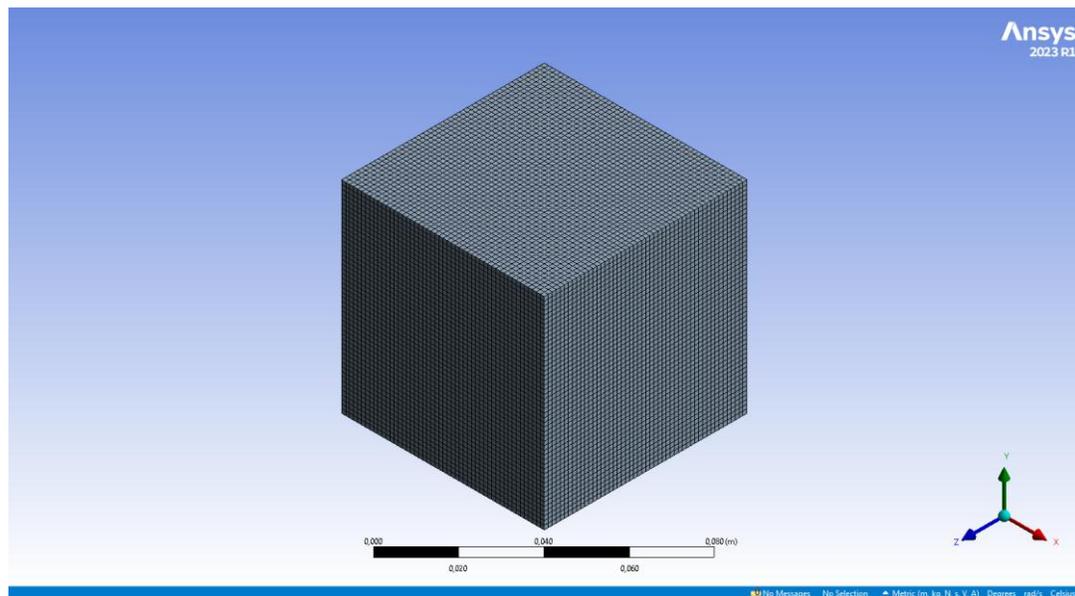


Figura 4.3. Interfaz del programa Meshing con mallado de Nivel 1 del refinamiento de la malla para convección natural de aire en una cavidad cúbica.

Como se aprecia en la Tabla 4.4 y de acuerdo a los criterios de calidad previamente expuestos, la totalidad de los elementos para los cuatro (4) niveles de mallado son excelentes debido a que tienen forma cúbica.

Tabla 4.4. Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1-4 de refinamiento de la malla para convección natural de aire en cavidad cubica con $Ra = 10^5$.

| Parámetro de calidad | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Calidad del elemento (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Relación de aspecto (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Asimetría estadística (Promedio) | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| Calidad ortogonal (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |

4.2.1 Comparación de resultados entre los niveles 1 y 2

Se compararon los resultados de los parámetros benchmark especificados en la Tabla 4.1, de dos niveles consecutivos de mallado, hasta encontrar para ambos softwares de CFD resultados independientes de las mallas (resultados con una desviación menor al 1%).

En la Tabla 4.5 se comparan los resultados entre las mallas de los niveles 1 y 2 para Fluent y CFX, donde se aprecia que un solo valor está por encima de 1% del porcentaje de error relativo para el caso de Fluent, mientras que para CFX todos los porcentajes de error relativo de los resultados difieren en más de un 1% entre los niveles de mallado, por lo que los resultados no son independientes de la malla.

Tabla 4.5. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 1 y 2 para convección natural de aire en cavidad cúbica.

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|--------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 1 | Nivel 2 | % Error | Nivel 1 | Nivel 2 | % Error |
| u_{max} | 44,0956559 | 43,9470180 | 0,34% | 45,4928930 | 44,8182743 | 1,48% |
| v_{max} | 70,9313603 | 71,0229228 | 0,13% | 73,5604570 | 72,0577415 | 2,04% |
| w_{max} | 9,6618297 | 9,7108984 | 0,51% | 10,0541976 | 9,8089954 | 2,44% |

Tabla 4.5. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 1 y 2 para convección natural de aire en cavidad cúbica (Continuación).

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|----------------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 1 | Nivel 2 | % Error | Nivel 1 | Nivel 2 | % Error |
| $u_{mp,max}$ | 43,2719960 | 43,1580469 | 0,26% | 44,7825770 | 44,0016732 | 1,74% |
| $v_{mp,max}$ | 67,5854938 | 65,1830851 | 3,55% | 68,5408506 | 67,0050596 | 2,24% |
| $u_{mp,max} (0,y,0)$ | 37,7205602 | 37,6711486 | 0,13% | 38,9415292 | 38,5401865 | 1,03% |
| $v_{mp,max} (x,0,0)$ | 64,2690726 | 64,6948185 | 0,66% | 68,4186327 | 66,6995148 | 2,51% |
| Nu_{mp} | 4,61258 | 4,58678 | 0,56% | 4,74197 | 4,63397 | 2,28% |
| Nu_{3D} | 4,40187 | 4,36450 | 0,85% | 4,45576 | 4,36516 | 2,03% |

4.2.2 Comparación de resultados entre los niveles 2 y 3

La tabla comparativa entre los niveles 2 y 3 de refinamiento (ver Tabla 4.6) muestra que para Fluent con la malla de estudio se alcanzaron resultados independientes de esta, mientras que para CFX aún 6 de los 9 parámetros evaluados no cumplieron con la condición de tener una desviación menor al 1%.

Tabla 4.6. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 2 y 3 para convección natural de aire en cavidad cúbica.

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|--------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 2 | Nivel 3 | % Error | Nivel 2 | Nivel 3 | % Error |
| u_{max} | 43,9470180 | 43,9794884 | 0,07% | 44,8182743 | 44,2928987 | 1,17% |
| v_{max} | 71,0229228 | 71,0350236 | 0,02% | 72,0577415 | 71,6614408 | 0,55% |
| w_{max} | 9,7108984 | 9,6917590 | 0,20% | 9,8089954 | 10,0747286 | 2,71% |

Tabla 4.6. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 2 y 3 para convección natural de aire en cavidad cúbica (Continuación).

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|---------------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 2 | Nivel 3 | % Error | Nivel 2 | Nivel 3 | % Error |
| $u_{mp,max}$ | 43,1580469 | 43,1415092 | 0,04% | 44,0016732 | 43,3883652 | 1,39% |
| $v_{mp,max}$ | 65,1830851 | 65,3405969 | 0,24% | 67,0050596 | 66,0071484 | 1,49% |
| $u_{mp,max}(0,y,0)$ | 37,6711486 | 37,6408967 | 0,08% | 38,5401865 | 37,7838876 | 1,96% |
| $v_{mp,max}(x,0,0)$ | 64,6948185 | 64,8920612 | 0,30% | 66,6995148 | 65,7326623 | 1,45% |
| Nu_{mp} | 4,58678 | 4,58271 | 0,09% | 4,63397 | 4,60802 | 0,56% |
| Nu_{3D} | 4,36450 | 4,35279 | 0,27% | 4,36516 | 4,34574 | 0,44% |

4.2.3 Comparación de resultados entre los niveles 3 y 4

Los niveles de refinamiento 3 y 4 muestran desviaciones menores al 1% entre sí para todos los parámetros calculados en ambos softwares de CFD.

Tabla 4.7. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 3 y 4 para convección natural de aire en cavidad cúbica.

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|--------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 3 | Nivel 4 | % Error | Nivel 3 | Nivel 4 | % Error |
| u_{max} | 43,9794884 | 43,9520600 | 0,06% | 44,2928987 | 44,4943767 | 0,45% |
| v_{max} | 71,0350236 | 71,0438975 | 0,01% | 71,6614408 | 71,4910215 | 0,24% |
| w_{max} | 9,6917590 | 9,7101522 | 0,19% | 10,0747286 | 10,0346952 | 0,40% |
| $u_{mp,max}$ | 43,1415092 | 43,0985514 | 0,10% | 43,3883652 | 43,3078949 | 0,19% |
| $v_{mp,max}$ | 65,3405969 | 65,4111848 | 0,11% | 66,0071484 | 65,6521921 | 0,54% |

Tabla 4.7. Comparación de los resultados en los mallados de niveles 3 y 4 para convección natural de aire en cavidad cúbica (Continuación).

| Programa CFD | Fluent | | | CFX | | |
|---------------------|------------|------------|---------|------------|------------|---------|
| | Nivel 3 | Nivel 4 | % Error | Nivel 3 | Nivel 4 | % Error |
| $u_{mp,max}(0,y,0)$ | 37,6408967 | 37,6410984 | 0,00% | 37,7838876 | 37,6709470 | 0,30% |
| $v_{mp,max}(x,0,0)$ | 64,8920612 | 65,0304135 | 0,21% | 65,7326623 | 65,4458737 | 0,44% |
| Nu_{mp} | 4,58271 | 4,57795 | 0,10% | 4,60802 | 4,59504 | 0,28% |
| Nu_{3D} | 4,35279 | 4,34810 | 0,11% | 4,34574 | 4,33924 | 0,15% |

De acuerdo a estos resultados se utilizará el nivel 3 de refinamiento para los escenarios restantes a evaluar al demostrar resultados independientes de la malla tanto para Fluent como para CFX.

4.3 Soluciones numéricas de la convección natural de aire en una cavidad cúbica

Al tener seleccionada la malla a usar en ambos programas de dinámica de fluidos computacional, se procedió a la simulación del problema benchmark que estudia la convección natural de aire en una cavidad cúbica. Esta simulación se realizó en estado estacionario y utilizando el modelo laminar para su desarrollo, ya que en el rango de número de Rayleigh (Ra) estudiado se consigue un comportamiento laminar en el flujo interno en la cavidad, como fue determinado en el estudio realizado por Tric et al [3].

Como fue especificado en la sección 4.2, fueron realizadas las simulaciones con una diferencia de temperatura entre la pared caliente T_h y la pared fría T_c de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, por lo que fue necesario modificar el tamaño de la cavidad cúbica para alcanzar los números de Rayleigh a evaluar. La Tabla 4.8 compila los valores de la longitud de lado L del cubo que fueron utilizados en la evaluación del benchmark (ver Apéndice A para la muestra de cálculo).

Tabla 4.8. Longitud del lado L de la cavidad cúbica para los diferentes números de Rayleigh evaluados.

| Número de Rayleigh | Longitud de lado L (m) |
|--------------------|--------------------------|
| 10^3 | 0,01449598 |
| 10^4 | 0,03123064 |
| 10^5 | 0,06728438 |
| 10^6 | 0,14495982 |
| 10^7 | 0,31230646 |

4.3.1 Fluent. Convección natural de aire en una cavidad cúbica

Para la simulación de convección natural de aire en una cavidad cubica en el software Fluent, se especificó en primer lugar el modelo de viscosidad a utilizar, siendo definido como laminar, y se activó la ecuación de energía como fue requerido por las condiciones del benchmark (ver Figura 4.4). Posteriormente fue creado el material a utilizar como fluido (aire) y se seleccionó la aproximación de Boussinesq como modelo de densidad, detalles que se pueden apreciar en la Figura 4.5.

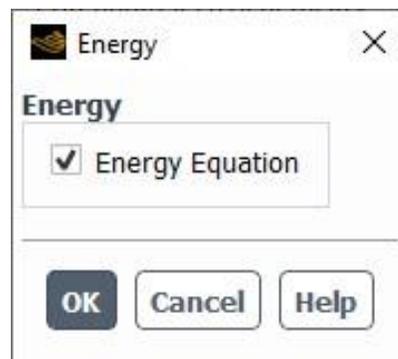


Figura 4.4. Interfaz en Fluent para la activación de la ecuación de la energía.

Create/Edit Materials

Name: air

Material Type: fluid

Chemical Formula:

Fluent Fluid Materials: air

Mixture: none

Order Materials by: Name Chemical Formula

Fluent Database...
GRANTA MDS Database...
User-Defined Database...

Properties

Density [kg/m³]: boussinesq (0.931876) Edit...

Cp (Specific Heat) [J/(kg K)]: constant (1009.579) Edit...

Thermal Conductivity [W/(m K)]: constant (0.03135) Edit...

Viscosity [kg/(m s)]: constant (2.205e-05) Edit...

Thermal Expansion Coefficient [K⁻¹]: constant (0.00264432) Edit...

Change/Create Delete Close Help

Figura 4.5. Interfaz para la creación del material fluido con la aproximación de Boussinesq como modelo de densidad.

Así mismo, como se observa en la Figura 4.6, se activó la casilla de la gravedad por requerimiento de la aproximación de Boussinesq, otorgándole un valor de $-9,81 \text{ m/s}^2$.

Gravity

Gravitational Acceleration

X [m/s²]: 0

Y [m/s²]: -9.81

Z [m/s²]: 0

Figura 4.6. Interfaz para la especificación de la magnitud de la aceleración gravitatoria.

Se definieron las fronteras de pared fría y pared caliente como fronteras tipo pared a temperatura constante, especificando la T_c en 100,789 °C y la T_h en 110,789 °C (373,939 K y 383, 939 K, respectivamente, por requerimiento del programa como se muestra en la Figura 4.7). Así mismo, el resto de las fronteras se definieron como tipo pared adiabática.

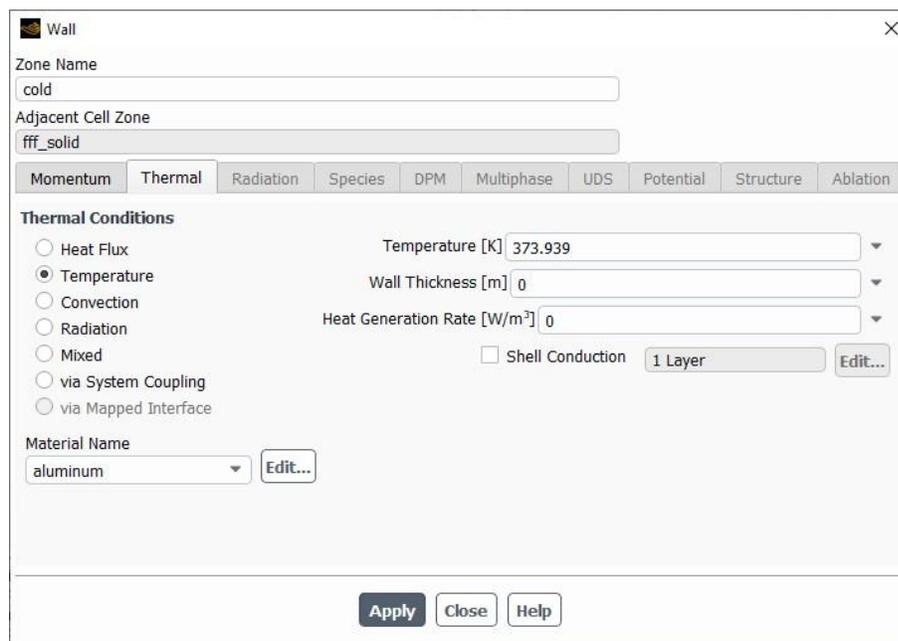


Figura 4.7. Interfaz para la configuración de la frontera de pared fría (T_c) en Fluent.

Se seleccionaron ecuaciones de segundo grado para el acople de las ecuaciones presión-momento, y se modificaron los valores residuales a 1×10^{-5} como previamente estipulado. Se procedió a inicializar la simulación como lo requiere Fluent, para finalmente realizar el cálculo computacional y obtener los resultados buscados. Este procedimiento fue realizado para cada uno de los casos de número de Rayleigh a estudiar en este benchmark.

La Tabla 4.9 presenta los resultados de los parámetros especificados en la sección 4.1 del presente trabajo de grado, para cada uno de los números de Rayleigh estudiados

en Fluent. La simulación para el número de Rayleigh igual a 10^7 presentó un comportamiento oscilatorio en los valores residuales y no alcanzó la convergencia, por lo que fue necesario detener la simulación a las 3000 iteraciones.

Tabla 4.9. Resultados de convección natural de aire en Fluent.

| Número de Rayleigh | Ra = 10^3 | Ra = 10^4 | Ra = 10^5 | Ra = 10^6 | Ra = 10^7 |
|---------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| u_{max} | 3,5425561 | 16,7186273 | 43,9794884 | 127,7520874 | 384,0072004 |
| x | 0,0182 | 0,0182 | -0,1818 | -0,3091 | -0,3727 |
| y | 0,3182 | 0,3273 | 0,3909 | 0,4364 | 0,4636 |
| z | 0,0000 | 0,0000 | 0,2182 | 0,3000 | -0,3545 |
| v_{max} | 3,5444723 | 18,9834623 | 71,0350236 | 236,5249621 | 732,5890264 |
| x | -0,3273 | -0,3818 | -0,4273 | -0,4636 | -0,4727 |
| y | 0,0000 | -0,0182 | 0,0000 | -0,0364 | 0,0273 |
| z | 0,0000 | 0,2273 | -0,3727 | -0,4273 | 0,4545 |
| w_{max} | 0,1732861 | 2,1595689 | 9,6917590 | 25,7511592 | 86,7250008 |
| x | 0,0000 | -0,3818 | -0,4182 | -0,4545 | 0,3364 |
| y | 0,0000 | -0,3455 | -0,3818 | -0,4182 | -0,3909 |
| z | -0,2545 | 0,2818 | 0,3364 | 0,4000 | -0,4091 |
| $u_{mp,max}$ | 3,5425561 | 16,7186273 | 43,1415092 | 124,4133449 | 383,5073153 |
| x | 0,0182 | 0,0182 | -0,1818 | -0,3091 | -0,3818 |
| y | 0,3182 | 0,3273 | 0,3818 | 0,4364 | 0,4636 |
| $v_{mp,max}$ | 3,5444723 | 18,6879310 | 65,3405969 | 217,2972121 | 677,7917024 |
| x | -0,3273 | -0,3909 | -0,4364 | -0,4636 | -0,4818 |
| y | 0,0000 | -0,0273 | -0,0091 | -0,0273 | -0,0455 |
| $u_{mp,max}(0,y,0)$ | 3,5347871 | 16,6840847 | 37,6408967 | 68,7514159 | 161,5143567 |
| y | 0,3182 | 0,3283 | 0,3485 | 0,3586 | 0,3687 |
| $v_{mp,max}(x,0,0)$ | 3,5405356 | 18,5808396 | 64,8920612 | 213,0707743 | 668,2592502 |
| x | -0,3182 | -0,3889 | -0,4394 | -0,4596 | -0,4798 |
| Nu_{mp} | 1,07870 | 2,23383 | 4,58271 | 8,87167 | 16,85310 |
| Nu_{3D} | 1,07210 | 2,05945 | 4,35279 | 8,72703 | 16,83410 |

4.3.2 CFX. Convección natural de aire en una cavidad cúbica

En el caso para el programa de dinámica de fluidos computacional CFX, fue creado en primer lugar el material fluido como fue requerido por el estudio benchmark (ver Figura 4.8), aire a 105,789 °C y presión atmosférica, utilizando las propiedades encontradas en la Tabla 4.2 del presente estudio.

