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

ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE FLUIDO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCO DE TUBOS

Realizado por:

Juan Alberto Lorenzo Delgado

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito parcial para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, noviembre de 2010

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

ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE FLUIDO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCO DE TUBOS

Revisado y aprobado por:

Prof. Johnny Martínez

Asesor Académico

Barcelona, noviembre de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE

NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE FLUIDO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCO DE TUBOS

JURADO

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

Prof. Johnny Martínez

Asesor Académico

Prof. José E. Rengel

Jurado Principal

Prof. Lino Camargo

Jurado Principal

Barcelona, noviembre de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

"Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización".

RESUMEN

En este trabajo, mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional, se analizó, para un flujo compresible (aire), el efecto de la variación del número de Reynolds y el número de Prandtl en la transferencia de calor por convección en bancos de tubos de arreglos alineados y escalonados. Se llevaron a cabo simulaciones de pruebas para entender el comportamiento de un fluido con transferencia de calor y configurar los parámetros del programa utilizado para las simulaciones numéricas. Los resultados de este trabajo fueron comparados con la correlación experimental propuesta por Zukauskas [23], mostrando estar en concordancia. Para este estudio, se determinó que la disposición y espaciamiento de los tubos y el número de Reynolds son los parámetros que más influyen en el coeficiente de calor convectivo que se produce en un banco de tubos y se demostró que el modelo de turbulencia k-ω basado en el transporte del esfuerzo cortante (SST) es más preciso que el modelo k-ε para representar la dinámica del fluido en el interior de los bancos de tubos estudiados. Se espera que los resultados aportados en este estudio permitan a futuro desarrollar modelos que logren predecir las condiciones hidrodinámicas y la transferencia de calor en un fluido.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN 4

RESUMEN 5

CONTENIDO 6

CAPÍTULO I 9

INTRODUCCIÓN 9

1.1 Resumen de trabajos 11

1.2 Planteamiento del problema 13

1.3 Objetivos 15

1.3.1 Objetivo general 15

1.3.2 Objetivos específicos 15

1.4 Estructura del trabajo 16

CAPÍTULO II 18

MARCO TEÓRICO 18

2.1 Propiedades de los fluidos 18

2.1.1 Orden de flujo 20

2.2 Flujos externos 22

2.2.1 Capa límite de velocidad 23

2.2.2 Capa límite térmica 23

2.2.3 Número de Prandtl 24

2.2.4 Flujo alrededor de un cilindro 25

2.2.5 Cuerpos sumergidos. Arrastre y Sustentación 26

2.2.6 Número de Strouhal 28

2.3 Transferencia de calor 30

2.3.1 Mecanismos de transferencia de calor 30

2.3.2 Convección 31
2.4 Número de nusselt 33
2.5 Intercambiadores de calor 34
2.5.1 Intercambiadores de calor con bancos de tubos de flujo cruzado .. 34
2.6 Flujo cruzado a través de un banco de tubos 35
2.7 La dinámica de fluidos computacional (cfd) 40
2.8 Discretización espacial 42
2.8.1 Mallas estructuradas 42
2.8.2 Mallas no estructuradas 43
2.9 Métodos de discretización de las ecuaciones 44
2.9.1 Método de los volúmenes finitos 45
2.10 Condiciones de frontera 45
2.11 Software Ansys cfx 46
2.11.1 Estructura de ansys cfx 46
2.11.2 Ansys cfx-pre 47
2.11.3 Ansys cfx-solver 47
2.11.4 Ansys cfx-solver manager 48
2.11.5 Ansys cfx-post 48
CAPÍTULO III 49
MODELO MATEMÁTICO Y NUMÉRICO 49
3.1 Modelo matemático 49
3.1.1 Ecuaciones gobernantes del flujo de un fluido y transferencia de calor 50
3.1.1.1 Ecuación de la continuidad 51
3.1.1.2 Ecuaciones de Navier – Stokes 53

3.1.1.3 Ecuación de energía 55
(3.9) 55
3.2 Modelo numérico 57
3.3 Discretización del dominio 58
3.4 Discretización numérica de las ecuaciones gobernantes por el método de los volúmenes finitos (mvf) 58
3.5 Formulación numérica de las condiciones de contorno 63
3.6 Coeficientes de arrastre y sustentación 64
3.7 Formulación numérica para flujo cercano a la pared 65
3.8 Modelos de turbulencia 67
3.8.1 Modelo de turbulencia *k*-ε 68
3.8.2 Modelo de turbulencia *k*-ω basado en el transporte del esfuerzo cortante (SST) *k*-ω 70
3.9 Esquema de advección 72
3.10 Criterio de convergencia 73
CAPÍTULO IV 75
VALIDACIÓN DEL TRABAJO 75
4.1 Caso 1. Flujo alrededor de un cilindro 77
4.1.1 Diseño de la geometría 77
4.1.2 Creación de la malla 78
4.1.3 Condiciones de contorno 80
4.1.4 Estudio de sensibilidad del mallado 81
4.1.5 Resultados 83
4.2 Caso 2. Banco de tubos escalonados 89
4.2.1 Diseño de la geometría 89

4.2.2 Creación de la malla 90
4.2.3 Condiciones de contorno 91
4.2.4 Estudio de sensibilidad del mallado 93
4.2.5 Resultados 96
CAPÍTULO V 98
ESTUDIO NUMÉRICO 98
5.1 Diseño de la geometría 98
5.2 Creación de la malla y condiciones de contorno 101
5.3 Estudio de sensibilidad del mallado 103
5.4 Variación del número de Reynolds 105
5.5 Variación del número de Prandtl 114
CAPÍTULO VI 124
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 124
6.1 Conclusiones 124
6.2 Recomendaciones 125
BIBLIOGRAFÍA 126
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO: .. 130

CAPÍTULO I
INTRODUCCIÓN

Para entender el comportamiento de un flujo de fluidos se tienen que estudiar las ecuaciones que rigen estos problemas, tales como: la ecuación de la continuidad, las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de energía. A causa de los términos no lineales en estas ecuaciones, los métodos analíticos dan muy pocas soluciones que puedan considerarse correctas. En general, las soluciones analíticas son factibles sólo

si estas ecuaciones pueden linealizarse; de una forma natural (por ejemplo, flujos totalmente desarrollados en ductos o flujos en los que no hay rotación) o que los términos no lineales puedan despreciarse (por ejemplo, aquellos flujos con número de Reynolds muy pequeños). De no ser posible linealizar estas ecuaciones, situación que se presenta en la mayoría de los problemas complejos de ingeniería que implican el flujo de un fluido, entonces se requiere de métodos numéricos para obtener dichas soluciones.

La dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics, CFD,* siglas en inglés) es una técnica que se encarga del análisis de los sistemas relacionados con el flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados, como las reacciones químicas, mediante simulación por ordenador. Es una técnica muy potente que abarca una amplia gama de áreas de aplicación industrial y no industrial. Desde los años 60, la industria aeroespacial ha integrado las técnicas de CFD en el diseño y fabricación de aviones y motores a reacción. Más recientemente, los métodos se han aplicado al diseño de motores de combustión interna, las cámaras de combustión de las turbinas de gas y hornos. De igual manera, en la fabricación de vehículos de motor, se predicen las fuerzas de arrastre mediante técnicas de CFD, en virtud de los flujos de aire alrededor del automóvil.

La disponibilidad de hardware de computación de alto desempeño y la introducción de interfaces fáciles de utilizar han dado lugar a un aumento del interés en las técnicas de CFD y aunque es evidente que los costos de inversión para la capacitación de CFD (costos de hardware mínimo adecuado y derechos de licencia para el software comercial) no son pequeños, el gasto total no suele ser tan grande como una instalación experimental de alta calidad. El costo variable de un experimento, en términos de alquiler de instalaciones y costos de horas hombre, es proporcional al número de puntos de datos y el número de configuraciones que se quieren probar. A diferencia de los códigos CFD con los que se puede alcanzar un

volumen muy grande de resultados prácticamente sin costo adicional. En la actualidad, el nivel de sofisticación alcanzado por el software y entornos disponibles ha permitido el uso de computadoras en la simulación de un amplio número de casos complejos de ingeniería, lo que la convierte en una poderosa herramienta, tanto para el análisis de problemas con flujos de fluidos como para una correcta visualización de los resultados que se producen al estudiarlos.

1.1 Resumen de trabajos

A continuación se presenta un resumen de algunas investigaciones relacionadas con transferencia de calor en banco de tubos, que servirán de base, bien sea por su contenido o por su metodología para el desarrollo de este trabajo de grado:

En el año 1972, Zukauskas [23] publicó un artículo que estudiaba la transferencia de calor en tubos individuales y bancos de tubos con flujo cruzado. Analizó la influencia de las propiedades físicas de los fluidos en la transferencia de calor y publicó una gran cantidad de resultados experimentales para un tubo en flujo cruzado en un rango de números de Prandtl desde 0,7 hasta 500 y de números de Reynolds desde 1 hasta $2x10^6$.