Details of **Material 1**

Basic Settings Material Properties

Option: General Material

Thermodynamic Properties

Equation of State

Option: Value

Molar Mass: 1.0 [kg kmol⁻¹]

Density: 0.931876 [kg m⁻³]

Specific Heat Capacity

Option: Value

Specific Heat Capacity: 1009.5789 [J kg⁻¹ K⁻¹]

Specific Heat Type: Constant Pressure

Reference State

Transport Properties

Dynamic Viscosity

Option: Value

Dynamic Viscosity: 0.00002205 [kg m⁻¹ s⁻¹]

Thermal Conductivity

Option: Value

Thermal Conductivity: 0.03135 [W m⁻¹ K⁻¹]

Radiation Properties

Buoyancy Properties

Option: Value

Thermal Expansivity: 0.0026443174 [K⁻¹]

Figura 4.8. Interfaz para la creación del material fluido en CFX.

A causa de la aproximación de Boussinesq fue necesario definir las propiedades de flotabilidad en CFX, asignando a la gravedad el valor de $-9,81 \text{ m/s}^2$ en la dirección Y y a la temperatura referencial de flotabilidad el valor de 105,789 °C (378,939 K), como se aprecia en la Figura 4.9.

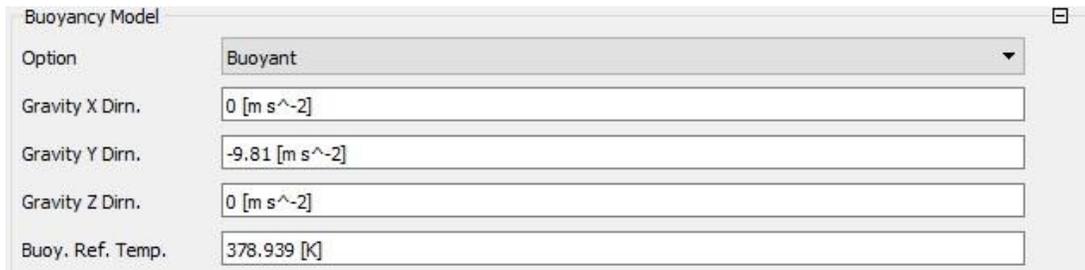


Figura 4.9. Interfaz para la configuración de valores referenciales de flotabilidad en CFX.

Como se observa en la Figura 4.10 se activó la ecuación de energía mediante la escogencia de la opción de energía total para la evaluación del benchmark, y se seleccionó la condición de flujo laminar como lo indica el problema de estudio.

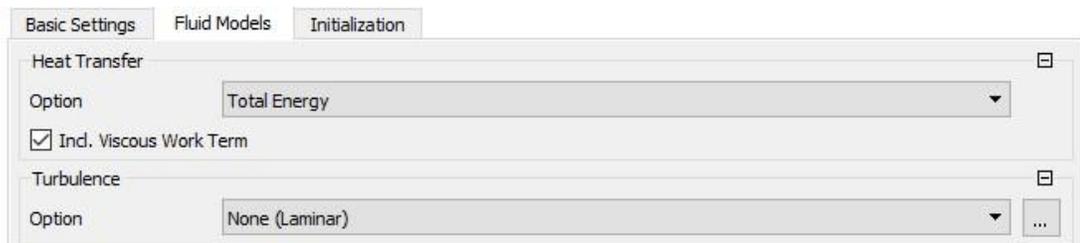


Figura 4.10. Interfaz con la selección de los modelos de energía total y de flujo laminar en CFX.

Se definieron las condiciones de contorno para todas las fronteras, especificando las temperaturas en la pared fría y la pared caliente (ver Figura 4.11), y la condición adiabática en el resto de estas.

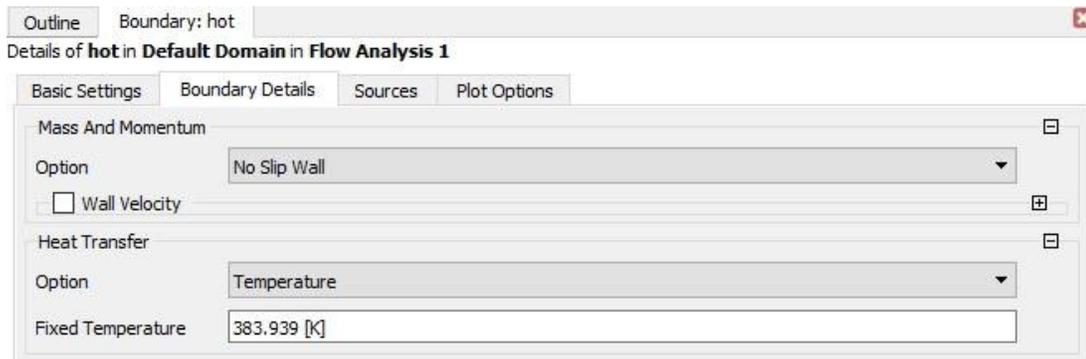


Figura 4.11. Interfaz para la configuración de la frontera de pared caliente en CFX.

Se seleccionó la alta resolución para el cálculo del acople de ecuaciones, definiendo los valores residuales al valor mencionado al inicio del capítulo (1×10^{-5}), y se procedió a la simulación de los casos de convección natural de aire en una cavidad cubica utilizando el software CFX. La Tabla 4.10 contiene los resultados para los cinco (5) diferentes números de Rayleigh. La simulación en el caso del número de Rayleigh igual a 10^7 no alcanzó la convergencia de los valores residuales, mostrando un comportamiento oscilatorio de estos; fue necesario detener la generación de soluciones numéricas alcanzados los 500 loops.

Tabla 4.10. Resultados de convección natural de aire en CFX.

| Número de Rayleigh | $Ra = 10^3$ | $Ra = 10^4$ | $Ra = 10^5$ | $Ra = 10^6$ | $Ra = 10^7$ |
|-----------------------------|------------------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| u_{max} | 3,5321453 | 16,7146020 | 44,2928987 | 132,6250698 | 508,3859019 |
| x | 0,0183 | 0,0182 | -0,1909 | -0,3000 | -0,3727 |
| y | 0,3182 | 0,3273 | 0,3909 | 0,4364 | 0,4727 |
| z | 0,0000 | 0,0000 | -0,2273 | 0,2909 | 0,2091 |
| v_{max} | 3,5327580 | 18,9971296 | 71,6614408 | 242,9213218 | 899,8436362 |
| x | -0,3272 | -0,3818 | -0,4273 | -0,4636 | -0,4818 |
| y | 0,0000 | -0,0182 | 0,0000 | -0,0273 | -0,0364 |
| z | 0,0000 | 0,2364 | 0,3727 | 0,4273 | -0,4545 |

Tabla 4.10. Resultados de convección natural de aire en CFX (Continuación).

| Número de Rayleigh | $Ra = 10^3$ | $Ra = 10^4$ | $Ra = 10^5$ | $Ra = 10^6$ | $Ra = 10^7$ |
|---------------------------------------|------------------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| w_{max} | 0,1583283 | 2,1830841 | 10,0747286 | 26,5965336 | 143,2217468 |
| x | 0,0001 | 0,3818 | -0,4182 | 0,4545 | -0,4545 |
| y | 0,0000 | 0,3455 | -0,3727 | 0,4182 | -0,3364 |
| z | -0,2545 | 0,2818 | 0,3364 | 0,4000 | 0,3455 |
| $u_{mp,max}$ | 3,5321453 | 16,7146020 | 43,3883652 | 129,5478998 | 468,4344149 |
| x | 0,0183 | 0,0182 | -0,1818 | -0,3091 | -0,3636 |
| y | 0,3182 | 0,3273 | 0,3818 | 0,4364 | 0,4636 |
| $v_{mp,max}$ | 3,5327580 | 18,6457123 | 66,0071484 | 226,6334379 | 677,6241379 |
| x | -0,3272 | -0,3909 | -0,4364 | -0,4636 | -0,4818 |
| y | 0,0000 | -0,0273 | -0,0091 | -0,0273 | -0,0818 |
| $u_{mp,max}(0,y,0)$ | 3,5268921 | 16,6903567 | 37,7838876 | 70,0757895 | 178,3924979 |
| y | 0,3182 | 0,3283 | 0,3586 | 0,3485 | 0,3586 |
| $v_{mp,max}(x,0,0)$ | 3,5316500 | 18,5805587 | 65,7326623 | 222,3435623 | 637,1418741 |
| x | -0,3181 | -0,3889 | -0,4394 | -0,4596 | -0,4798 |
| Nu_{mp} | 1,07425 | 2,23946 | 4,60802 | 9,05355 | 17,41310 |
| Nu_{3D} | 1,05899 | 2,04534 | 4,34574 | 8,82468 | 17,11410 |

Se calcularon los porcentajes de errores relativos de los resultados obtenidos en los softwares de CFD evaluados respecto a los valores benchmark presentados en la Tabla 4.1. Se presentan las desviaciones para los cinco (5) escenarios simulados del número de Rayleigh en las Tablas 4.11 y 4.12, la primera para el programa Fluent y la segunda para CFX.

Tabla 4.11. Porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en cavidad cúbica, utilizando el programa Fluent.

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| % Error u_{max} | 0,01% | 0,00% | 0,18% | 0,62% | 0,05% |
| % Error v_{max} | 0,01% | 0,00% | 0,04% | 0,08% | 4,62% |
| % Error w_{max} | 0,17% | 0,17% | 0,02% | 0,75% | 4,01% |

Tabla 4.11. Porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en cavidad cúbica, utilizando el programa Fluent (Continuación).

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| % Error $u_{mp,max}$ | 0,01% | 0,00% | 0,19% | 0,76% | 0,08% |
| % Error $v_{mp,max}$ | 0,01% | 0,03% | 0,14% | 0,44% | 2,96% |
| % Error $u_{mp,max} (0,y,0)$ | 0,09% | 0,22% | 0,22% | 0,79% | 4,27% |
| % Error $v_{mp,max} (x,0,0)$ | 0,01% | 0,19% | 0,49% | 2,07% | 3,51% |
| % Error Nu_{mp} | 0,76% | 0,72% | 0,64% | 0,06% | 1,85% |
| % Error Nu_{3D} | 0,20% | 0,27% | 0,36% | 1,01% | 3,01% |

Tabla 4.12. Porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en cavidad cúbica, utilizando el programa CFX.

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| % Error u_{max} | 0,31% | 0,03% | 0,89% | 4,45% | 32,46% |
| % Error v_{max} | 0,32% | 0,07% | 0,85% | 2,62% | 17,15% |
| % Error w_{max} | 8,48% | 1,26% | 3,97% | 4,06% | 71,77% |
| % Error $u_{mp,max}$ | 0,31% | 0,03% | 0,76% | 4,92% | 22,05% |
| % Error $v_{mp,max}$ | 0,32% | 0,19% | 0,88% | 3,84% | 2,99% |
| % Error $u_{mp,max} (0,y,0)$ | 0,31% | 0,18% | 0,60% | 2,74% | 15,17% |
| % Error $v_{mp,max} (x,0,0)$ | 0,26% | 0,19% | 0,80% | 2,19% | 8,01% |
| % Error Nu_{mp} | 1,17% | 0,47% | 0,09% | 1,99% | 5,23% |
| % Error Nu_{3D} | 1,03% | 0,42% | 0,20% | 2,14% | 4,72% |

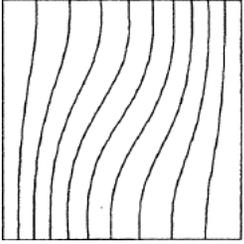
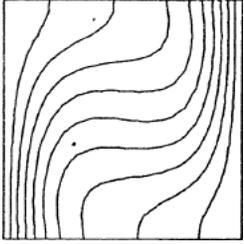
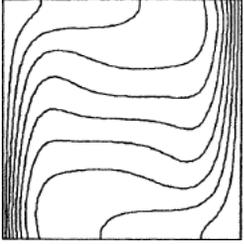
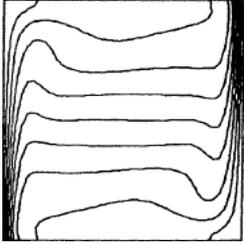
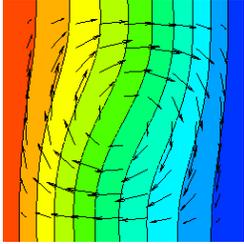
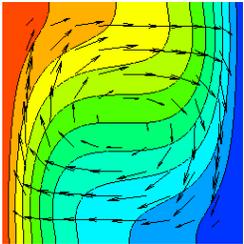
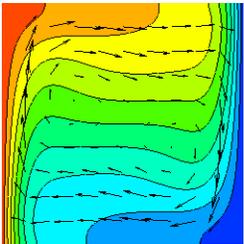
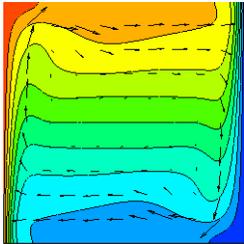
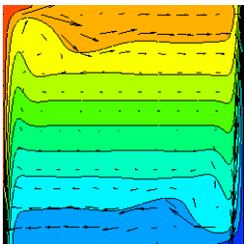
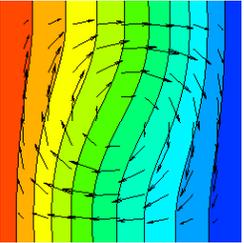
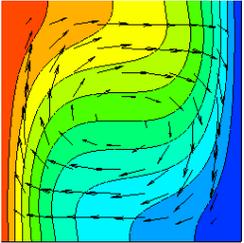
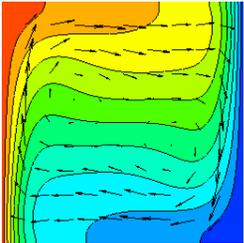
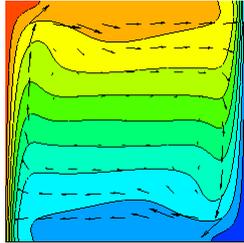
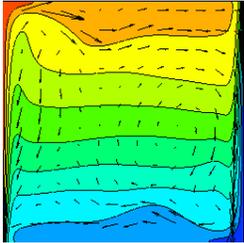
En la Tabla 4.11 se encuentran los porcentajes de errores relativos para el caso de convección natural de aire en una cavidad cúbica utilizando Fluent, en la cual se detalla una alta precisión en los resultados respecto a los valores referenciales por parte de dicho programa computacional. También, en esta tabla se observa que para el rango de

número de Rayleigh (Ra) 10^3 - 10^5 las desviaciones fueron todas menores al 1% en cada uno de los parámetros calculados, mientras que para un Ra = 10^6 el porcentaje de error máximo conseguido en sus parámetros fue de 2,07% y para Ra = 10^7 , que fue el caso que presentó las desviaciones más significativas para este programa, todas estas estuvieron por debajo del 5%.

Por otro lado, como se observa en la Tabla 4.12, para el rango de número de Rayleigh (Ra) 10^3 - 10^5 CFX presentó resultados con alta precisión para u_{max} , v_{max} , $u_{mp,max}$, $v_{mp,max}$, $u_{mp,max}(0,y,0)$, $v_{mp,max}(x,0,0)$, Nu_{mp} y Nu_{3D} , a diferencia de los resultados de la velocidad máxima en la dirección Z (w_{max}) para los tres números de Rayleigh en ese rango, donde se encontraron desviaciones mayores al 1%, llegando al 8,48% para Ra = 10^3 . Además, para Ra = 10^3 se hallaron valores del número de Nusselt (Nu) tanto global como en el plano medio que ligeramente superaron el 1% de desviación. El programa CFX para los escenarios donde el número de Rayleigh fue alto mostró poca precisión, donde se encontraron desviaciones desde el 1% hasta casi el 5% para Ra = 10^6 , y desviaciones bastante más significativas que alcanzaron el 71,77% para Ra = 10^7 .

La Tabla 4.13 presenta un cuadro comparativo cualitativo de los contornos de temperatura y los vectores de velocidad del plano medio del cubo para cada uno de los números de Rayleigh estudiados, tanto para Fluent como para CFX, así como los contornos de temperatura presentados por De Vhal Davis [24] en el estudio donde presenta resultados del modelo de convección natural de aire en dos dimensiones, para el rango de Ra de 10^3 - 10^6 . En esta tabla se puede apreciar la concordancia existente entre los contornos de temperatura obtenidos por los modelos creados en Fluent y CFX con los patrones benchmark presentados por De Vhal Davis para cada uno de los Ra que este último ofrece, mostrando la ausencia de efectos tridimensionales en el plano medio de la cavidad cúbica. También se aprecia para Ra = 10^7 , como Fluent generó un contorno simétrico de temperaturas y de vectores de velocidad en su plano medio, mientras que CFX produjo zonas no simétricas con patrones indefinidos.

Tabla 4.13. Cuadro comparativo entre los contornos de temperatura de De Vhal Davis y los obtenidos por Fluent y CFX.

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|--------------------|---|--|---|---|---|
| De Vhal Davis[24] |  |  |  |  | No ofrece contorno de temperatura para este número de Rayleigh |
| Fluent |  |  |  |  |  |
| CFX |  |  |  |  |  |

CAPÍTULO V

PROBLEMA BENCHMARK 3. FLUJO DE AIRE SOBRE UN ESCALÓN (BACKWARD FACING STEP)

5.1 Descripción de problema benchmark. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)

El benchmark en cuestión describe un escenario típico en la mecánica de fluidos, en el cual se presenta una expansión de un fluido entrante sobre un escalón que produce una separación en el flujo, donde una parte fluye libremente en la dirección de la entrada del flujo y otra parte recircula en la sección cercana al escalón. Este escenario ejemplifica un caso cotidiano como lo es la entrada de un flujo de aire con función ventilatoria en una habitación de gran longitud, entre otros casos.

La Figura 5.1 muestra la geometría del caso estudiado, donde H representa la altura total de la configuración, h la altura de la entrada del flujo, l la longitud del ducto de entrada del flujo y L la longitud total del modelo donde ocurre la separación del flujo, la cual debe ser suficiente larga para no afectar el desarrollo del flujo en cuestión [23].

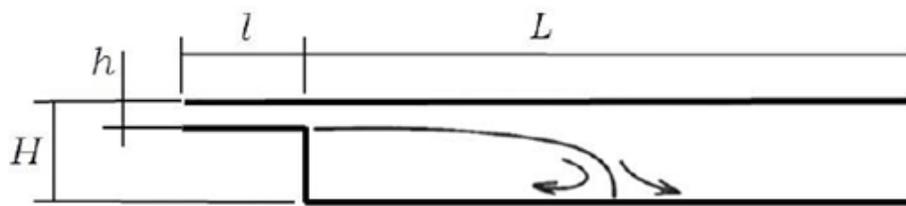


Figura 5.1. Variables geométricas del benchmark del flujo de aire sobre un escalón.

Las siguientes relaciones fueron usadas para el establecimiento de las dimensiones anteriormente descritas en el montaje:

$$\frac{h}{H} = \frac{1}{5} \quad (5.1)$$

$$\frac{l}{h} = 4 \quad (5.2)$$

Esta configuración no excluye la posibilidad de que el flujo pueda ser transitorio y tridimensional en ciertos rangos del número de Reynolds, por lo tanto, se definió este benchmark como un caso 3D, donde el ancho W quedó definido de la siguiente manera:

$$W = 2H \quad (5.3)$$

considerando el plano medio en $y = 0,5W$ como la ubicación para el muestreo de resultados.