En el año 1988, Zukauskas y Ulinskas [24] estudiaron la transferencia de calor local y promedio, en bancos de tubos en línea y escalonados, además de la relación paso-diámetro óptima, los parámetros de rugosidad, y la eficiencia en los bancos. Sugirieron un método para generalizar los datos experimentales y así, optimizar el diseño del banco de tubos para obtener la transferencia de calor deseada.

En el año 1997, Buyruk [3] realizó un estudio analítico y bidimensional del intercambio térmico y las características de un flujo de aire que pasaba alrededor de un tubo y también para un banco de tubos con arreglos lineales y escalonados. Fueron

realizadas variaciones en los espaciamientos (pasos) entre tubos y se predijo el número local de Nusselt en función del número de Reynolds.

En el año 1999, Wilson y Bassionu [21] realizaron un trabajo, donde predijeron las características del gradiente de presión, así como el intercambio térmico para flujos laminares y turbulento

$$K = \frac{dp}{dV/V} \qquad ((2.3)$$

donde:

K = Compresibilidad, Pa^{-1} (Psi^{-1})

V = Volumen de fluido, m^3 (pie^3)

dp = Diferencial de presión, Pa (Psi)

dV = Diferencial de Volumen, m^3 (pie^3)

Los fluidos pueden clasificarse como: *Fluidos Newtonianos* que son aquellos en los cuales la viscosidad es independiente del esfuerzo cortante y del tiempo. La mayoría de los líquidos y todos los gases pertenecen a este grupo y los *Fluidos no–Newtonianos* que son aquellos líquidos en los cuales la viscosidad depende del esfuerzo cortante o del tiempo.

A su vez el flujo se considera *Compresible* cuando la caída de presión debida al paso de un fluido por un sistema es lo suficientemente grande, en comparación con la presión de entrada, para ocasionar una disminución del 10% o más en la densidad del fluido. El flujo se considera *Incompresible* si la sustancia en movimiento es un líquido, o si se trata de un gas cuya densidad cambia de valor en el sistema en un valor no mayor al 10%.

2.1.1 Orden de flujo

El orden del flujo da origen a los flujos laminares o turbulentos. La transición de flujo laminar a turbulento depende de la: configuración geométrica en la superficie, aspereza, velocidad de la corriente libre, temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. En el flujo laminar las partículas viajan siguiendo trayectorias muy definidas, sean rectilíneas o curvilíneas, sin variaciones

macroscópicas de la velocidad, de manera que unas capas o láminas de flujo se deslizan unas sobre las otras. En el flujo turbulento ocurren fluctuaciones irregulares del flujo, las partículas intercambian cantidad de movimiento lineal y angular (ver Fig. 2.1).

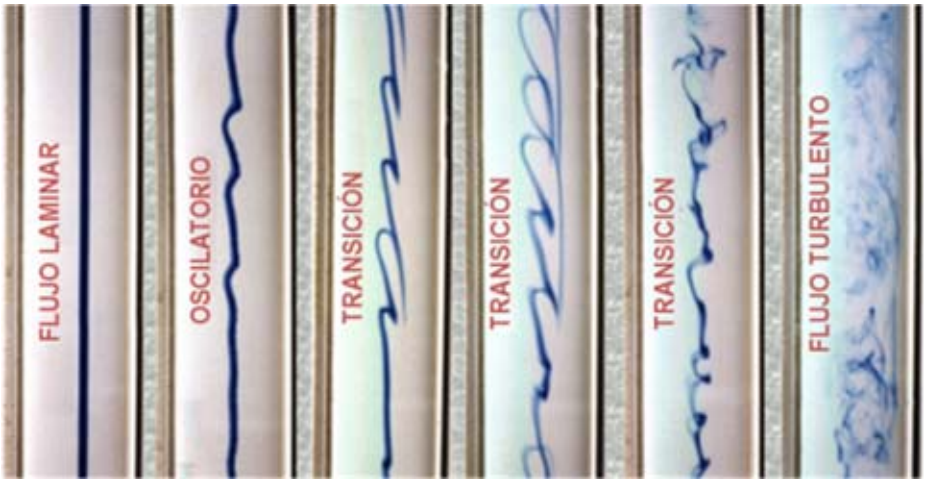


Figura 2.1. Diversos regímenes de flujo en el Tanque de Reynolds [19].

Después de la realización de experimentos exhaustivos en la década de 1880, Osborne Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la relación entre las fuerzas de inercia con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido. La relación entre estas fuerzas se conoce con el nombre de número de Reynolds (*Re*), el cual es una cantidad adimensional que viene dada por la Ec. (2.4) [5]:

$$Re = \frac{Fuerzas\ de\ Inercia}{Fuerzas\ Viscosas} = \frac{V L_c}{\upsilon} \qquad ((2.4)$$

donde:

V = Velocidad del flujo, m/s (pie/s)

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

υ = Viscosidad cinemática del fluido, $\frac{m^2}{s}\left(\frac{pie^2}{s}\right)$

Región de flujo

Los flujos reales ocurren en el espacio y por consiguiente sus características, estrictamente, varían en tres coordenadas espaciales y en el tiempo, por lo tanto son flujos tridimensionales.

En muchos casos prácticos, con resultados satisfactorios, se ignora la variación de las propiedades del fluido y de las características del flujo a lo largo de una de las direcciones del espacio y se obtiene un flujo bidimensional. En el caso real, se puede estudiar un flujo con esta simplificación y posteriormente introducir las correcciones en los bordes o fronteras de la región de flujo para lograr una conformidad con la realidad de los flujos. Ejemplos de estas situaciones, son aquellas que se dan en el flujo alrededor de una columna sumergida en un puente, o alrededor de un álabe (perfil NACA), entre otros.

En otras situaciones se puede simplificar aún más el flujo que se estudia y considerar que la variación de las propiedades del fluido y las características medias del flujo varían solamente a lo largo de una dirección en el espacio y con el tiempo [7].

2.2 Flujos externos

Un flujo externo es aquel en el que las capas límites se desarrollan libremente sin restricciones impuestas por superficies adyacentes. Por tanto siempre existirá una región de flujo fuera de la capa límite en la que los gradientes de velocidad y temperatura son despreciables.

2.2.1 Capa límite de velocidad

Según experimentos sobre una placa plana se ha logrado definir la capa límite de velocidad como la región del flujo limitada por δ, en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del líquido. El espesor de la capa límite δ, por lo común se define como la distancia 'y' tomada desde la superficie, a partir de la cual la velocidad u es igual 0,99 u_∞. (Ver Fig. 2.2) [5].

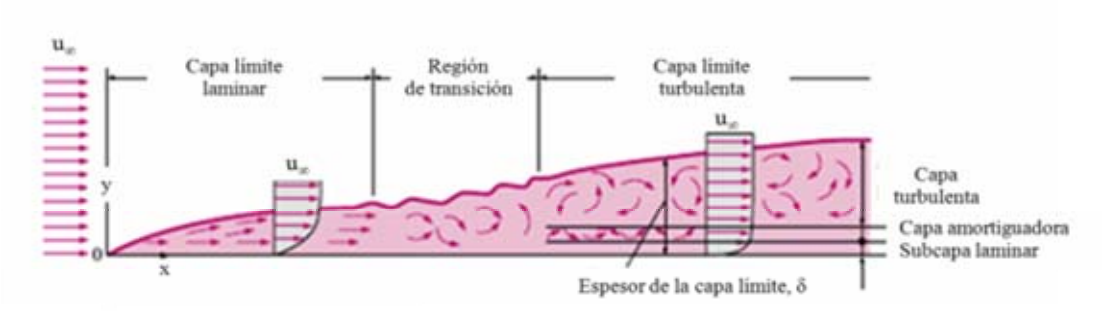


Figura 2.2. Desarrollo de la capa límite de velocidad sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo [5].

2.2.2 Capa límite térmica

Así como se produce una capa límite de velocidad en el paso de un fluido sobre una superficie, debe producirse una capa limite térmica si difieren las temperaturas del flujo libre del fluido y de la superficie. Al inicio de la placa, las partículas que hacen contacto con la misma alcanzan el equilibrio térmico a la temperatura de la superficie. A su vez están intercambiaran energía con las capas adyacentes de fluido, y se producen en el fluido gradientes de temperatura.

La capa limite térmica se define como la región del fluido en la que existen gradientes de energía y su espesor δ_∞ se define como el valor de 'y' para el que la relación $[(T_s - T) / (T_s - T_\infty)] = 0.99$. (Ver Fig. 2.3) [5].