El flujo de entrada tiene un perfil “Top Hat”, el cual presenta una velocidad constante U_0 a lo alto y ancho del ingreso de flujo, con lo que se tiene entonces un número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{(h \cdot U_0)}{\nu} \quad (5.4)$$

donde la ν representa la viscosidad cinemática.

Usando un montaje experimental a pequeña escala del modelo previamente detallado, los desarrolladores del benchmark tomaron perfiles de velocidades utilizando el método de la velocimetría de imagen de partículas (PIV), en los cuales la distribución de velocidad en el plano central no dio una clara indicación de la separación del fluido, por lo cual no pudo ser medida con precisión la distancia X hasta este punto para ser usado como parámetro comparativo.

Para este tipo de montajes resulta más eficiente trabajar con mediciones en el área de alta velocidad del fluido, por lo cual se seleccionó una distribución de velocidad a lo largo de una línea horizontal a la altura Y_m como patrón comparativo a usar como benchmark en las simulaciones de CFD (ver Figura 5.2).

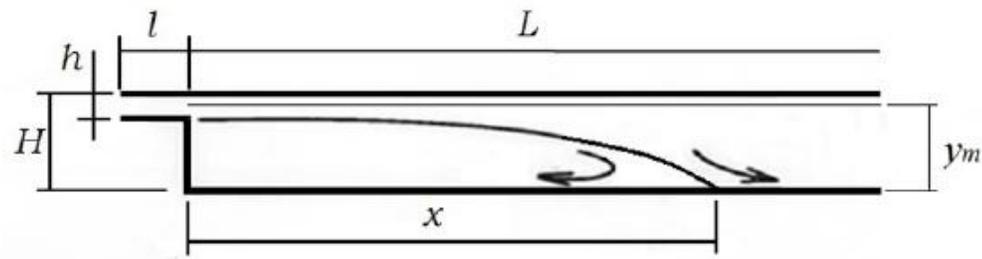


Figura 5.2. Montaje del benchmark de flujo de aire sobre un escalón con representación de la separación de flujo, indicando la altura Y_m donde se tomaron los datos experimentales.

Este benchmark provee dos distribuciones de velocidad (PIV) ubicadas a una relación de altura $Y_m/(H-h) = 1,19$ para dos (2) números de Reynolds, uno en régimen de transición para $Re = 500$ y otro entrando en régimen turbulento para $Re = 4000$. Las Figuras 5.3 y 5.4 muestran las distribuciones de la velocidad adimensional (u/u_0) para $Re = 500$ y $Re = 4000$ respectivamente, observando en color negro los valores de primer PIV a lo largo del recorrido, y los valores del segundo PIV en color rojo concentrados en la zona de separación del fluido [23].

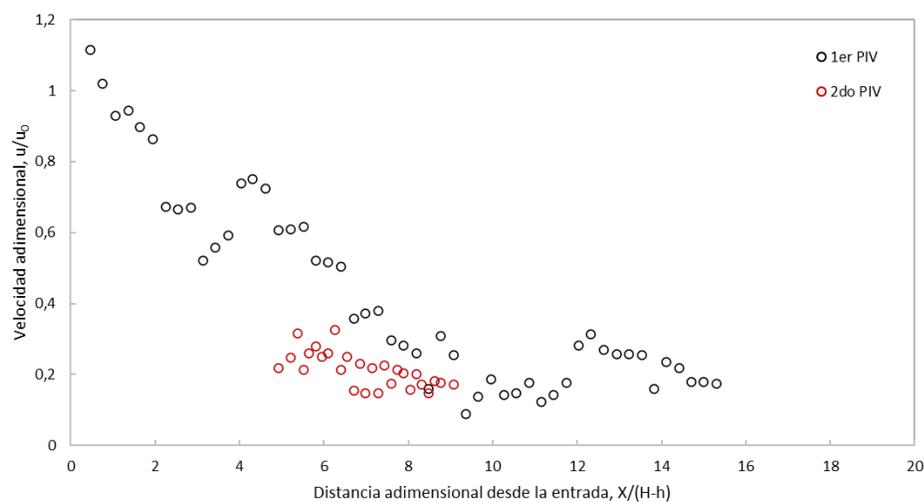


Figura 5.3. Velocimetría de imagen de partículas (PIV) para $Re = 500$ [23].

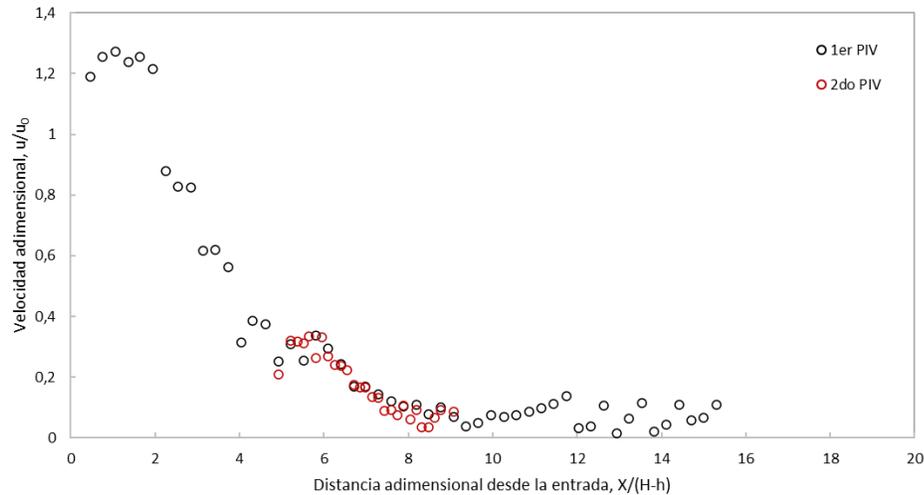


Figura 5.4. Velocimetría de imagen de partículas (PIV) para $Re = 4000$ [23].

5.2 Análisis de sensibilidad. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)

Este problema benchmark al presentar dos (2) números de Reynolds iguales a 500 y 4000, hace necesario el uso de modelos de turbulencia para su correcto análisis. En este caso en particular se realizó el estudio de sensibilidad de la malla con el modelo de turbulencia k-épsilon estándar ($k-\epsilon$) con funciones de pared escalable presente en ambos programas de CFD.

La geometría realizada en SpaceClaim para este caso (ver Figura 5.5) fue elaborada con las mismas dimensiones que detalla el experimento del cual fueron tomados los valores referenciales [23].

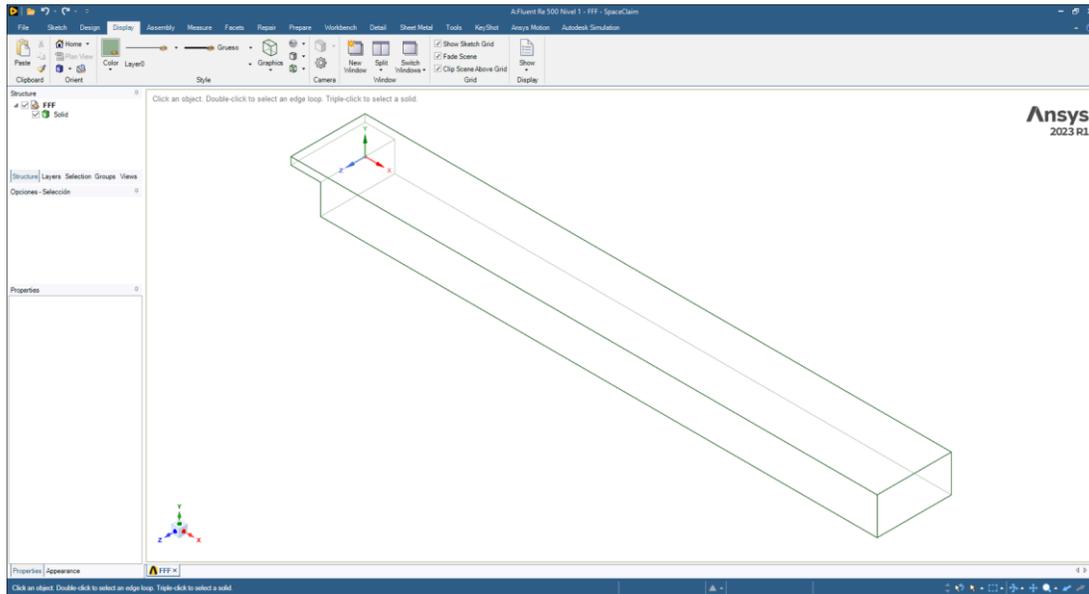


Figura 5.5. Interfaz del programa SpaceClaim con geometría del benchmark del flujo de aire sobre un escalón.

Se consideró aire a temperatura ambiente ($25\text{ }^{\circ}\text{C}$) y a presión atmosférica para este problema, y sus propiedades fueron extraídas de la Tabla A-15 de Cengel Y. [8], las cuales se pueden observar en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Propiedades del aire a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y presión atmosférica.

| Propiedades del aire a 1 atm | |
|---|------------------------|
| Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$) | 25 |
| Densidad ρ (kg/m^3) | 1,184 |
| Viscosidad Dinámica μ ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$) | $1,849 \times 10^{-5}$ |

Con las propiedades del aire definidas, y conociendo la longitud característica del benchmark $L_c = 0,04\text{ m}$, se calcularon las velocidades de entrada de flujo U_0 para los casos a estudiar, obteniendo los siguientes resultados:

Para $Re = 500$,

$$U_0 = \frac{Re \cdot \mu}{\rho \cdot L_c} = \frac{500 \cdot 1,849 \times 10^{-5} [kg/m \cdot s]}{1,184 [kg/m^3] \cdot 0,04 [m]} = 0,1952 \text{ m/s}$$

Para $Re = 4000$,

$$U_0 = \frac{Re \cdot \mu}{\rho \cdot L_c} = \frac{4000 \cdot 1,849 \times 10^{-5} [kg/m \cdot s]}{1,184 [kg/m^3] \cdot 0,04 [m]} = 1,5617 \text{ m/s}$$

En el proceso de refinamiento de la malla se utilizaron 4 niveles de mallado (ver Tabla 5.2), con el fin de que las variaciones sean despreciables entre curvas para así determinar que los resultados tanto para Fluent como para CFX sean independientes de la malla.

Tabla 5.2. Resumen de elementos y nodos en el análisis de sensibilidad del flujo de aire sobre un escalón.

| Nivel de refinamiento de mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Número de elementos | 242560 | 818640 | 1940480 | 3790000 |
| Número de nodos | 262441 | 863089 | 2019249 | 3912841 |

Al igual que en el benchmark anterior, los parámetros de calidad del mallado en este caso muestran una calidad excelente al tener todos los elementos forma cúbica, como se aprecia en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Resumen de parámetros de calidad para los niveles 1-4 de refinamiento de la malla para el flujo de aire sobre un escalón.

| Parámetro de calidad | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Calidad del elemento (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Relación de aspecto (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Asimetría estadística (Promedio) | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| Calidad ortogonal (Promedio) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |

Las Figuras 5.6 y 5.7 muestran que para un número de Reynolds igual a 500 los niveles de mallado 3 y 4 tienen distribuciones de velocidad que se superponen gráficamente, tanto para el programa Fluent como para CFX, demostrando así resultados invariables desde el mallado de nivel 3.

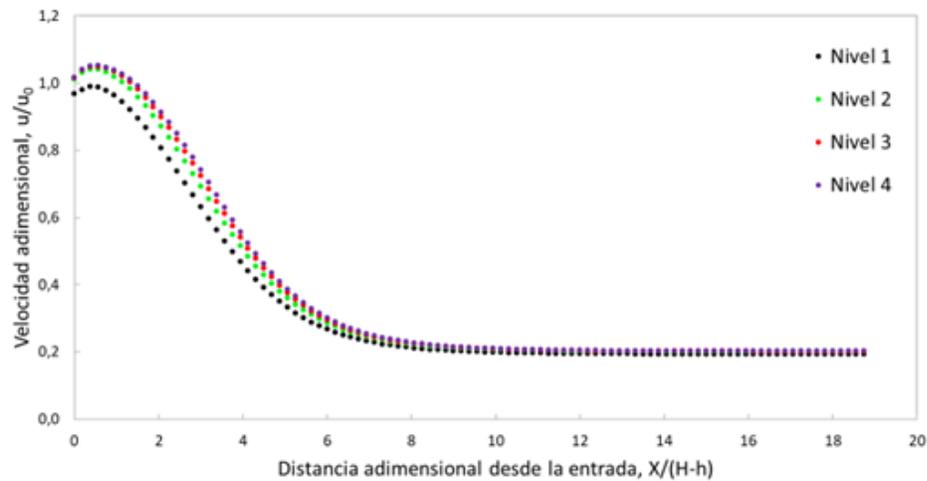


Figura 5.6. Análisis de sensibilidad de la malla usando Fluent para $Re = 500$.

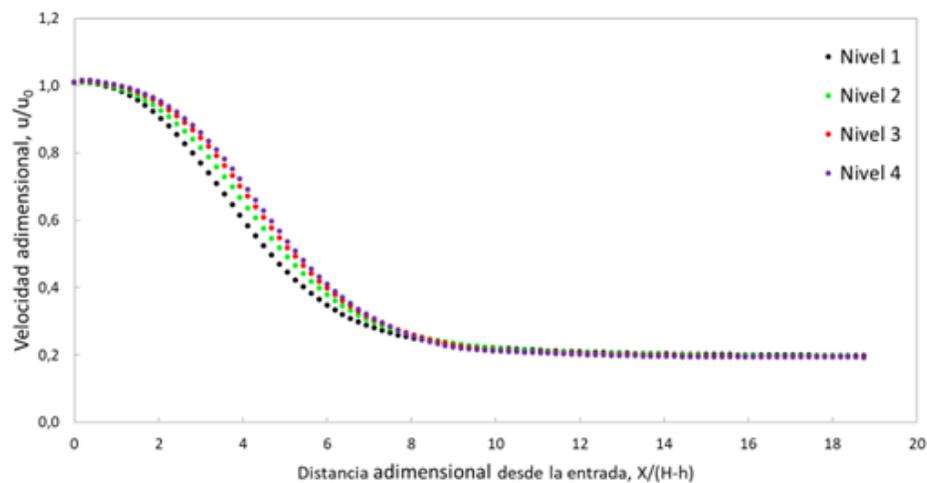


Figura 5.7. Análisis de Sensibilidad de la malla usando CFX para $Re = 500$.

La Figura 5.8 muestra que para el programa Fluent se encontró repetitividad en los resultados a partir del tercer nivel de mallado para $Re = 4000$, mientras que para CFX los 4 niveles de mallado muestran valores considerablemente cercanos para el mismo número de Reynolds, como se aprecia en la Figura 5.9.

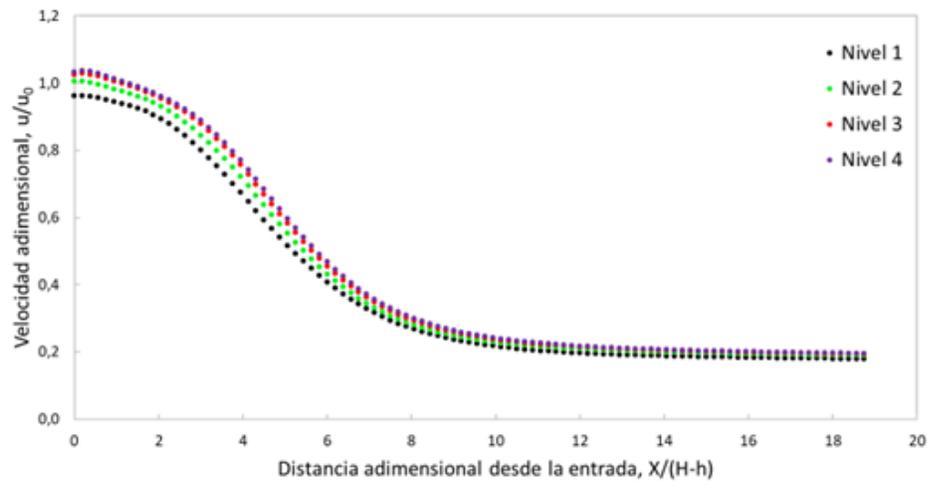


Figura 5.8. Análisis de sensibilidad de la malla usando Fluent para $Re = 4000$.

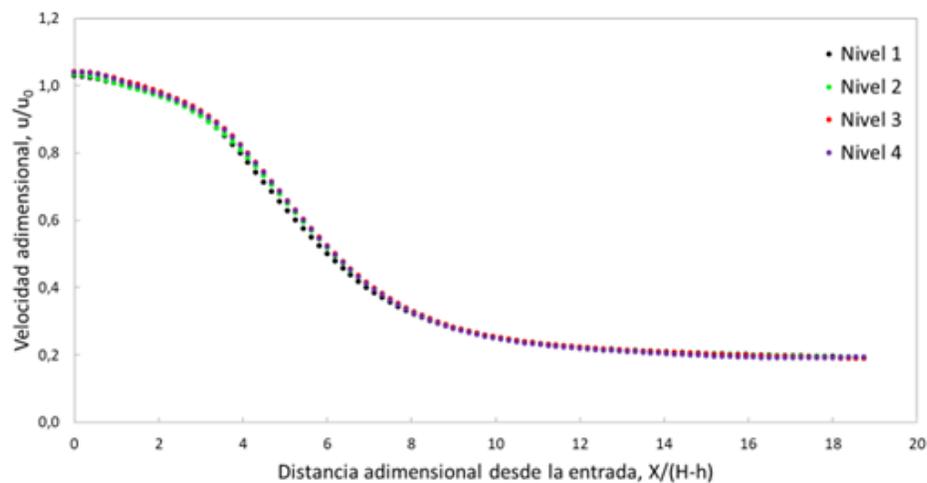


Figura 5.9. Análisis de sensibilidad de la malla usando CFX para $Re = 4000$.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis de sensibilidad, tanto para el caso a $Re = 500$ y como a $Re = 4000$, se seleccionó la malla de Nivel 3, la cual consta de 1940480 elementos y 2019249 nodos, como la malla a usar en las simulaciones posteriores para este benchmark.

5.3 Soluciones numéricas para el flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)

Habiendo seleccionado el nivel de mallado a utilizar en la sección 5.2 del presente trabajo, fue necesario hacer una discriminación de los modelos de turbulencia a evaluar debido a la no coincidencia entre modelos encontrados en Fluent y CFX. Luego de realizado un cruce entre modelos de ambos programas computacionales, se encontró concordancia entre modelos de tres (3) familias de modelos de turbulencia, los cuales se observan en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Modelos de turbulencia equivalentes entre Fluent y CFX.

| Familia de Modelos de Turbulencia | Fluent | CFX |
|-----------------------------------|---|------------------------|
| K-épsilon ($k-\epsilon$) | k-Epsilon - Standard - Scalable Wall Function | k-Epsilon |
| | k-Epsilon - RNG - Scalable Wall Function | RNG k-Epsilon |
| K-Omega ($k-\omega$) | k-Omega – Standard | k-Omega |
| | k-Omega – SST | Shear Stress Transport |
| | k-Omega – BSL | BSL |
| | k-Omega – GEKO | Generalized k-Omega |

Tabla 5.4. Modelos de turbulencia equivalentes entre Fluent y CFX (Continuación).

| Familia de Modelos de Turbulencia | Fluent | CFX |
|--|--|-----------------------|
| Reynolds Stress (RS) | Reynolds Stress – Quadratic Pressure-Strain - Scalable Wall Function | SSG Reynolds Stress |
| | Reynolds Stress – Stress-BSL - Scalable Wall Function | BSL Reynolds Stress |
| | Reynolds Stress – Stress-Omega - Scalable Wall Function | Omega Reynolds Stress |

Todos los modelos mostrados en la Tabla 5.4 fueron utilizados en la evaluación de los casos de estudio, tanto para las simulaciones con un $Re = 500$ como para las que manejan un $Re = 4000$.