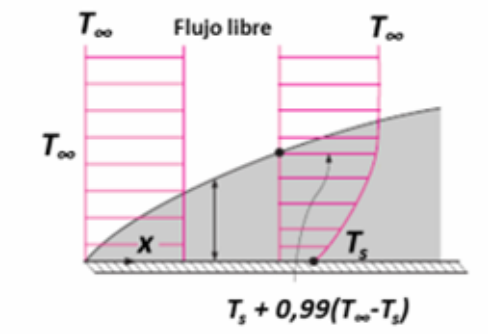


Figura 2.3. Desarrollo de la capa límite térmica para sobre una placa plana [5].

2.2.3 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 [5]:

$$Pr = \frac{Difusividad\ molecular\ de\ la\ cantidad\ de\ movimiento}{Difusividad\ molecular\ del\ calor} = \frac{\mu C_p}{k} \qquad (2.5)$$

donde

μ = Viscosidad dinámica, $\frac{kg}{m\ s}\left(\frac{lb}{pie\ s}\right)$

C_p = Calor especifico, $\frac{J}{kg\,K}\left(\frac{LbF\ pie}{lb\ F}\right)$

k = Conductividad térmica, $\frac{W}{m\,K}\left(\frac{Btu}{h\ pie\ F}\right)$

2.2.4 Flujo alrededor de un cilindro

Al estudiar un fluido que viaja en la dirección normal al eje de un cilindro circular (ver Fig. 2.4), el fluido de la corriente libre a medida que se acerca al punto de estancamiento delantero pierde velocidad hasta llegar a cero, lo que produce una elevación de la presión. A partir de este punto, la presión disminuye al aumentar x, mientras que la coordenada laminar y la capa límite se producen bajo la influencia de un gradiente de presión favorable ($dp/dx < 0$). Sin embargo, la presión debe alcanzar finalmente un mínimo, y hacia la parte posterior del cilindro ocurre la producción de otra capa límite en la presencia de un gradiente de presión adverso ($dp/dx > 0$).

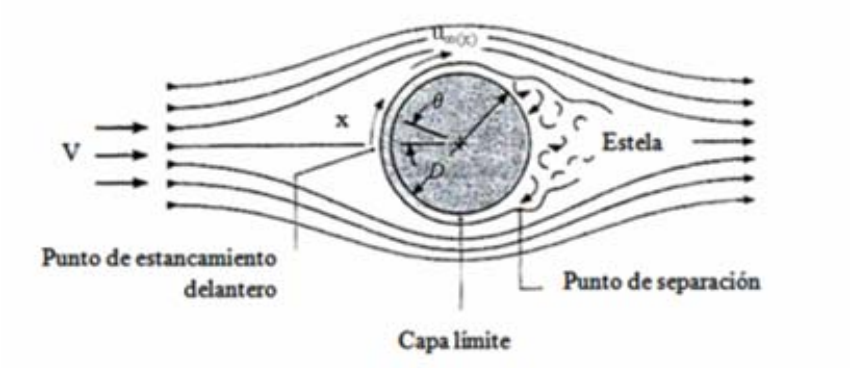


Figura 2.4. Formación de la capa límite y separación del flujo en un cilindro [9].

Para un cilindro circular $u_\infty = 0$ en el punto de estancamiento, y a partir de aquí el fluido se acelera debido al gradiente de presión favorable ($du_\infty/dx > 0$ cuando $dp/dx < 0$), alcanzando la velocidad máxima cuando $dp/dx = 0$, y se desacelera debido al gradiente de presión adverso ($du_\infty/dx < 0$ cuando $dp/dx > 0$). A medida que el fluido se desacelera, el gradiente de velocidad en la superficie finalmente se hace cero (ver Fig. 2.5). En esta posición, denominada punto de separación, el fluido cerca de la superficie carece de suficiente momento para vencer al gradiente de presión, y es imposible un movimiento continuo corriente abajo, como el fluido que se aproxima también impide que se regrese corriente arriba, debe ocurrir la separación de la capa

límite. Esta es una condición por la que la capa límite se separa de la superficie, y se forma una estela en la región corriente abajo. El flujo en esta región se caracteriza por la formación de vórtices y es altamente irregular [9].