5.3.1 Fluent. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)

Para las simulaciones de aire sobre un escalón para números de Reynolds de 500 y de 4000 en Fluent fue necesario en primer lugar la selección del modelo de turbulencia, especificando para los casos requeridos el tipo de tratamiento cercano a las paredes a utilizar, como se aprecia en la Figura 5.10.

Posteriormente fueron realizadas las configuraciones correspondientes a las propiedades del fluido y a las condiciones de contorno, estableciendo la velocidad de entrada de flujo y la presión de salida. Se seleccionaron las ecuaciones de segundo grado para el acople de ecuaciones presión-velocidad y se definió el criterio de convergencia para los residuales en 1×10^{-5} como fue mencionado previamente.

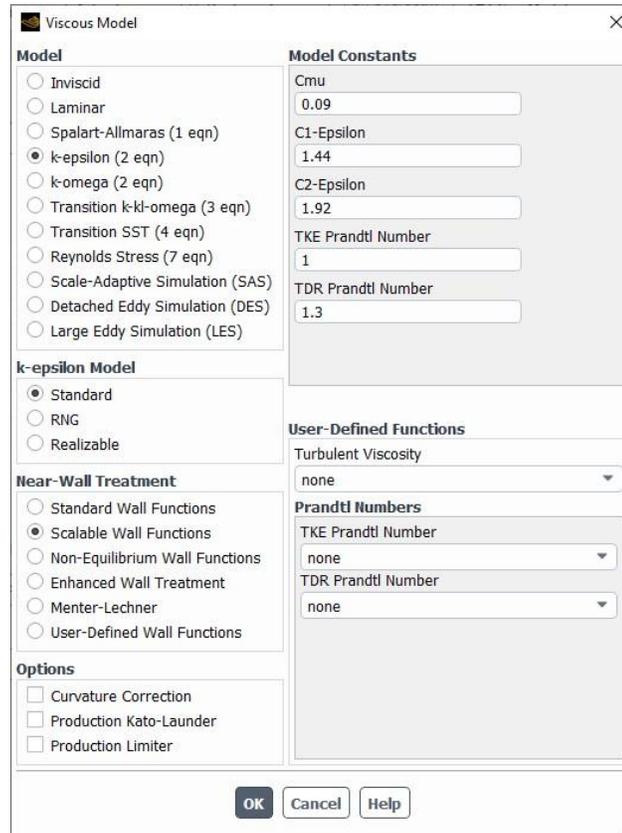


Figura 5.10. Interfaz para la selección de modelo de turbulencia en Fluent, caso k- ϵ estándar con funciones de pared escalable.

Finalmente, una vez inicializada la simulación como lo requiere Fluent fueron realizadas estas, repitiendo este procedimiento para todos los modelos de turbulencia encontrados en la Tabla 5.4.

Se presentan los perfiles de velocidades de una línea de flujo a una altura de 0,1904 metros, que comienza desde el escalón de la geometría hasta el final del recorrido del flujo (ver Figura 5.11), ubicada en el plano medio del volumen estudiado. Ante la imposibilidad de realizar el cálculo analítico de un porcentaje de desviación para este tercer escenario benchmark, se muestran los perfiles de velocidad obtenidos junto con una región generada con la tendencia de los valores de PIV asociados a cada caso para su posterior análisis y comparación.



Figura 5.11. Representación de línea para muestreo de resultados a la altura $Y_m = 0,1904$ m.

Las Figuras 5.12, 5.13 y 5.14 muestran las comparaciones de los perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón usando tres (3) familias de modelos de turbulencias con la curva de tendencia de los resultados PIV para $Re = 500$, mientras que las Figuras 5.15, 5.16 y 5.17 presentan los perfiles de velocidad de los diferentes conjuntos de modelos para el caso de $Re = 4000$, todas simuladas en Fluent. La Figura 5.17, que representa las curvas de velocidad de los modelos asociados a la familia Reynolds Stress, no posee la curva asociada al modelo RS SSG debido a la imposibilidad de generar una solución numérica, ya que Fluent presenta el error

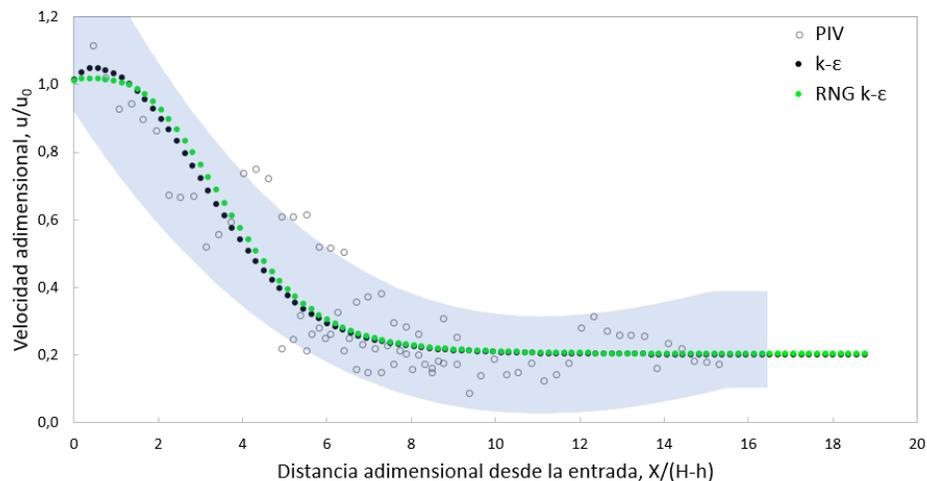


Figura 5.12. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-épsilon ($k-\epsilon$), $Re = 500$ en Fluent con valores PIV.

“floating point exception” que impide la obtención de resultados para este modelo de turbulencia (ver Apéndice B).

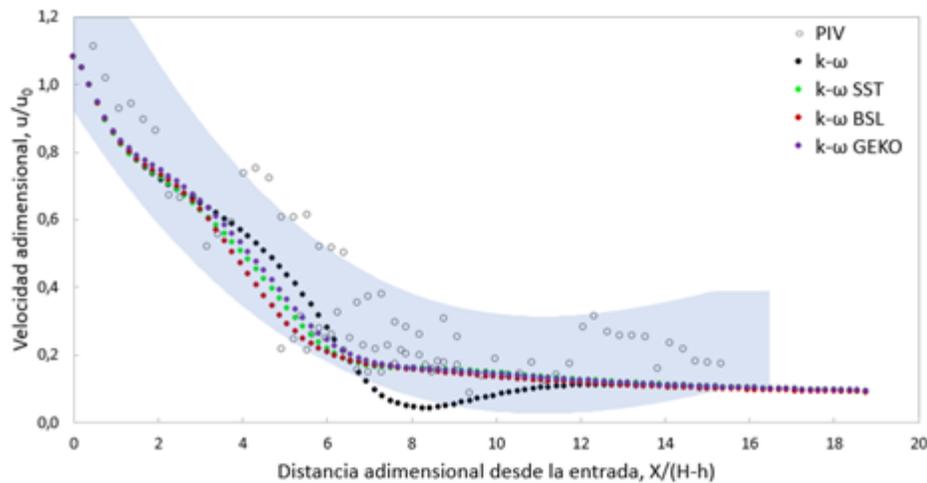


Figura 5.13. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega ($k-\omega$), $Re = 500$ en Fluent con valores PIV.

En las Figuras 5.12, 5.13 y 5.14 se presentan los perfiles de velocidad para Fluent en $Re = 500$, para las familias de modelos de turbulencia k-epsilon ($k-\epsilon$), k-omega ($k-\omega$) y Reynolds Stress (RS) respectivamente. Se observa como los modelos de turbulencia de la familia k- ϵ ($k-\epsilon$ estándar y $k-\epsilon$ RNG) muestran resultados representativos del escenario en cuestión, ya que las curvas de velocidad de dichos modelos coinciden con la tendencia de los resultados PIV de este caso de estudio (ver Figura 5.12). La familia de modelos de turbulencia k- ω también muestra resultados representativos para tres (3) de sus modelos ($k-\omega$ SST, $k-\omega$ BSL y $k-\omega$ GEKO), quedando por fuera el modelo k- ω estándar, el cual se desvía parcialmente de la región generada con los resultados experimentales, como se puede observar en la Figura 5.13. Mientras que, en la Figura 5.14 se nota que la familia de modelos de turbulencia

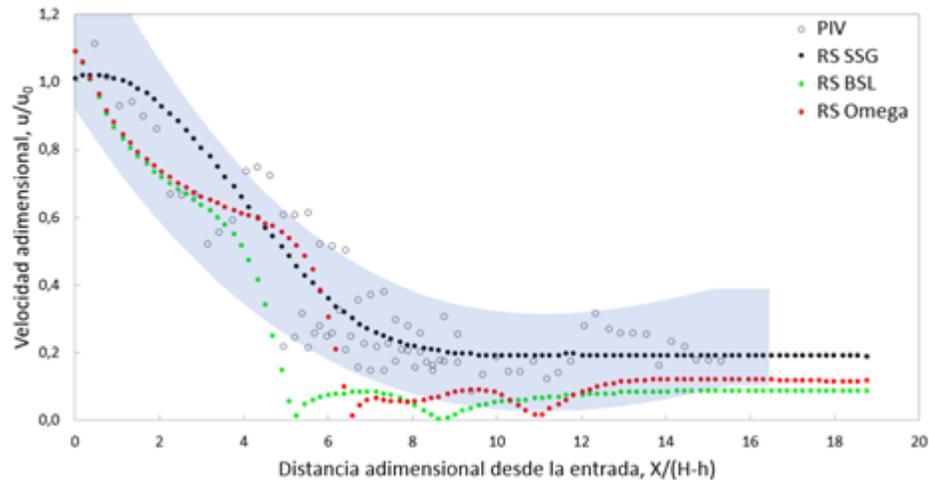


Figura 5.14. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 500$ en Fluent con valores PIV.

Reynolds Stress (RS) es la que peor comportamiento tiene a nivel de resultados en Fluent, donde solo la curva de velocidad del modelo de turbulencia RS SSG coincide con la tendencia de los resultados referenciales, y las curvas de los modelos de turbulencia RS BSL y RS Omega no fueron representativas del problema benchmark estudiado, con curvas que alcanzan puntos de velocidad cero en tramos del modelo computacional y que salen de la región de resultados PIV.

Para el escenario con un número de Reynolds de 4000, Fluent presentó las curvas de velocidad de los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ (ver Figura 5.15) que más se aproximan a los resultados experimentales del benchmark, en comparación con los resultados de los modelos de la familia $k-\omega$, cuyas curvas de velocidad distan de entrar en la región de la curva de tendencia de los resultados PIV referenciales, siendo la curva del modelo de turbulencia $k-\omega$ BSL la que está más próxima a la curva de tendencia de esta familia

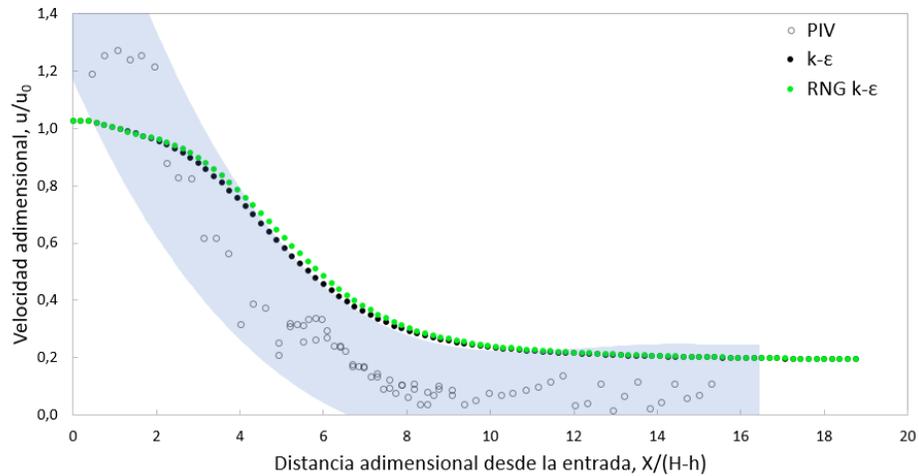


Figura 5.15. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-épsilon ($k-\epsilon$), $Re = 4000$ en Fluent con valores PIV.

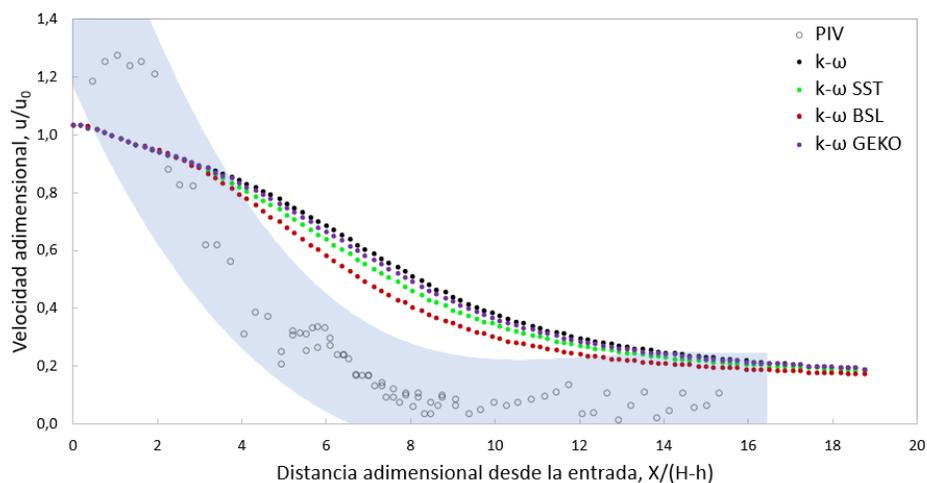


Figura 5.16. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega ($k-\omega$), $Re = 4000$ en Fluent con valores PIV.

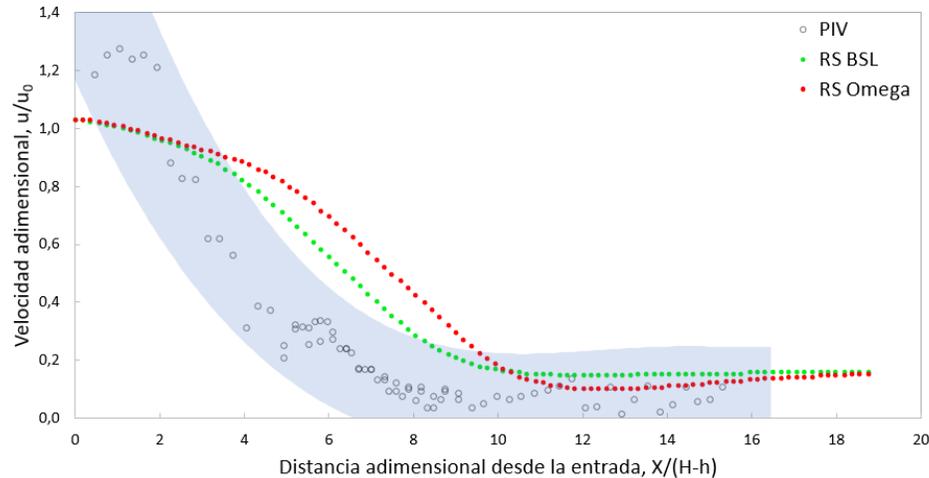


Figura 5.17. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 4000$ en Fluent con valores PIV.

de modelos en Fluent (ver Figura 5.16). Para los modelos de turbulencia Reynolds Stress se encontraron resultados que no coincidieron en su totalidad con la región de resultados PIV, siendo la curva del modelo RS BSL la que ofrece una aproximación más cercana a la curva de tendencia de los resultados PIV del benchmark como se aprecia en la Figura 5.17, mientras que para el modelo de turbulencia RS SSG no fue posible mostrar resultados, ya que Fluent presenta un error que impide la generación de soluciones numéricas para este escenario (Error: floating point exception, ver Apéndice B).

5.3.2 CFX. Flujo de aire sobre un escalón (Backward Facing Step)

Para la simulación de los escenarios para $Re = 500$ y 4000 con el programa CFX, en primer lugar se definieron las propiedades del fluido a utilizar en la evaluación con las características especificadas en la Tabla 5.1. Luego se definió el modelo de turbulencia en la interfaz gráfica mostrada en la Figura 5.18 y se especificaron las condiciones de contorno para cada una de las fronteras del modelo benchmark.



Figura 5.18. Interfaz para la selección del modelo de turbulencia $k-\omega$ SST en CFX.

Después de seleccionar la alta resolución para el acople de las ecuaciones y de definir el valor de los residuales en 1×10^{-5} para la convergencia de los cálculos computacionales, se simularon los casos de estudio para todos los modelos computacionales previamente discriminados.

Los perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón usando tres (3) familias de modelos de turbulencias y la curva de tendencia de los resultados PIV son mostrados desde la Figura 5.19 hasta la Figura 5.24, los cuales incluyen resultados para los números de Reynolds de 500 y 4000, todos estos para CFX.

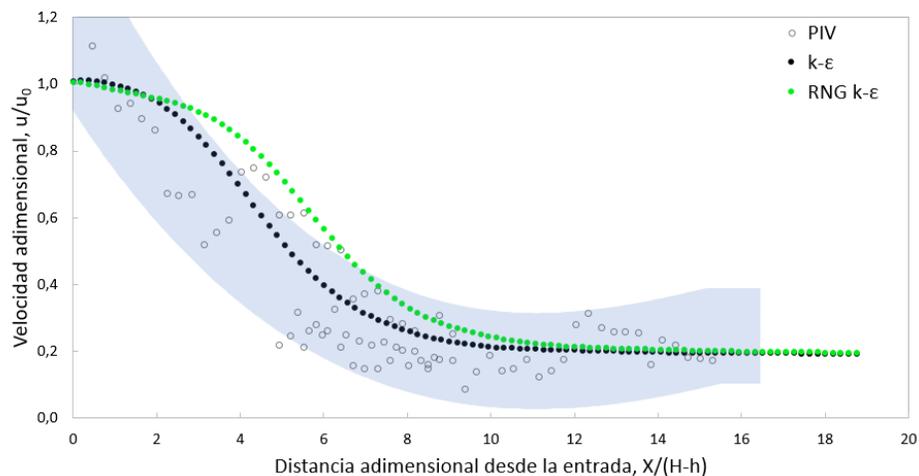


Figura 5.19. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia $k-\epsilon$, $Re = 500$ en CFX con valores PIV.

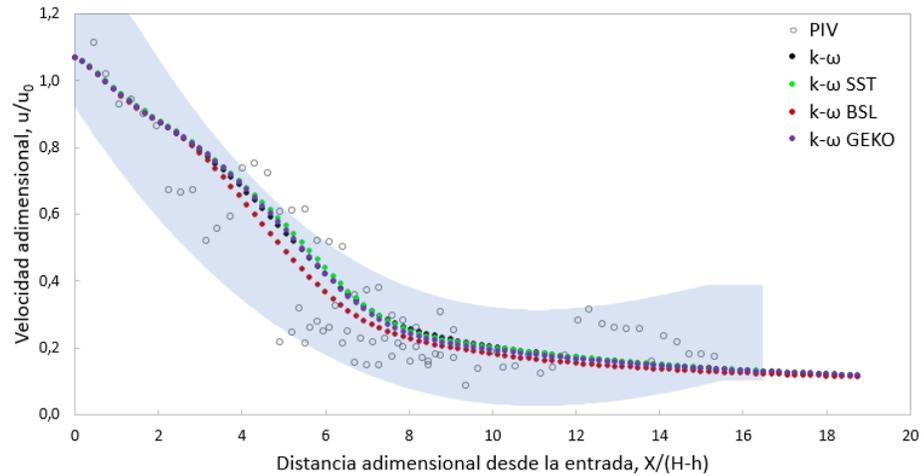


Figura 5.20. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k-omega ($k-\omega$), $Re = 500$ en CFX con valores PIV.

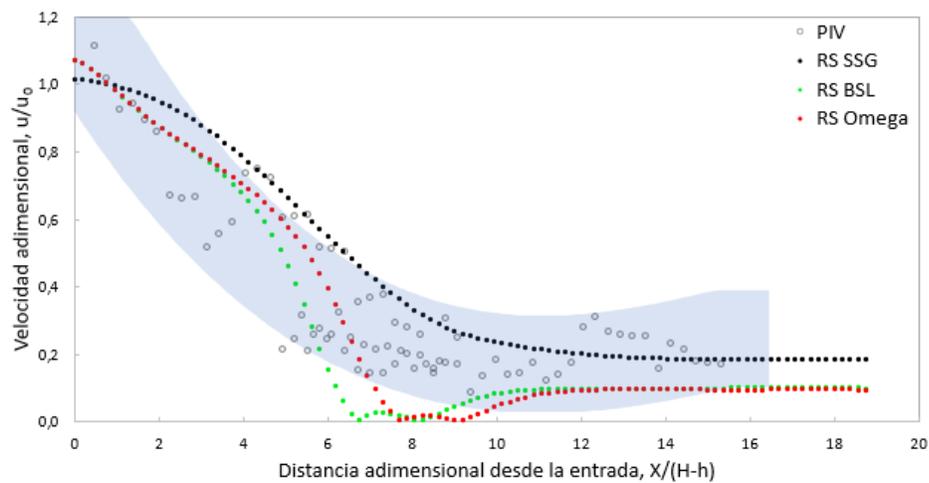


Figura 5.21. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 500$ en CFX con valores PIV.

El programa CFX para el número de Reynolds igual a 500, mostró que la curva de velocidad del modelo de turbulencia RNG k- ϵ tuvo un comportamiento que distó en una pequeña sección de la región generada con los resultados PIV del benchmark, mientras que la curva de velocidad del modelo k- ϵ estándar se ubicó dentro de la región de tendencia de los valores PIV referenciales, como se observa en la Figura 5.19. Para este número de Reynolds (500) se obtuvieron con el programa CFX curvas de velocidad que presentaron un comportamiento similar para los cuatro modelos de turbulencia de la familia k- ω utilizados en este estudio, incluso superponiéndose las curvas de algunos de ellos (ver Figura 5.20), todas estuvieron dentro de la región de tendencia generada con los resultados PIV del benchmark. Para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress, CFX al igual que Fluent generó perfiles de velocidad no representativos para los modelos RS BSL y RS Omega, mostrando en las curvas de velocidad valores nulos como se observa en la Figura 5.21. El modelo RS SSG fue el único de los modelos Reynolds Stress que produjo resultados coherentes para CFX,

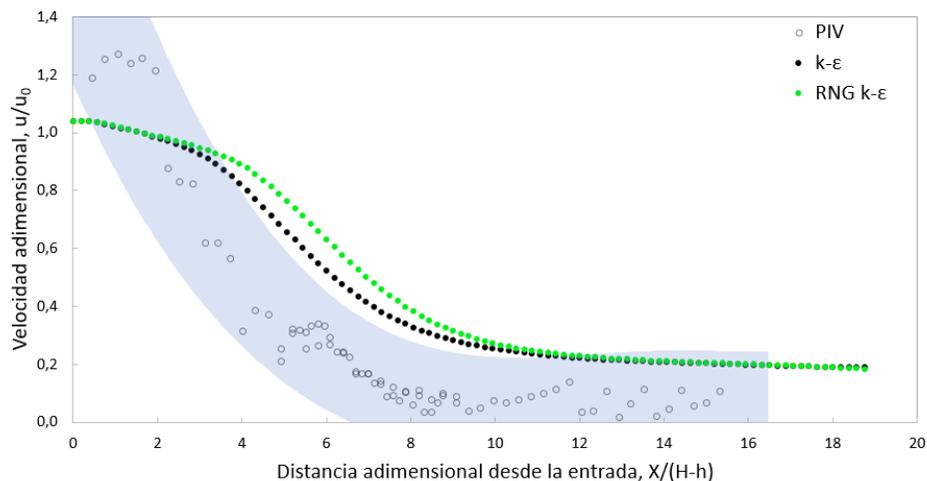


Figura 5.22. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k- ϵ , $Re = 4000$ en CFX con valores PIV.

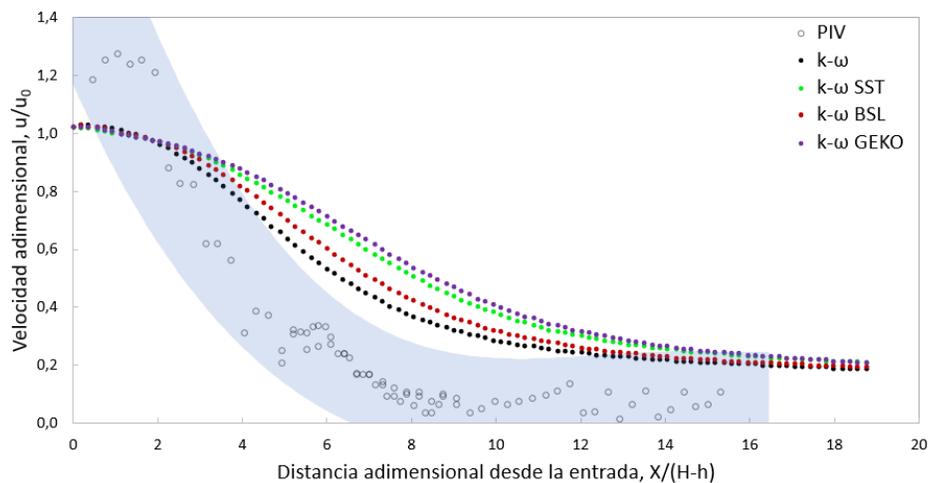


Figura 5.23. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia k - ω (k - ω), $Re = 4000$ en CFX con valores PIV.

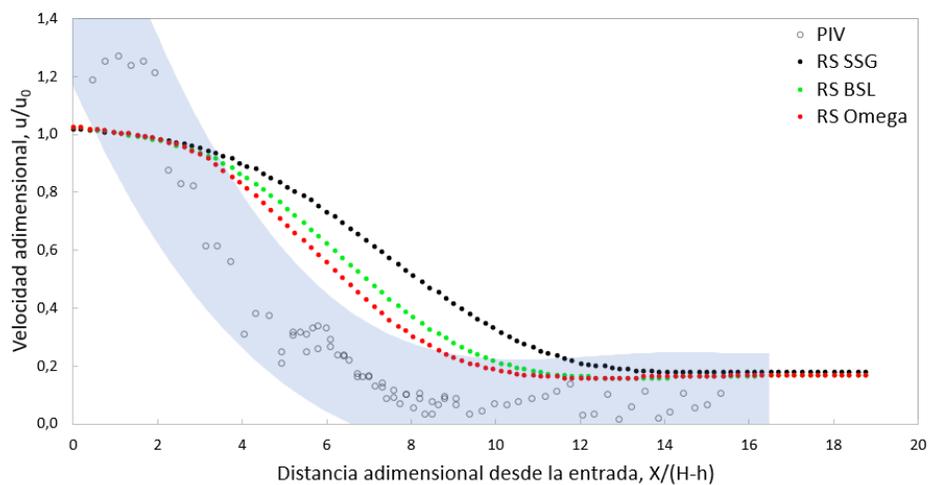


Figura 5.24. Perfiles de velocidad desarrollados por el flujo de aire sobre un escalón para la familia de modelos de turbulencia Reynolds Stress (RS), $Re = 4000$ en CFX con valores PIV.

pero a diferencia de Fluent, la curva de velocidad en este caso no atraviesa totalmente la región de tendencia de los resultados PIV del benchmark.

Para el software CFX en el escenario con $Re = 4000$, se aprecia en la Figura 5.22 como el perfil de velocidad del modelo $k-\epsilon$ en su versión estándar se aproxima más a los valores benchmark que la curva obtenida del modelo RNG $k-\epsilon$, ambos sin atravesar satisfactoriamente la región de tendencia de los resultados PIV. Por otro lado, las cuatro (4) curvas de velocidad de los modelos $k-\omega$ en CFX (ver Figura 5.23), al igual que en Fluent tampoco presentan coincidencia con la región de tendencia de los resultados PIV del caso de estudio, siendo los modelos $k-\omega$ estándar y $k-\omega$ BSL los que mejor representan el comportamiento esperado para este benchmark en CFX. Mismo escenario se encuentra para los modelos de turbulencia de la familia Reynolds Stress, donde tampoco se observan curvas de velocidad que atraviesen la región de tendencia generada con los resultados PIV referenciales (ver Figura 5.24), siendo para este caso los modelos RS Omega y RS BSL los que muestran una mayor cercanía con los resultados experimentales.

CAPÍTULO VI

COMPARACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE CFD RESPECTO AL USO DE RECURSOS COMPUTACIONALES Y EXPERIENCIA DE USUARIO

6.1 Comparación de tiempos de simulación y uso de recursos computacionales

Las tablas que contienen los datos concernientes al uso de los recursos computacionales por parte de Fluent y CFX al momento de estos realizar las simulaciones para cada uno de los problemas benchmark del presente estudio se encuentran en el Apéndice C. Se detalla el tiempo total de simulación, el porcentaje de Memoria de Acceso Rápido (RAM) que fue utilizado mientras se realizaron las simulaciones y el número de iteraciones (Fluent) o loops (CFX) que fueron necesarios para alcanzar la convergencia en los resultados, todo esto recordando que se realizaron las simulaciones haciendo uso del 100% de la capacidad de cómputo del equipo utilizado.

6.1.1 Uso de recursos computacionales para el flujo alrededor del cilindro

Para el caso del flujo alrededor del cilindro en condición estacionaria ($Re = 20$), como se aprecia en las Figuras 6.1 y 6.2, no se percibe una diferencia significativa en el cálculo computacional entre los programas Fluent y CFX, tanto en el tiempo necesario para alcanzar la convergencia de los resultados, así como en el uso de Memoria RAM del computador.

En la simulación de flujo alrededor del cilindro en condición transitoria ($Re = 100$), la Figura 6.3 muestra como el software CFX requiere aproximadamente el doble de tiempo en comparación con Fluent para alcanzar el total de pasos de tiempo (800) especificados, esto para el nivel 3 de mallado. Se presume que la diferencia respecto al tiempo entre ambos programas computacionales proviene de la escritura de los archivos de resultados al final de cada paso de tiempo, los cuales tienen un tamaño aproximado de 110 MB para CFX, a diferencia de 18 MB que tienen en promedio para

Fluent. Por otro lado, la Figura 6.4 no muestra diferencia considerable en el uso de Memoria RAM entre los programas CFD en los 3 niveles de mallado para el caso transitorio.

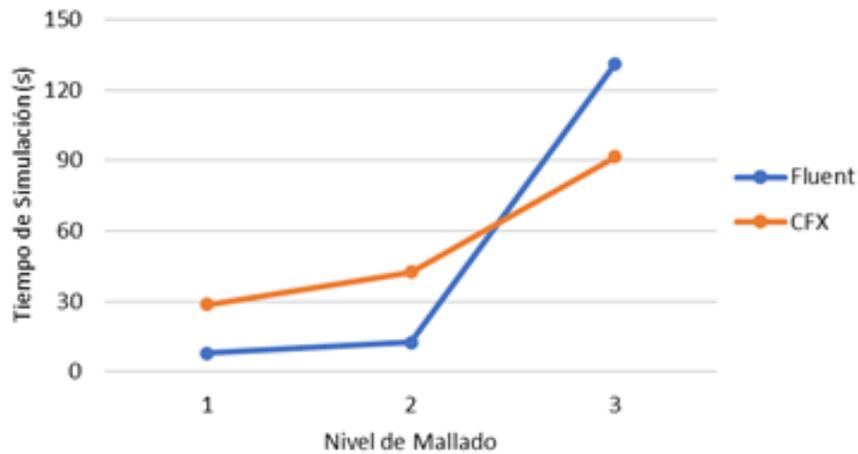


Figura 6.1. Tiempo de simulación para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso estacionario ($Re = 20$), Fluent vs CFX.

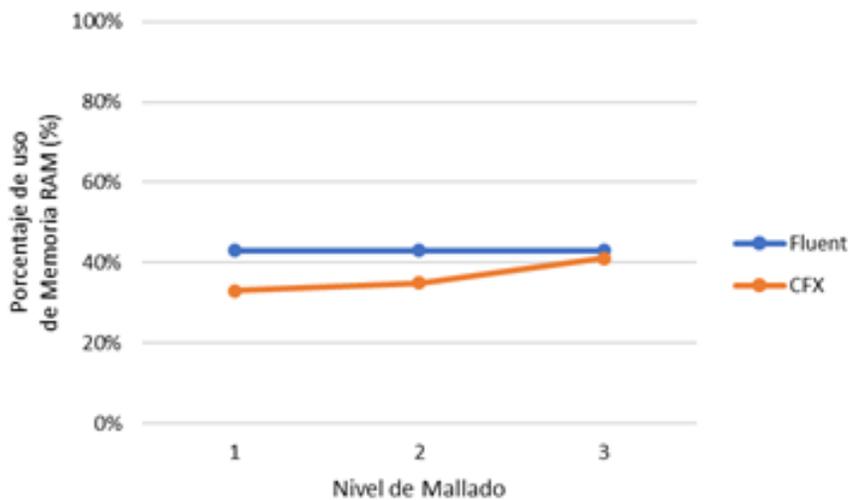


Figura 6.2. Porcentaje de uso de memoria RAM para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso estacionario ($Re = 20$), Fluent vs CFX.

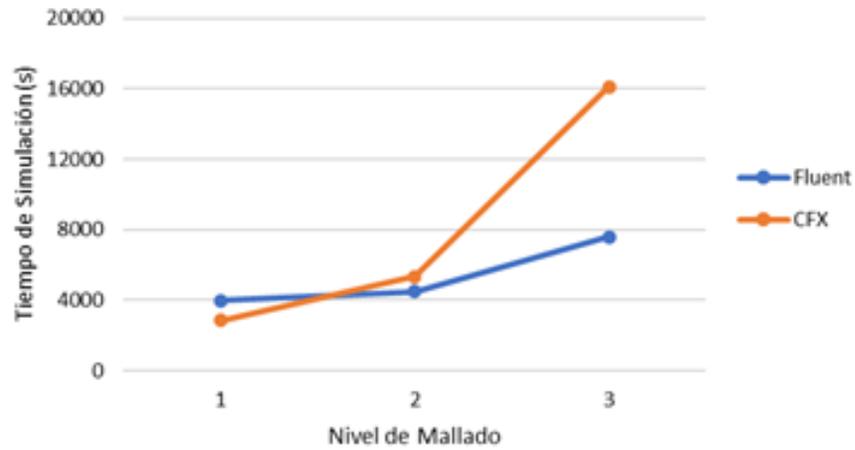


Figura 6.3. Tiempo de simulación para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso transitorio ($Re = 100$), Fluent vs CFX.

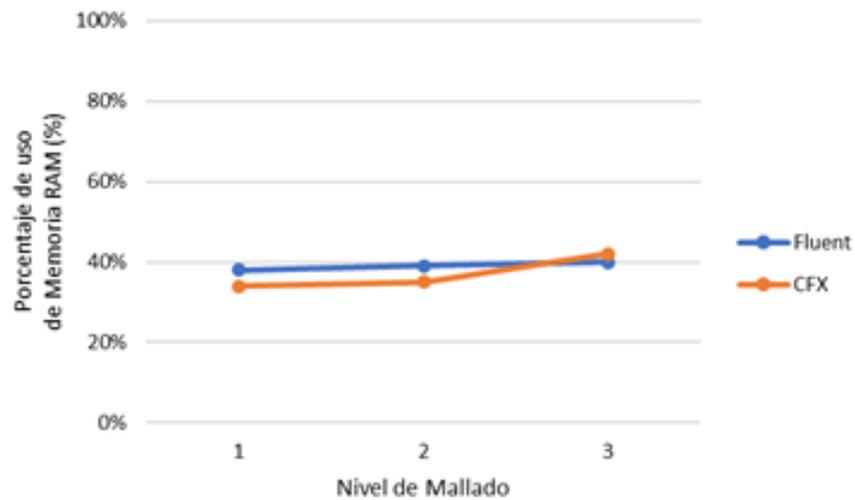


Figura 6.4. Porcentaje de uso de memoria RAM para escenarios de flujo alrededor del cilindro caso transitorio ($Re = 100$), Fluent vs CFX.

6.1.2 Uso de recursos computacionales para la convección natural de aire en una cavidad cúbica

Las Figuras 6.5 y 6.6 muestran el tiempo de simulación y el porcentaje de memoria RAM utilizado en el análisis de sensibilidad realizado con un número de Rayleigh de 10^5 , para el escenario de convección natural de aire en una cavidad cúbica. Se aprecia como el programa Fluent requiere aproximadamente el doble de tiempo que el programa CFX para alcanzar la convergencia en sus resultados, así como también utiliza más memoria de acceso rápido en cada uno de los niveles de mallado, alcanzando hasta un 91% en el nivel 4 de mallado, a diferencia de los 65% utilizados en el caso de CFX.