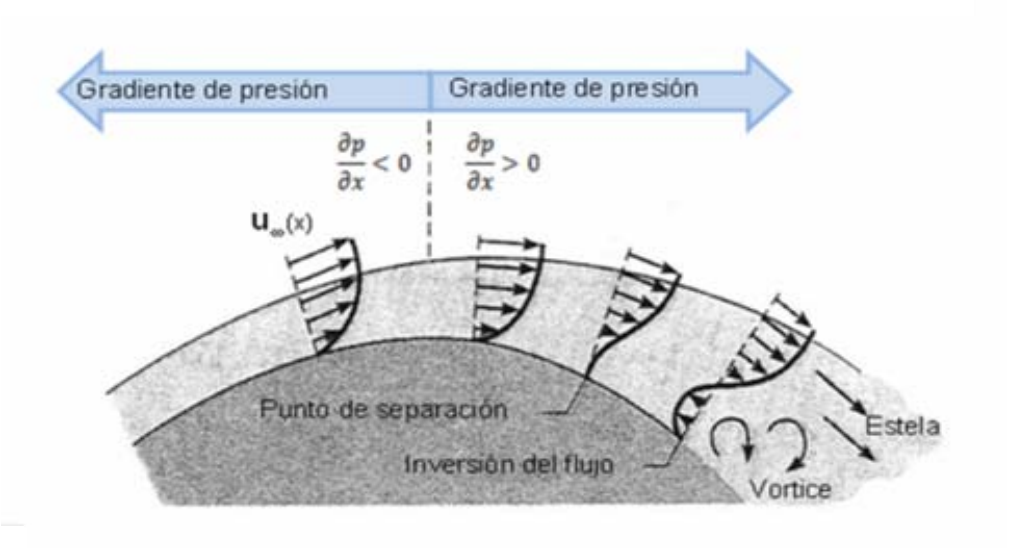


Figura 2.5. Perfil de velocidad asociado a un cilindro circular [9].

2.2.5 Cuerpos sumergidos. Arrastre y Sustentación

El movimiento de un cuerpo sumergido y viceversa en un fluido, está relacionado con las componentes de arrastre y de sustentación de la fuerza dinámica resultante ejercida por el fluido sobre el cuerpo. El arrastre, es decir, la resistencia al movimiento, es la componente de la fuerza resultante, en la dirección del flujo relativo delante del cuerpo, y la sustentación es la componente normal a esa dirección. (Ver Fig. 2.6).

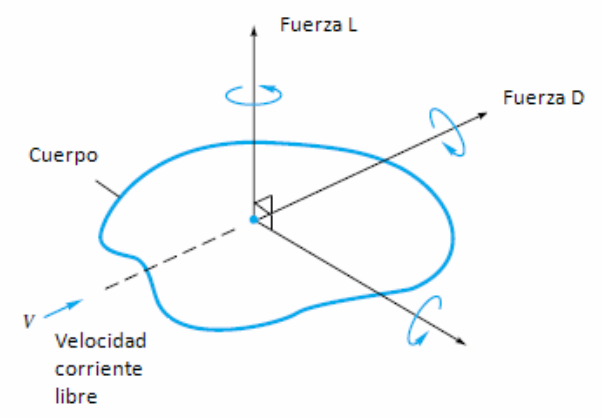


Figura 2.6. Fuerzas que actúan sobre cuerpo sumergido [22].

Los coeficientes adimensionales de estas fuerzas, C_D y C_L, son parámetros útiles para expresar las componentes de la fuerza dinámica de estado permanente, que actúa sobre un cuerpo sumergido. Estas se expresan por medio de las Ecs. (2.6) y (2.7):

$$C_D = \frac{2\ Arrastre\ Total}{\rho\ V_\infty^2\ A} \qquad ((2.6)$$

$$C_L = \frac{2\ Sustentacion\ Total}{\rho\ V_\infty^2\ A} \qquad ((2.7)$$

donde

C_D = Coeficiente de Arrastre

C_L = Coeficiente de sustentación

A = Área del cuerpo proyectada sobre un plano normal a V_∞, m^2 (pie^2)

V_∞ = Velocidad de corriente libre, m/s (pie/s)

ρ = Densidad del fluido en el que el cuerpo está sumergido, $\frac{kg}{m^3}\left(\frac{lb}{pie^3}\right)$

Para un cuerpo que se mueve uniformemente en un fluido en reposo, el campo de flujo equivalente puede obtenerse por superposición de una velocidad uniforme V_o, igual y opuesta a la velocidad con que se mueve el cuerpo. (Deberá notarse que el principio de campos de flujo equivalentes deberá aplicarse con precaución, pues bajo ciertas circunstancias, las diferencias en el nivel de turbulencia en el flujo de llegada de corriente libre, pueden cambiar la resistencia de un cuerpo inmerso, en forma considerable).