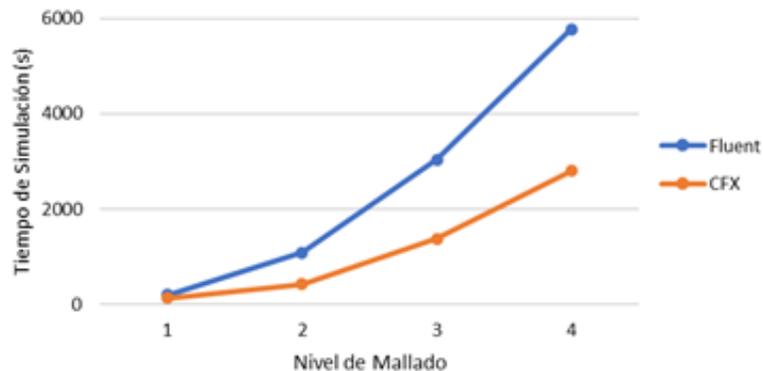


Figura 6.5. Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica, Fluent vs CFX.

Como fue descrito en el capítulo 4, del análisis de sensibilidad realizado para este caso, se utilizó el nivel 3 de mallado para la simulación de los cinco (5) números de Rayleigh del benchmark, y como también fue señalado en dicho capítulo, las simulaciones para el número de Rayleigh $Ra = 10^7$ no consiguieron convergencia para los dos programas computacionales evaluados en este estudio, por lo que no fueron considerados para la comparación de los tiempos necesario en su simulación, más sí para la comparación del uso promedio de memoria RAM.

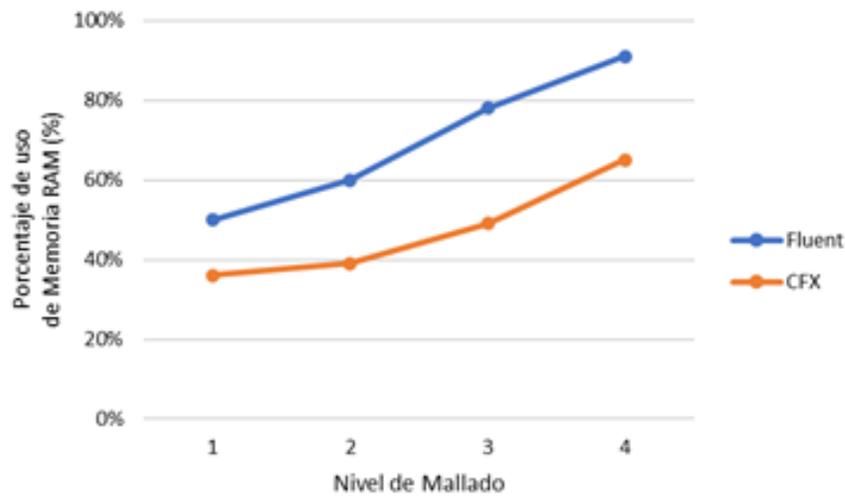


Figura 6.6. Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para los casos convección natural de aire en cavidad cúbica, Fluent vs CFX.

La Figura 6.7 muestra como en el rango de Ra 10^3 - 10^5 CFX utiliza considerablemente menos tiempo para alcanzar la convergencia de sus resultados en comparación con Fluent, y en el escenario de $Ra = 10^6$ los tiempos para la completación de la simulación prácticamente son iguales.

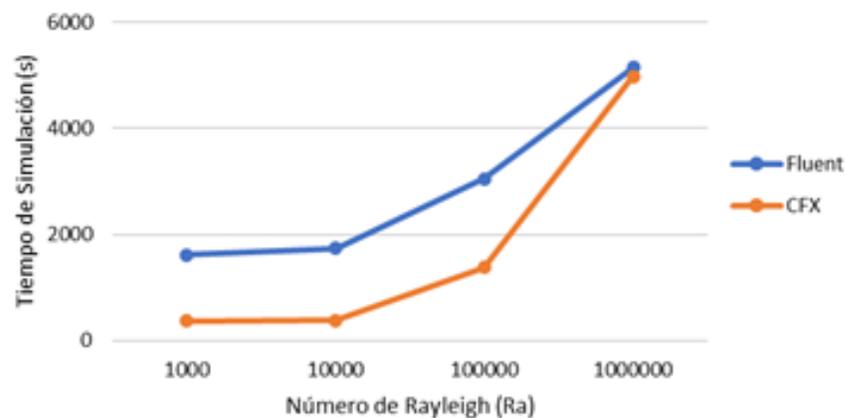


Figura 6.7. Tiempo de simulación para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica (Ra 10^3 - 10^6), Fluent vs CFX.

Por otro lado, se aprecia en la Figura 6.8 como CFX usa considerablemente menos memoria RAM en comparación con Fluent, teniendo para el primero de dichos programas un máximo de 52% de uso de memoria, en comparación con un máximo de 78% de uso de memoria para el segundo de estos.

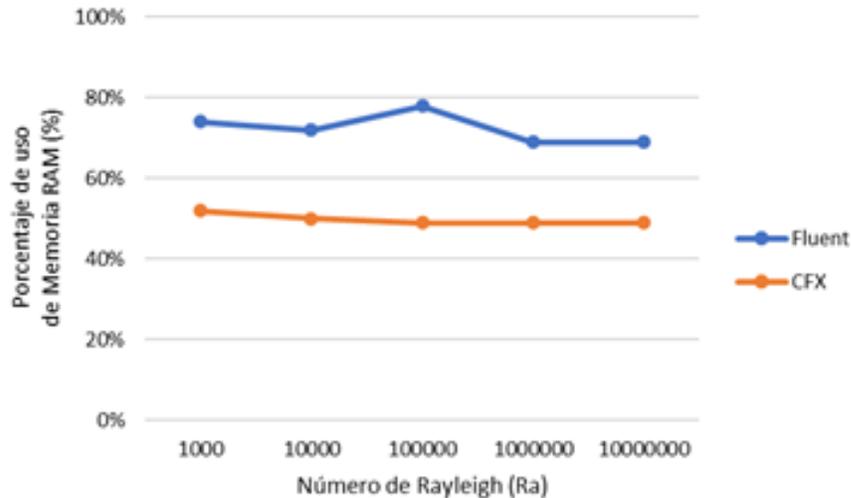


Figura 6.8. Porcentaje de uso de memoria RAM para los casos de convección natural de aire en cavidad cúbica ($Ra\ 10^3$ - 10^7), Fluent vs CFX.

6.1.3 Uso de recursos computacionales para el flujo de aire sobre un escalón

En las simulaciones realizadas para el análisis de sensibilidad del caso de flujo sobre un escalón para $Re = 500$, se puede apreciar en la Figura 6.9 como el software Fluent utiliza en cada uno de los 4 niveles de refinamiento menos tiempo que CFX para completar el cálculo computacional. Así mismo se observa en la Figura 6.10, como CFX utiliza en cada uno de los niveles de mallado menor cantidad de recursos computacionales asociados a la memoria de acceso rápido (RAM) en comparación con Fluent.

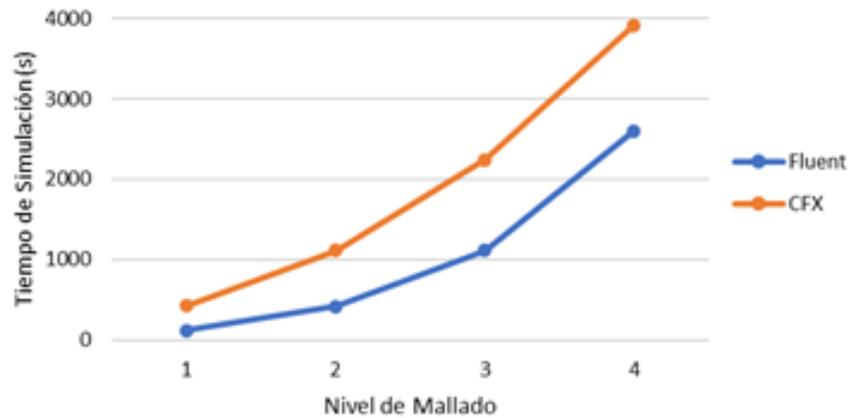


Figura 6.9. Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón ($Re = 500$), Fluent vs CFX.

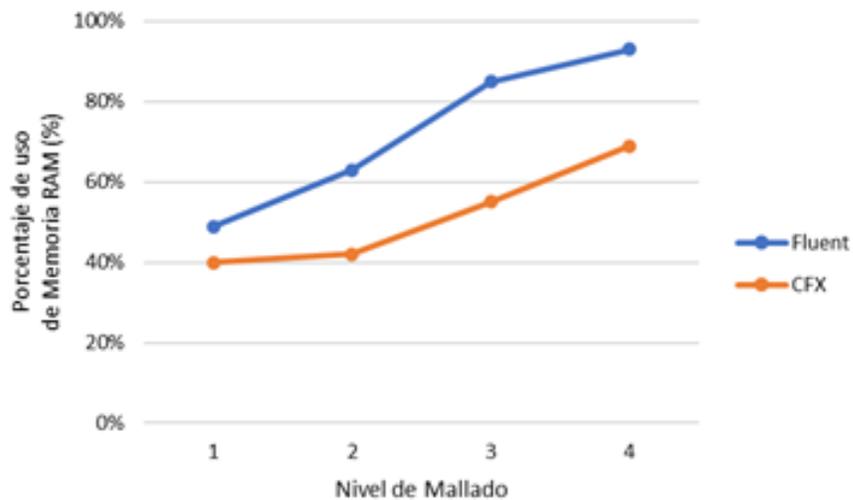


Figura 6.10. Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón ($Re = 500$), Fluent vs CFX.

Además de esto, en el análisis de sensibilidad del caso para un $Re = 4000$, se observa en las Figuras 6.11 y 6.12 un comportamiento similar respecto al escenario previo, donde Fluent requiere de un menor tiempo de simulación y de un mayor uso de

memoria RAM que CFX, alcanzando hasta un 93% de uso promedio de esta última en el nivel 4 de mallado.

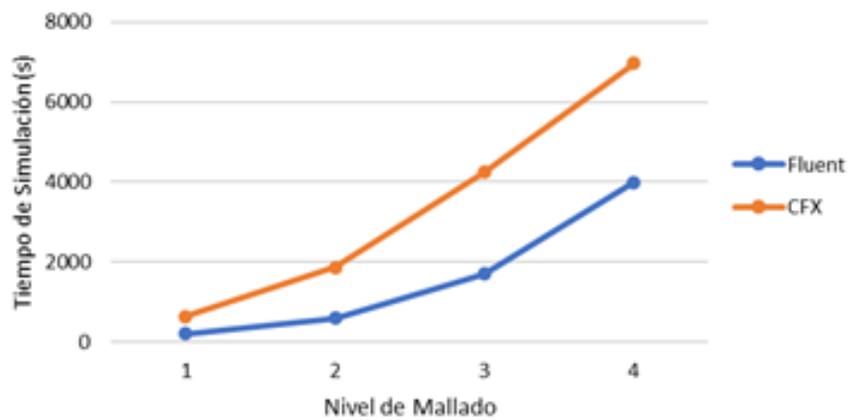


Figura 6.11. Tiempo de simulación del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón ($Re = 4000$), Fluent vs CFX.

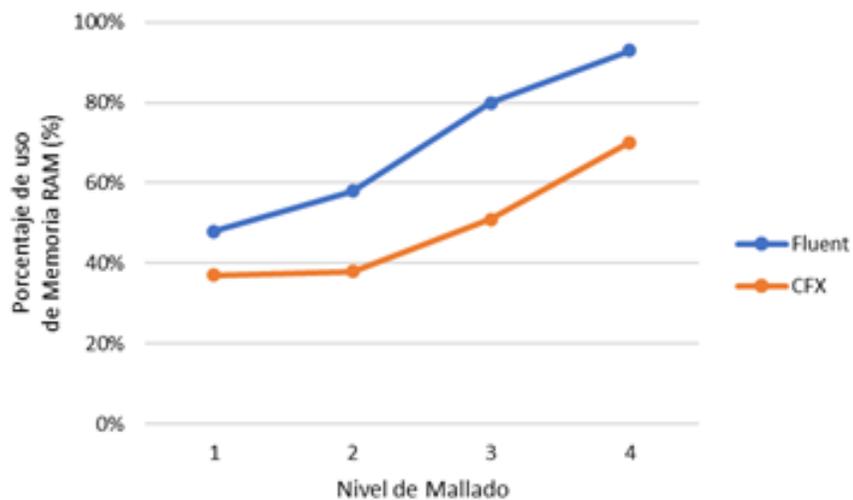


Figura 6.12. Porcentaje de uso de memoria RAM del análisis de sensibilidad para casos de flujo sobre un escalón ($Re = 4000$), Fluent vs CFX.

Para la comparación de los tiempos utilizados por los programas de CFD respecto a los modelos de turbulencia, tanto para los casos con un $Re = 500$ y $Re = 4000$, se descartó graficar los tiempos donde no se alcanzó la convergencia de los resultados en alguno o en ambos programas (añadiendo la simulación donde se generó el error mencionado en el capítulo anterior), debido a que los tiempos simulados no fueron representativos para una apropiada comparación.

La Figura 6.13 muestra los tiempos de simulación para el escenario con un número de Reynolds de 500, y se aprecia como en 6 de los 7 modelos de turbulencia graficados el programa CFX requiere de significativamente más tiempo que Fluent para alcanzar la convergencia en sus resultados. Solo el modelo $k-\omega$ estándar tomó más tiempo en Fluent que en CFX.

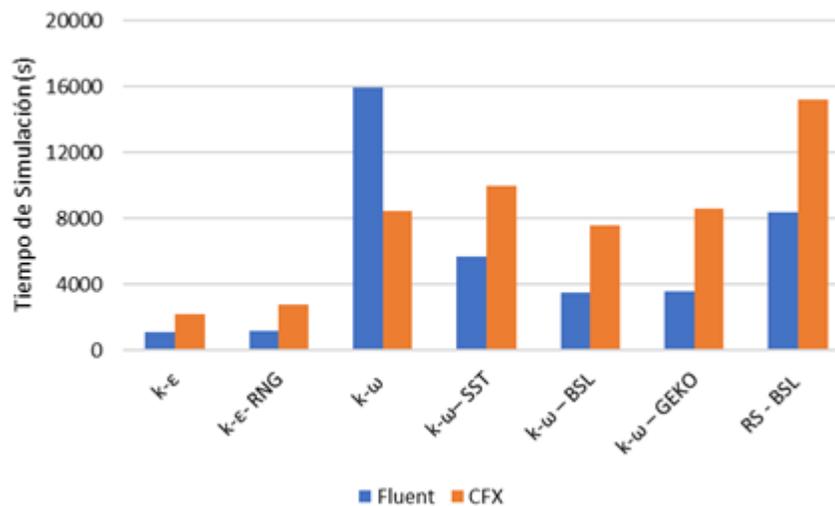


Figura 6.13. Tiempo de simulación de diferentes modelos de turbulencia para caso de flujo sobre un escalón ($Re = 500$), Fluent vs CFX.

Además, se observa en la Figura 6.14 como para este caso con un $Re = 500$, todas las simulaciones de los diferentes modelos de turbulencia tienen un mayor requerimiento de memoria RAM para el programa Fluent, con un rango de uso de 77-

89%, en comparación con CFX que requirió desde un 53% hasta un 64% de uso de dicha memoria.

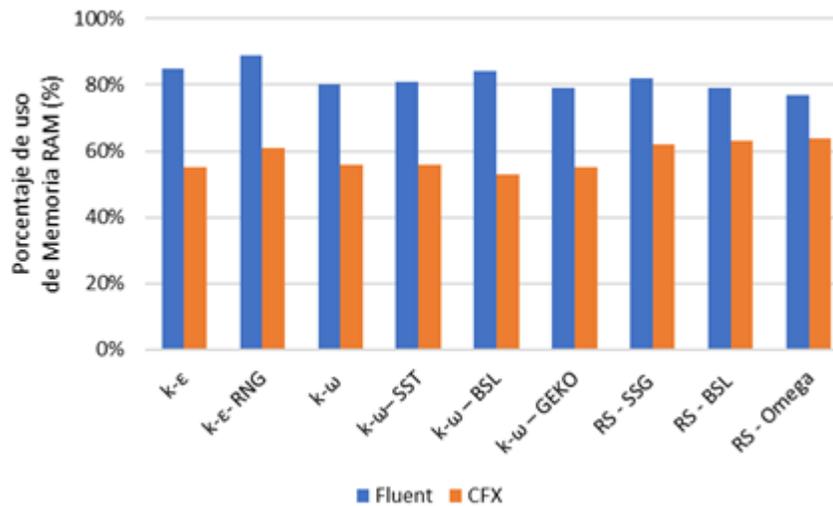


Figura 6.14. Porcentaje de uso de memoria RAM de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón ($Re = 500$), Fluent vs CFX.

En el caso donde el número de Reynolds fue igual a 4000, se aprecia en la Figura 6.15 como en contraste con el caso anterior, se encuentran tres modelos ($k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$ y $k-\omega$ GEKO) donde Fluent requiere mayor tiempo para completar la simulación, en contraposición con dos modelos ($k-\epsilon$ y $k-\omega$ SST) donde CFX usa más tiempo, y se encuentra un modelo de turbulencia ($k-\omega$ BSL) donde el tiempo de procesamiento computacional es prácticamente el mismo para ambos programas.

Al igual que para el caso anterior con $Re = 500$, para el escenario con mayor número de Reynolds ($Re = 4000$) se encuentra que Fluent utiliza promedios mayores de memoria RAM para todos los modelos de turbulencia, alcanzando hasta un 84% de uso de memoria en el modelo $k-\epsilon$ RNG, en contraposición con un máximo de 60% para CFX (modelo Reynolds Stress - Omega), como se observa en la Figura 6.16.

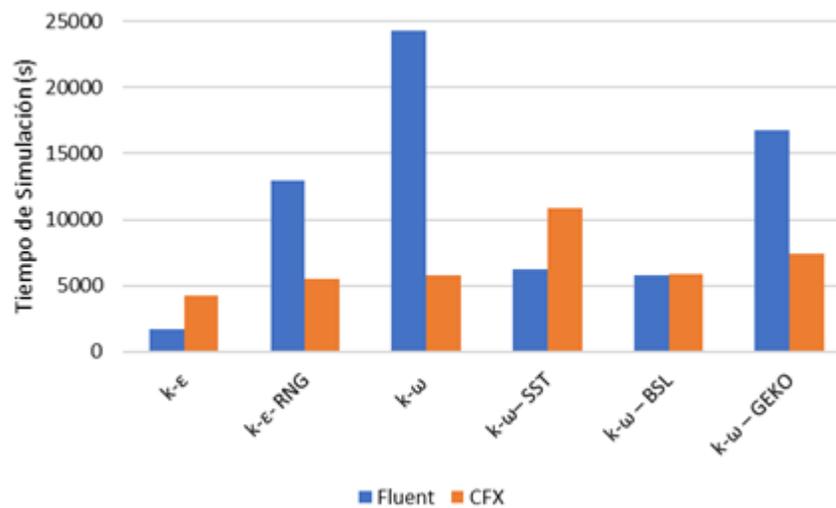


Figura 6.15. Tiempo de simulación de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón ($Re = 4000$), Fluent vs CFX.

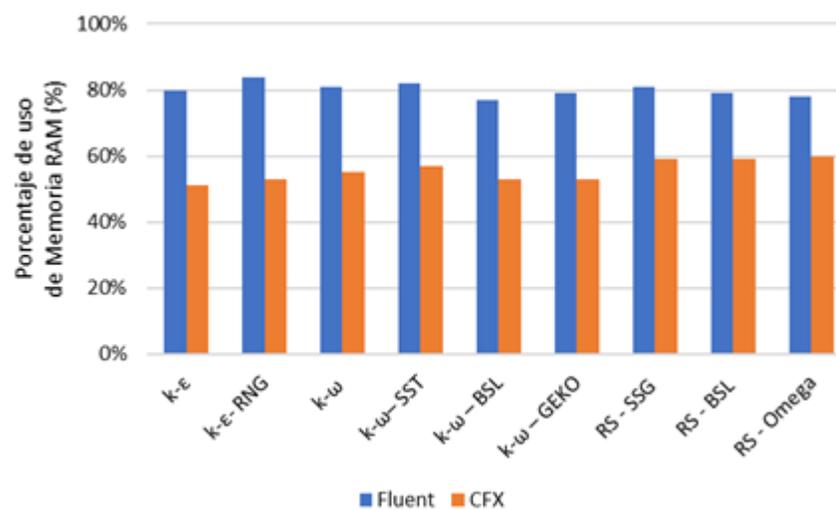


Figura 6.16. Porcentaje de uso de memoria RAM de diferentes modelos de turbulencia para el caso flujo sobre un escalón ($Re = 4000$), Fluent vs CFX.

6.2 Comparación de programas CFD a nivel de experiencia de usuario

A través de un cuestionario de uso libre que fue desarrollado y ha sido mantenido por Andreas Hinderks, Martin Schrepp y Jörg Thomaschewski, miembros del Equipo UEQ (User Experience Questionnaire), se procedió a realizar una comparación de los programas de mecánica de los fluidos computacional evaluados en este estudio respecto a la experiencia de usuario.

Este cuestionario evalúa la atracción, la transparencia, la eficiencia, la controlabilidad, la estimulación y la novedad de aplicaciones computacionales, atributos que fueron descritos previamente en el marco teórico del presente estudio. La Figura 6.17 presenta los resultados de la evaluación realizada a los programas Fluent y CFX, utilizando como data valores para cada software suministrados por el investigador (Cuestionario utilizado en el Apéndice D).

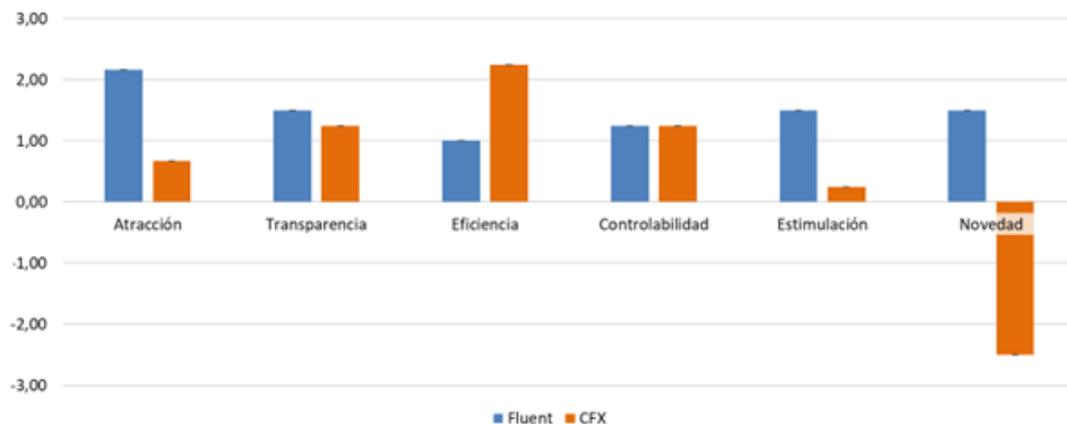


Figura 6.17. Comparación de atributos de experiencia de usuario del modelo UEQ, Fluent vs CFX.

Se aprecia en la Figura 6.17 como el programa computacional Fluent presenta superioridad en los tributos de atracción, estimulación y novedad, esto por presentar una interfaz gráfica más moderna, con opciones nativas para el seguimiento de las simulaciones y para la presentación de resultados, en comparación con CFX, del cual

destaca cómo la novedad presenta un valor negativo en el gráfico, esto a causa de la interfaz gráfica con un estilo desactualizado y a la presencia de funciones poco prácticas para el monitoreo de las simulaciones.

Se observa también en la Figura 6.17 como CFX presenta ventaja en el atributo de la eficiencia a nivel de experiencia de usuario, característica en la que destaca debido a la rapidez de su interfaz al momento de ser usado y el pragmatismo con el que está diseñado en comparación con Fluent. Los atributos de transparencia y controlabilidad presentan valores positivos y similares para ambos programas CFD, demostrando como ambos poseen facilidades para su uso y como cumplen las expectativas en el alcance de sus funciones.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

La evaluación de los programas de dinámica de fluidos computacional Fluent y CFX, aplicados en tres (3) problemas benchmark de mecánica de fluidos, permitieron establecer las siguientes conclusiones:

1. Fluent simula con mayor fiabilidad que CFX escenarios de mecánica de fluidos en régimen laminar estudiados en estado estacionario, mientras que CFX simula el estado transitorio con mejor desempeño que Fluent.
2. Fluent y CFX presentan resultados precisos en los casos evaluados con bajos números de Rayleigh, mientras que Fluent entrega resultados más precisos que CFX en los escenarios de convección natural de aire que involucran altos números de Rayleigh.
3. Tanto para Fluent como para CFX, los modelos de turbulencia tipo k-epsilon y k-omega generan resultados satisfactorios en la simulación de flujos en régimen de transición, mientras que los modelos de la familia Reynolds Stress evaluados no entregan resultados representativos para ambos programas de CFD.
4. Fluent en todos los problemas de mecánica de fluidos evaluados presenta un mayor uso de Memoria de Acceso Rápido (RAM) que el software CFX.
5. Fluent requiere de un mayor tiempo de simulación que CFX para alcanzar la convergencia de sus resultados en los escenarios que involucran convección natural de aire, mientras que CFX requiere en promedio de tiempos más largos de simulación en escenarios en régimen de transición.
6. Fluent presenta atributos superiores de atracción, estimulación y novedad respecto a CFX de acuerdo al Cuestionario de Experiencia de Usuario (UEQ), mientras que CFX se presenta superior en el aspecto de la eficiencia. Fluent y CFX muestran paridad en los atributos de transparencia y controlabilidad.

7. Se propone el uso de Fluent en lugar de CFX como aplicación computacional para la resolución de escenarios de dinámica de fluidos. Así mismo, se sugiere el uso de CFX en casos donde los recursos computacionales sean limitados y sean útiles soluciones aproximadas.

7.2 Recomendaciones

1. Evaluar el rendimiento de mallados no estructurados en los escenarios de mecánica de fluidos estudiados.
2. Realizar la evaluación de programas comerciales y no comerciales de CFD de forma sistemática utilizando versiones actualizadas de estos.
3. Evaluar escenarios de mecánica de fluidos con altos números de Reynolds.
4. Estudiar casos en régimen de transición y turbulento con modelos de turbulencia no abarcados por este estudio.

BIBLIOGRAFÍA

1. Feng, X., Köster, M. and Zhang, L. (2005), **Cylinder Flow Benchmark with Commercial Software Packages**. Universidad de Dortmund, Alemania.
2. Acharya, R. (2016), **Investigation of Differences in Ansys Solvers CFX and Fluent**. Real Instituto de Tecnología. Estocolmo, Suecia.
3. Tric, E., Labrosse, G. and Betrouni, M. (2000), **A first incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity, from accurate numerical solutions**. International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 4043-4056. Universidad de París-Sur, Francia.
4. Connor, N. (2019), **¿Qué es la ecuación de Navier-Stokes? Definición**. Consultado: 13 de julio de 2023. Disponible en: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-ecuacion-de-navier-stokes-definicion/>
5. NSIV (2023), **Ecuaciones de Navier-Stokes**. Consultado: 14 de julio de 2023. Disponible en: <https://nsiv.io/mecanicafluidos/ecuaiones-de-navier-stokes/>
6. Henningson, D. and Berggren, M. (2005), **Fluid Dynamics: Theory and Computation**. Real Instituto de Tecnología. Estocolmo, Suecia.
7. Levenspiel, O. (1993), **Flujo de Fluidos en Intercambio de Calor**. Universidad de Oregon. Editorial Reverté. España.
8. Cengel, Y. (2007), **Transferencia de Calor y Tránsito de Masa**, Tercera Edición. Mc Graw Hill. México.
9. Dassault Systemes (2025), **Convección natural (libre)**. Disponible en: https://help.solidworks.com/2025/spanish/SolidWorks/cworks/c_Convection.htm
10. Tritton, D. J. (1977), **Physical fluid dynamics**. New York: Van Nostrand Reinhold Co.
11. White, F. (1999), **Fluid Mechanics**, 4th edición. McGraw Hill. ISBN 978-0-07-116848-9.

12. Integral S.A. (2021), **Dinámica de fluidos computacional**. Consultado: 09 de marzo de 2023. Disponible en: <https://www.integral.com.co/dinamica-de-fluidos-computacional/>
13. Navarro y Soler CAD-PLM Software (2023), **Ansys**. Consultado: 09 de marzo de 2023. Disponible en: <https://www.nysplm.com/ansys/>
14. Ansys Inc. (2023), **Ansys Fluent Fluid Simulation Software**, Consultado: 13 de marzo de 2023. Disponible en la página web: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
15. Ansys Inc. (2023), **Ansys CFX Introduction**. Release 2023 R1. Canonsburg, Pennsylvania.
16. Ansys Inc. (2023), **Ansys Meshing User Guide**. Release 2023 R1. Canonsburg, Pennsylvania.
17. Pope, S. (2000), **Turbulent Flows**. Cambridge University Press, Reino Unido.
18. Hanjalic, K. and Launder, B. (1972), **A Reynolds stress model of turbulence and its application to thin shear flows**. Journal of Fluid Mechanics.
19. Wilcox, D. (2008), **Formulation of the k-omega Turbulence Model Revisited**. AIAA Journal.
20. Menter, F. (1994), **Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**. AIAA Journal.
21. Del Giorgio Solfa, F., Amendolagine, G., and Alvarado, T. (2018), **Nuevos paradigmas para el diseño de productos. Design Thinking, Service Design y experiencia de usuario**. Arte E Investigación, Universidad Nacional de La Plata.
22. Schrepp, M. (2023), **User Usher Experience Questionnaire Handbook**. Versión 11.
23. Nielsen, P., Zhang, C., Kjær, C., Leiria, D., Nørholm, H., Ramstad, T., Rovithakis, A. and Jensen, R. (2015), **A benchmark test for room air distribution: The backward facing step flow**. Aalborg University, Dinamarca.

24. De Vahl Davis, G. (1983), **Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution.** International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 3, 249-264.
25. Correa, E. (2010), **Optimización del difusor con álabes del compresor centrífugo de una planta de desalación mediante CFD.** Anexo I. Universidad de Sevilla, España.
26. Ansys Inc. (2015), **ANSYS Meshing Application Introduction. Mesh Quality.** Appendix A. Canonsburg, Pennsylvania.
27. Ferziger, J. and Peric, M. (2002), **Computational Methods for Fluid Dynamics.** 3ra Edición. Editorial Springer. Alemania.

APÉNDICES

Apéndice A. Muestra de cálculos

Apéndice B. Error generado por programa computacional Fluent para modelo de turbulencia Reynolds Stress SSG

Apéndice C. Tablas con datos de uso de recursos computacionales en el cálculo de soluciones numéricas

Apéndice D. Cuestionario UEQ (User Experience Questionnaire)

APÉNDICE A. MUESTRA DE CÁLCULOS

A.1 Muestra de cálculo para flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones

Se presentan las ecuaciones y la muestra de cálculo correspondiente para los casos estacionarios y transitorios del flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones.

A.1.1 Número de Reynolds para $Re = 20$

Conociendo que la velocidad máxima U_{max} para el caso estacionario fue igual a 0,30 m/s, utilizando la ecuación (3.3) se obtuvo que:

$$U_{mean} = \frac{2}{3} U_{max} \quad (3.3)$$

$$U_{mean} = \frac{2}{3} * 0,30 [m/s] = 0,20 [m/s]$$

Y utilizando la ecuación (3.2) se calculó el número de Reynolds:

$$Re = \frac{U_{mean}D}{\eta} \quad (3.2)$$

$$Re = \frac{U_{mean}D}{\eta} = \frac{0,20 [m/s] \cdot 0,10 [m]}{10^{-3} [m^2/s]}$$

$$Re = 20$$

A.1.2 Coeficiente de Arrastre C_D

Utilizando la ecuación (3.4) del presente trabajo de grado se calculó el coeficiente de arrastre para los casos estacionarios y transitorio del problema de flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones. Se utilizó para esta muestra de cálculo el resultado de la sumatoria de fuerzas en dirección X en el cilindro obtenido en el caso estacionario para Fluent con el Nivel 1 de mallado.

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho U_{mean}^2 D} \quad (3.4)$$

Aún al ser una aplicación en dos dimensiones, es necesario incluir el espesor del cilindro para obtener el resultado correspondiente, el cual para la malla utilizada es 0,0041 m.

$$C_D = \frac{2 \cdot 0,0000455768 [N]}{1 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] \cdot 0,20 [m/s]^2 \cdot 0,1 [m] \cdot 0,0041 [m]}$$

$$C_D = 5,55814634$$

A.1.3 Coeficiente de Sustentación C_L

Haciendo uso de la ecuación 3.5 se calcularon los coeficientes de sustentación, y se presenta en este apartado la muestra de cálculo correspondiente. Se utiliza como valor de Fuerza F_L el encontrado en el caso estacionario para el Nivel 2 de refinamiento de la malla con el software CFX. Al igual que en el caso anterior se requiere añadir el espesor de la malla para obtener el resultado apropiado.

$$C_L = \frac{2F_L}{\rho U_{mean}^2 D} \quad (3.5)$$

$$C_L = \frac{2 \cdot 0,0000000863935 [N]}{1 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] \cdot 0,20 [m/s]^2 \cdot 0,1 [m] \cdot 0,0041 [m]}$$

$$C_L = 0,01053579$$

A.1.4 diferencial de presión ΔP

Utilizando la ecuación 3.6 se calculó para el escenario estacionario y transitorio el diferencial de presión entre los puntos A y B del cilindro en medio del canal. Se usa como muestra de cálculo los resultados encontrados en los puntos A y B del caso estacionario con el Nivel 3 de refinamiento del software Fluent.

$$\Delta P = P_A - P_B \quad (3.6)$$

$$\Delta P = 0,13331700 \text{ Pa} - 0,01671930 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,11659770 \text{ Pa}$$

A.1.5 Número de Strouhal St

Para el caso transitorio de flujo alrededor de un cilindro es necesario calcular el número de Strouhal, para el cual se usa la ecuación (3.7) del presente estudio.

$$St = \frac{D \cdot f}{U_{mean}} \quad (3.7)$$

Fue necesario calcular la frecuencia f del coeficiente de sustentación C_L , la cual se realizó tomando de la muestra dos puntos máximos y calculando el inverso de la diferencia de dichos valores. Además, se calculó para este caso en específico la Velocidad media U_{mean} (Ec. 3.3) obteniendo un valor de 1 m/s. Utilizando los valores calculados para CFX con el Nivel 3 de mallado, se obtuvo que:

$$St = \frac{0,1 \text{ [m]} \cdot 2,9744 \text{ [1/s]}}{1 \text{ [m/s]}}$$

$$St = 0,2794$$

A.2 Muestra de cálculo para convección natural de aire en cavidad cúbica

En esta sección se ejemplifican cálculos necesarios que fueron realizados en el desarrollo del problema de convección natural de aire en una cavidad cúbica.

A.2.1 Longitud L variable en la geometría cúbica.

Debido a la restricción en el rango de temperatura que ofrece la Aproximación de Boussinesq, y despejando la variable L de la ecuación del número de Rayleigh (Ec. (2.9)), nos queda la ecuación de la siguiente manera:

$$L = \sqrt[3]{\frac{Ra \cdot \nu^2}{Pr \cdot g \cdot \beta \cdot (T_h - T_c)}}$$

Utilizando como muestra de cálculo el caso con un Número de Rayleigh $Ra = 10^5$ y obteniendo las propiedades del aire de la Tabla 4.3, se obtuvo lo siguiente:

$$L = \sqrt[3]{\frac{100000 \cdot 2,369 \times 10^{-5} [m^2/s]^2}{0,71 \cdot 9,81 [m/s^2] \cdot 0,0026443174 [1/K] \cdot (383,939 K - 373,939 K)}}$$

$$L = 0,06728438 m$$

A.2.2 Número de Nusselt

Haciendo uso de las relaciones encontradas en la ecuación (2.7) concernientes al número de Nusselt, y con el cálculo de flujo de calor de pared (*Wall Heat Flux*) del programa CFD-Post, se procedió a calcular usando esta misma herramienta el Nu para cada uno de los casos. La Figura A.1. presenta como muestra el cálculo del Número de Nusslet total para el caso con un $Ra = 10000$ para el software Fluent.

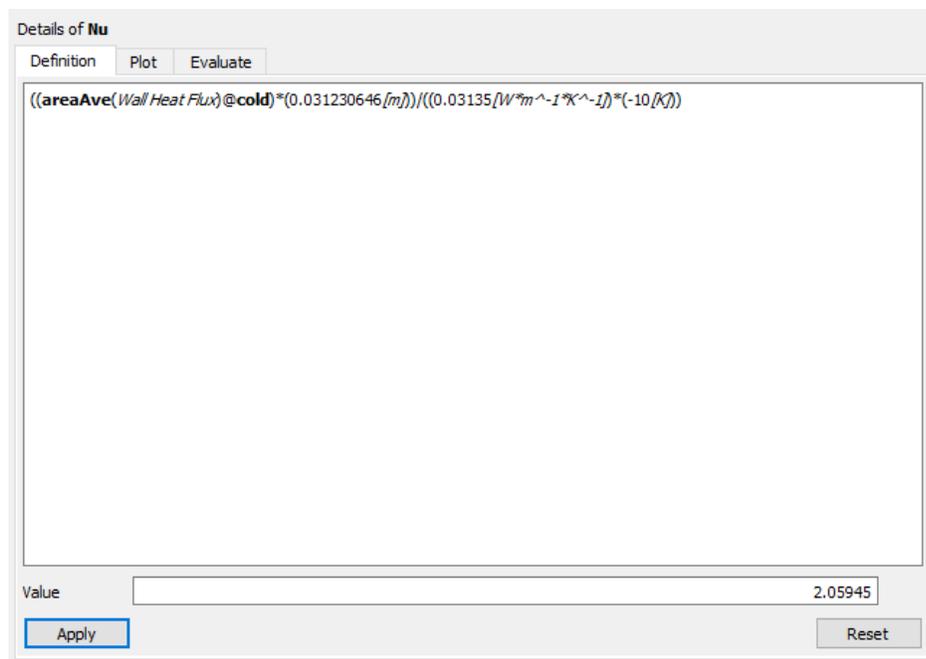


Figura A.1. Interfaz del programa CFD-Post con ecuación y resultado del cálculo del Número de Nusselt, caso $Ra = 10^4$ utilizando Fluent.