Se considera el coeficiente de arrastre para los casos siguientes:

Fluidos incompresibles en sistemas encerrados. Para cuerpos inmersos en fluidos incompresibles y homogéneos de una gran extensión, o confinados dentro de fronteras fijas, el coeficiente de arrastre depende solamente de las fuerzas de inercia y de las fuerzas viscosas, además de su dependencia respecto de la geometría.

Fluidos compresibles. La consideración de los efectos de compresibilidad en la resistencia que ejerce un fluido es de importancia en dinámica de gases, cuando la velocidad relativa puede aproximarse o exceder a la del sonido. En este caso, la energía se propaga a partir del objeto en forma de ondas elásticas. En los regímenes subsónicos, pero de velocidad considerable, o en los transónicos, la resistencia depende tanto del número de Reynolds como del número de Mach. A velocidades supersónicas, generalmente es permisible ignorar las fuerzas viscosas y suponer que la resistencia es una función de la geometría y del número de Mach [22].

2.2.6 Número de Strouhal

Para el rango de números de Reynolds comprendido entre 50 y 5.000, a medida que el fluido pasa alrededor del cilindro se comienzan a presentar perturbaciones en la estela del fluido que aumentan en amplitud y se comienzan a desarrollar vórtices discretos

que se desprenden de la superficie del cilindro. El vórtice detrás del cilindro ya no está establemente unido, sino que se forma alternativamente y se desvía a uno y otro lado. Este fenómeno es conocido como la estela de vórtices de Von Kárman (Kárman vortex street), y está caracterizado por una formación periódica de vórtices. Kárman ha demostrado teóricamente que el patrón de formación entre vortices es estable, si la relación entre la separación h y el espaciamiento longitudinal L (ver Fig. 2.7), es *h/L=0,28.* Pudiendo las mediciones confirmar esta relación en la parte inicial de la estela, y que a una distancia mayor el espaciamiento *h* tiende a aumentar.

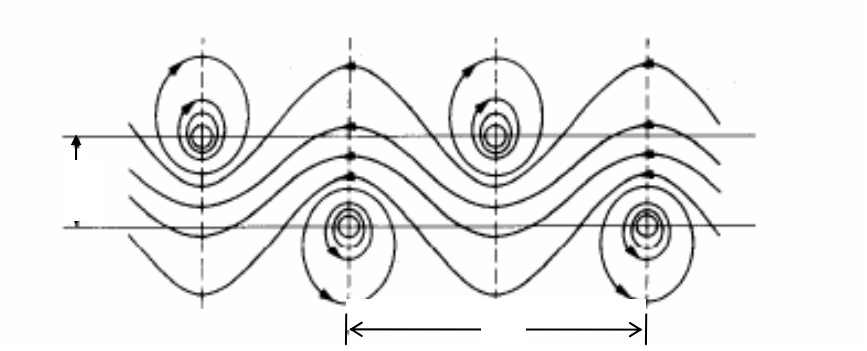


Figura 2.7. Estela de vórtices de Kárman [8].

De particular interés son las mediciones de la frecuencia de desprendimiento de los vórtices, las cuales se expresan en términos de un parámetro adimensional, conocido como el número de Strouhal:

$$S = f\frac{V_\infty}{L_c} \qquad ((2.8)$$

donde

S = Número de Strouhal

f = Frecuencia de desprendimiento de los vórtices, s^{-1},

L_c = Longitud característica, m (pie)

La formación de vórtices asimétricos, aguas abajo del cilindro, desarrolla un empuje lateral o fuerza lateral con una frecuencia *f*.

Si el cilindro no está rígidamente fijo, se desarrollará un movimiento oscilatorio normal a la velocidad de la corriente libre, especialmente si la frecuencia de formación del vórtice está cerca de la frecuencia natural de vibración del objeto [8].

2.3 Transferencia de calor

La transferencia de calor es la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía que puede tener lugar entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura. La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transferencia de calor pretende no sólo explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia. El hecho de que el objetivo deseado del análisis sea la rapidez de la transferencia del calor, señala la diferencia entre la transferencia de calor y la termodinámica [8].

2.3.1 Mecanismos de transferencia de calor

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede transferirse de un cuerpo al otro, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, conducción, convección y radiación. Siendo para este estudio la transferencia por convección la de mayor importancia.