**APÉNDICE B. ERROR GENERADO POR PROGRAMA
COMPUTACIONAL FLUENT PARA MODELO DE
TURBULENCIA REYNOLDS STRESS SSG**

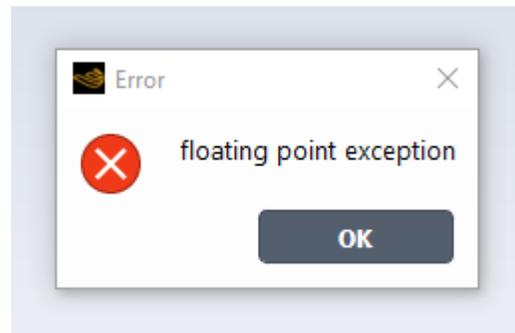


Figura B.1. Error “floating point exception” en Fluent

Stabilizing uu-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing uu-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: uu-stress Stabilizing vv-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing vv-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: vv-stress Stabilizing ww-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing ww-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: ww-stress Stabilizing uv-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing uv-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: uv-stress Stabilizing vw-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing vw-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: vw-stress Stabilizing uw-stress to enhance linear solver robustness.

Stabilizing uw-stress using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: uw-stress Negative k in 837115 cells after linear solve.

All neighbors negative on 2 cells.

Stabilizing epsilon to enhance linear solver robustness.

Stabilizing epsilon using GMRES to enhance linear solver robustness.

Divergence detected in AMG solver: epsilon

turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+05 in 1697418 cells

Divergence detected in AMG solver: uu-stress

Divergence detected in AMG solver: vv-stress

Divergence detected in AMG solver: ww-stress

Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon
Divergence detected in AMG solver: uu-stress
Divergence detected in AMG solver: vv-stress
Divergence detected in AMG solver: ww-stress
Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon
Divergence detected in AMG solver: uu-stress
Divergence detected in AMG solver: vv-stress
Divergence detected in AMG solver: ww-stress
Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon
Divergence detected in AMG solver: uu-stress
Divergence detected in AMG solver: vv-stress
Divergence detected in AMG solver: ww-stress
Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon

Divergence detected in AMG solver: uu-stress
Divergence detected in AMG solver: vv-stress
Divergence detected in AMG solver: ww-stress
Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon
Divergence detected in AMG solver: uu-stress
Divergence detected in AMG solver: vv-stress
Divergence detected in AMG solver: ww-stress
Divergence detected in AMG solver: uv-stress
Divergence detected in AMG solver: vw-stress
Divergence detected in AMG solver: uw-stress
Divergence detected in AMG solver: epsilon
Error at host: floating point exception

=====Message from the Cortex Process=====

Compute processes interrupted. Processing can be resumed

=====

Error at Node 3: floating point exception
Error at Node 2: floating point exception
Error at Node 0: floating point exception
Error at Node 1: floating point exception
Error at Node 5: floating point exception
Error at Node 7: floating point exception
Error at Node 6: floating point exception
Error at Node 4: floating point exception
Error: floating point exception

Error Object: #f

Writing "| gzip -2cf > SolutionMonitor.gz"...

Writing temporary file C:\Users\JesusC\AppData\Local\Temp\flntgz-177162 ...

Done.

Calculation complete.

**APÉNDICE C. TABLAS CON DATOS DE USO DE RECURSOS
COMPUTACIONALES EN EL CÁLCULO DE SOLUCIONES
NUMÉRICAS**

C.1 Flujo alrededor de un cilindro en dos dimensiones

C.1.1 Estacionario

- **Fluent**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|------------------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 8,07 | 12,67 | 131,19 |
| % uso de RAM | 43% | 43% | 43% |
| # de Iteraciones | 45 | 43 | 201 |

- **CFX**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|------------------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 28,67 | 42,36 | 91,5 |
| % uso de RAM | 33% | 35% | 41% |
| # de Loops | 29 | 23 | 15 |

C.1.2 Transitorio

- **Fluent**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|------------------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 3958,64 | 4486,35 | 7598,27 |
| % uso de RAM | 38% | 39% | 40% |
| # de Iteraciones | 26520 | 29901 | 22060 |

- **CFX**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 |
|------------------|---------|---------|----------|
| Tiempo (s) | 2862,21 | 5347,1 | 16099,49 |
| % uso de RAM | 34% | 35% | 42% |
| # de Loops | 4009 | 3068 | 2824 |

C.2 Convección natural de aire en una cavidad cúbica

C.2.1 Análisis de Sensibilidad

- **Fluent**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 210,52 | 1095,34 | 3043,42 | 5769,59 |
| % uso de RAM | 50% | 60% | 78% | 91% |
| # de Iteraciones | 331 | 334 | 336 | 334 |

- **CFX**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 143,46 | 431,76 | 1381,27 | 2798,35 |
| % uso de RAM | 36% | 39% | 49% | 65% |
| # de Loops | 37 | 30 | 37 | 36 |

C.2.2 Simulación de casos con Números de Rayleigh 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 y 10^7 .

- **Fluent**

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Tiempo (s) | 1615,16 | 1736,72 | 3043,42 | 5143,53 | 15177,07 |
| % RAM | 74% | 72% | 78% | 69% | 69% |
| # de Iteraciones | 121 | 189 | 336 | 615 | 3000* |

- **CFX**

| Número de Rayleigh | 10^3 | 10^4 | 10^5 | 10^6 | 10^7 |
|--------------------|--------|--------|---------|---------|----------|
| Tiempo (s) | 371,78 | 387,6 | 1381,27 | 4971,25 | 16894,52 |
| % RAM | 52% | 50% | 49% | 49% | 49% |
| # de Loops | 9 | 10 | 37 | 143 | 500* |

* Simulación no alcanzó convergencia.

C.3 Flujo de aire sobre un escalón

C.3.1 Análisis de Sensibilidad

C.3.1.1 Caso $Re = 500$

- **Fluent**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 122,91 | 420,68 | 1112,31 | 2602,05 |
| % uso de RAM | 49% | 63% | 85% | 93% |
| # de Iteraciones | 70 | 68 | 68 | 69 |

- **CFX**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 427,9 | 1111,77 | 2241,15 | 3915,51 |
| % uso de RAM | 40% | 42% | 55% | 69% |
| # de Loops | 71 | 57 | 49 | 44 |

C.3.1.2 Caso $Re = 4000$

- **Fluent**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo (s) | 207,67 | 603,96 | 1709,01 | 3990,38 |
| % RAM | 48% | 58% | 80% | 93% |
| # de Iteraciones | 124 | 109 | 109 | 109 |

- **CFX**

| Nivel de Mallado | Nivel 1 | Nivel 2 | Nivel 3 | Nivel 4 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|
| Tiempo | 640,33 | 1875,28 | 4243,02 | 6958,1 |
| % RAM | 37% | 38% | 51% | 70% |
| # de Loops | 110 | 98 | 93 | 79 |

C.3.2 Simulaciones para los diferentes modelos de turbulencia.

C.3.2.1 Caso $Re = 500$

- **Fluent**

| Modelo de Turbulencia | Tiempo (s) | % RAM | Iteraciones |
|-----------------------|------------|-------|-------------|
| k- ϵ | 1112,31 | 85% | 68 |
| k- ϵ - RNG | 1217,48 | 89% | 73 |
| k- ω | 15900,32 | 80% | 985 |
| k- ω - SST | 5684,71 | 81% | 337 |
| k- ω - BSL | 3494,41 | 84% | 206 |
| k- ω - GEKO | 3581,11 | 79% | 221 |
| RS - SSG | 9763,63 | 82% | 500* |
| RS - BSL | 8405,88 | 79% | 420 |
| RS - Omega | 8820,09 | 77% | 500* |

* Simulación no alcanzó convergencia.

CFX

| Modelo de Turbulencia | Tiempo (s) | RAM | Loops |
|-----------------------|------------|-----|-------|
| k- ϵ | 2241,15 | 55% | 49 |
| k- ϵ - RNG | 2765,25 | 61% | 60 |
| k- ω | 8424,9 | 56% | 184 |
| k- ω - SST | 9982,61 | 56% | 206 |
| k- ω - BSL | 7568,42 | 53% | 160 |
| k- ω - GEKO | 8576,51 | 55% | 176 |
| RS - SSG | 8255,37 | 62% | 109 |
| RS - BSL | 15230,43 | 63% | 203 |
| RS - Omega | 17614,74 | 64% | 241 |

C.3.2.2 Caso Re = 4000

- **Fluent**

| Modelo de Turbulencia | Tiempo (s) | RAM | Iteraciones |
|-----------------------|------------|-----|-------------|
| k- ϵ | 1709,01 | 80% | 109 |
| k- ϵ - RNG | 12976,09 | 84% | 837 |
| k- ω | 24263,42 | 81% | 1796 |
| k- ω - SST | 6257,04 | 82% | 457 |
| k- ω - BSL | 5815,94 | 77% | 413 |
| k- ω - GEKO | 16779,31 | 79% | 1144 |
| RS - SSG | 2103,83 | 81% | 95* |
| RS - BSL | 9033,03 | 79% | 500** |
| RS - Omega | 17652,03 | 78% | 1000** |

* Error súbito, simulación no generó resultados.

** Simulación no alcanzó convergencia.

- **CFX**

| Modelo de Turbulencia | Tiempo (s) | RAM | Loops |
|-----------------------|------------|-----|-------|
| k- ϵ | 4243,02 | 51% | 93 |
| k- ϵ - RNG | 5499,99 | 53% | 120 |
| k- ω | 5805,53 | 55% | 128 |
| k- ω - SST | 10829,23 | 57% | 229 |
| k- ω - BSL | 5881,75 | 53% | 127 |
| k- ω - GEKO | 7453,14 | 53% | 156 |
| RS - SSG | 15830,08 | 59% | 213 |
| RS - BSL | 13634,01 | 59% | 184 |
| RS - Omega | 12757,99 | 60% | 175 |

**APÉNDICE D. CUESTIONARIO UEQ (USER EXPERIENCE
QUESTIONNAIRE)**

Por favor realice su evaluación ahora.

Por favor, rellene el siguiente cuestionario con el fin de evaluar el producto. Se compone de pares de propiedades opuestas que el producto puede tener. Las gradaciones entre los opuestos están representadas por círculos. Usted puede expresar su conformidad con una propiedad marcando uno de estos círculos que mejor refleje su impresión.

Ejemplo:

| | | | | | | | | |
|-----------|-----------------------|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------|
| atractivo | <input type="radio"/> | <input checked="" type="radio"/> | <input type="radio"/> | no atractivo |
|-----------|-----------------------|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------|

Esta gradación significaría que usted evalúa el producto más atractivo que no atractivo.

Por favor, decida espontáneamente. No piense demasiado su opinión y asegúrese que expresa su sensación inicial.

Por favor, marque un círculo para cada par de propiedades, aunque piense que no son aplicables o que hay propiedades parecidas o prácticamente iguales.

Su opinión personal cuenta. Recuerde: ¡no hay respuesta correcta o incorrecta!

Por favor dé su evaluación actual del producto. Por favor, marque sólo un círculo por línea.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | | |
|--------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----|
| desagradable | <input type="radio"/> | agradable | 1 |
| no entendible | <input type="radio"/> | entendible | 2 |
| creativo | <input type="radio"/> | sin imaginación | 3 |
| fácil de aprender | <input type="radio"/> | difícil de aprender | 4 |
| valioso | <input type="radio"/> | de poco valor | 5 |
| aburrido | <input type="radio"/> | emocionante | 6 |
| no interesante | <input type="radio"/> | interesante | 7 |
| impredecible | <input type="radio"/> | predecible | 8 |
| rápido | <input type="radio"/> | lento | 9 |
| original | <input type="radio"/> | convencional | 10 |
| obstrutivo | <input type="radio"/> | impulsor de apoyo | 11 |
| bueno | <input type="radio"/> | malo | 12 |
| complicado | <input type="radio"/> | fácil | 13 |
| repeler | <input type="radio"/> | atraer | 14 |
| convencional | <input type="radio"/> | novedoso | 15 |
| incómodo | <input type="radio"/> | cómodo | 16 |
| seguro | <input type="radio"/> | inseguro | 17 |
| activante | <input type="radio"/> | adormecedor | 18 |
| cubre expectativas | <input type="radio"/> | no cubre expectativas | 19 |
| ineficiente | <input type="radio"/> | eficiente | 20 |
| claro | <input type="radio"/> | confuso | 21 |
| no pragmático | <input type="radio"/> | pragmático | 22 |
| ordenado | <input type="radio"/> | sobrecargado | 23 |
| atractivo | <input type="radio"/> | feo | 24 |
| simpático | <input type="radio"/> | antipático | 25 |
| conservador | <input type="radio"/> | innovador | 26 |

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

| | |
|------------------|--|
| TÍTULO | EVALUACIÓN DE PROGRAMAS COMERCIALES DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) APLICADOS A TRES PROBLEMAS BENCHMARK DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS |
| SUBTÍTULO | |

AUTOR (ES):

| APELLIDOS Y NOMBRES | CÓDIGO CVLAC / E MAIL |
|----------------------------|--|
| Colón P., Jesús E. | CVLAC: 21.174.358 E MAIL: colon.jesus1991@gmail.com |

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

| |
|-----------------------------------|
| Dinámica de Fluidos Computacional |
| CFD |
| Benchmark |
| ANSYS |
| Fluent |
| CFX |

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

| ÁREA | SUBÁREA |
|--|---------------------|
| Escuela de ingeniería y ciencias aplicadas | Ingeniería Mecánica |
| | |
| | |

RESUMEN (ABSTRACT):

En este trabajo de grado se realizó la evaluación de dos (2) programas comerciales de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), Fluent y CFX, incluidos en el paquete de software Ansys, en su versión R1 2023. Para conseguir este objetivo, se utilizaron dichos programas para simular tres (3) problemas benchmark típicos de mecánica de fluidos, los cuales fueron el flujo alrededor de un cilindro evaluado en dos dimensiones, la convección natural de aire en una cavidad cúbica y el flujo de aire sobre un escalón en régimen de transición, evaluado en tres dimensiones. En primer lugar, para la simulación del flujo alrededor de un cilindro se generaron tres (3) niveles de mallado, que fueron utilizados para generar soluciones numéricas para un escenario estacionario ($Re = 20$) y un escenario transitorio ($Re = 100$). Seguidamente, para el benchmark de convección natural de aire en una cavidad cúbica se realizó un análisis de sensibilidad de malla, el cual permitió encontrar un mallado que entregaba resultados independientes de este, y que fue utilizado para simular los casos con números de Rayleigh iguales a 103, 104, 105, 106 y 107. Posteriormente, se realizó para el benchmark de flujo de aire sobre un escalón un análisis de sensibilidad de malla y la selección de los modelos de turbulencia encontrados en ambos programas CFD, con los que se simulaban escenarios para $Re = 500$ y $Re = 4000$. De acuerdo a los resultados obtenidos se concluyó que Fluent presentó frente a CFX ventajas en las simulaciones del caso estacionario del flujo alrededor de un cilindro y de la convección natural de aire, mientras que CFX mostró superioridad en la simulación transitoria del flujo alrededor de un cilindro, y no se encontró ventaja de ningún programa CFD en las simulaciones del flujo de aire sobre un escalón. También se determinó que Fluent utilizó en todos los casos mayor cantidad de memoria RAM que CFX y que requirió de mayores tiempos para las simulaciones de los escenarios de convección natural, mientras que CFX requirió de mayores tiempos en las simulaciones de los escenarios en régimen de transición.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

CONTRIBUIDORES:

| APELLIDOS Y NOMBRES | ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL | | | | |
|---------------------|-----------------------------|---------------------------|----|------|------|
| | ROL | CA | AS | TU X | JU |
| Rengel, José | CVLAC: | 9.278.475 | | | |
| | E_MAIL | rengel66@gmail.com | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | ROL | CA | AS | TU | JU X |
| Martínez, Johnny | CVLAC: | 8.340.871 | | | |
| | E_MAIL | johnnymartinr@hotmail.com | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | ROL | CA | AS | TU | JU X |
| Camargo, Lino | CVLAC: | 11.496.426 | | | |
| | E_MAIL | lcamargos@udo.edu.ve | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | ROL | CA | AS | TU | JU X |

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

| | | |
|-------------|-----------|-----------|
| 2025 AÑO | 03 MES | 07 DÍA |
|-------------|-----------|-----------|

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

ARCHIVO (S):

| NOMBRE DE ARCHIVO | TIPO MIME |
|-------------------|-----------|
| NAZTTG_CPJE2025 | MS.word |
| | |
| | |

ALCANCE

ESPACIAL: inespacial

TEMPORAL: intemporal

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente/Núcleo Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO



UNIVERSIDAD DE ORIENTE
CONSEJO UNIVERSITARIO
RECTORADO

CU N° 0975

Cumaná, 04 AGO 2009

Ciudadano
Prof. JESÚS MARTÍNEZ YÉPEZ
Vicerrector Académico
Universidad de Oriente
Su Despacho

Estimado Profesor Martínez:

Cumplo en notificarle que el Consejo Universitario, en Reunión Ordinaria celebrada en Centro de Convenciones de Cantaura, los días 28 y 29 de julio de 2009, conoció el punto de agenda "SOLICITUD DE AUTORIZACIÓN PARA PUBLICAR TODA LA PRODUCCIÓN INTELECTUAL DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE EN EL REPOSITORIO INSTITUCIONAL DE LA UDO, SEGÚN VRAC N° 696/2009".

Leído el oficio SIBI - 139/2009 de fecha 09-07-2009, suscrita por el Dr. Abul K. Bashirullah, Director de Bibliotecas, este Cuerpo Colegiado decidió, por unanimidad, autorizar la publicación de toda la producción intelectual de la Universidad de Oriente en el Repositorio en cuestión.

Comunicación que hago a usted a los fines consiguientes.

| |
|--------------------------------------|
| UNIVERSIDAD DE ORIENTE |
| SISTEMA DE BIBLIOTECA |
| RECIBIDO POR <i>Mazley</i> |
| FECHA <i>5/8/09</i> HORA <i>5:20</i> |

Cordialmente,

Juan A. Bolanos Cunele
Secretario



C.C: Rectora, Vicerrectora Administrativa, Decanos de los Núcleos, Coordinador General de Administración, Director de Personal, Dirección de Finanzas, Dirección de Presupuesto, Contraloría Interna, Consultoría Jurídica, Director de Bibliotecas, Dirección de Publicaciones, Dirección de Computación, Coordinación de Telemática, Coordinación General de Postgrado.

JABC/YGC/manuja

Apartado Correos 094 / Telfs: 4008042 - 4008044 / 8008045 Telefax: 4008043 / Cumaná - Venezuela

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado (Vigente a partir del II Semestre 2009, según comunicación CU-034-2009)

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines, con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario, para su autorización”

Jesús Emilio Colón Pérez

Autor

Prof. José Rengel

Asesor Académico

Prof. Johnny Martínez

Jurado Principal

Prof. Lino Camargo

Jurado Principal

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS

Prof. Carlos Gomes