2.3.2 Convección

La convección constituye la transferencia de calor a través de un fluido, en presencia de un movimiento masivo de este. La transferencia de calor por convección natural o convección libre ocurre cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de las diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

En cambio, la convección forzada ocurre cuando el fluido es obligado a fluir por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos. La convección forzada sucede por el contacto de la superficie con el fluido; este contacto puede ser interno o externo y está caracterizado por capas límites que crecen con libertad rodeadas por una región de flujo libre que no presenta gradientes de velocidad ni de temperaturas. (Ver Fig. 2.8).

Figura 2.8. Transferencia de calor de una superficie caliente al aire por convección [5].

La experiencia muestra que la trasnferencia de calor por convección depende de la viscosidad dinámica, la conductividad térmica, la densidad y el calor especifico del fluido, asi como de la velocidad del fluido. También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido. Por

tanto se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean complejas debido a la dependencia de tantas variables. Esto no es sorprendente, ya que la convección es el mecanismo mas complejo de transferncia de calor.

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la velocidad de la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por medio de la ley de enfiamiento de Newton:

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \qquad ((2.9)$$

o bien por

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \qquad (2.10)$$

donde

$\dot{q}_{conv}$ = Cantidad de calor por convección, W/ m^2 $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2}\right)$

$\dot{Q}_{conv}$ = Cantidad de calor por convección, W $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$

h = Coeficiente de transferencia de calor, $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2\text{F}}\right)$

A = Área de la superficie, m^2 (pie^2)

T_s = Temperatura de la superficie, ºC (ºF)

T_∞ = Temperatura del fluido, ºC (ºF)

La constante de proporcionalidad h es el coeficiente de transferencia de calor por convección y se define como la velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura. A pesar de la simple apariencia de esta relación, el coeficiente de transferencia de calor por convección depende de las variables antes mencionadas por lo que es difícil de determinar [5].

La transferencia de calor por convección, se produce en los fluidos por un movimiento real de materia. Por tanto en un fluido en movimiento, hay una transferencia de cantidad de movimiento y, si hay un gradiente de temperatura, tiene lugar una transferencia simultánea de calor; por lo que resulta conveniente estudiar algunas características de los fluidos y su transporte [4].

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 Ec. (2.11) como:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \tag{2.11}$$

donde

Nu = Número de Nusselt

k = Conductividad térmica del fluido, $\frac{W}{m\,K}\left(\frac{Btu}{h\,pie\,F}\right)$

L_c = Longitud característica, m (pie)

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt igual 1 representa que la transferencia de calor a través de una capa de fluido es debido a conducción pura [5].

2.5 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un equipo que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado [10].

A continuación, se consideran los aspectos generales del flujo sobre los bancos de tubos con flujo cruzado y se trata de desarrollar una mejor comprensión de los intercambiadores de calor que contienen bancos de tubos.

2.5.1 Intercambiadores de calor con bancos de tubos de flujo cruzado

En la práctica es común encontrar flujo cruzado sobre bancos de tubos en equipos de transferencia de calor como los condensadores y evaporadores de las plantas generadoras de energía eléctrica, los refrigeradores y los acondicionadores de aire. En los intercambiadores de calor con bancos de tubos de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de los tubos, mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° (ver Fig. 2.9).

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de las dos o tres direcciones de flujo. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficiencia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, tipo de fluidos,

temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador [10].

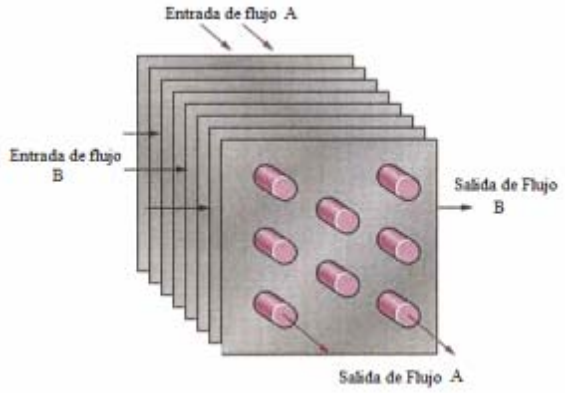


Figura 2.9. Intercambiador de calor con banco de tubos de flujo cruzado [5].

2.6 Flujo cruzado a través de un banco de tubos

La transferencia de calor hacia o desde un banco de tubos (o fila de tubos) en flujo cruzado es relevante para numerosas aplicaciones industriales. Los tubos en un banco de tubos suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo. El diámetro exterior del tubo (D) se toma como la longitud característica.

La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal (S_T), el paso longitudinal (S_L) y el paso diagonal (S_D) entre los centros de los tubos (ver Fig. 2.10).

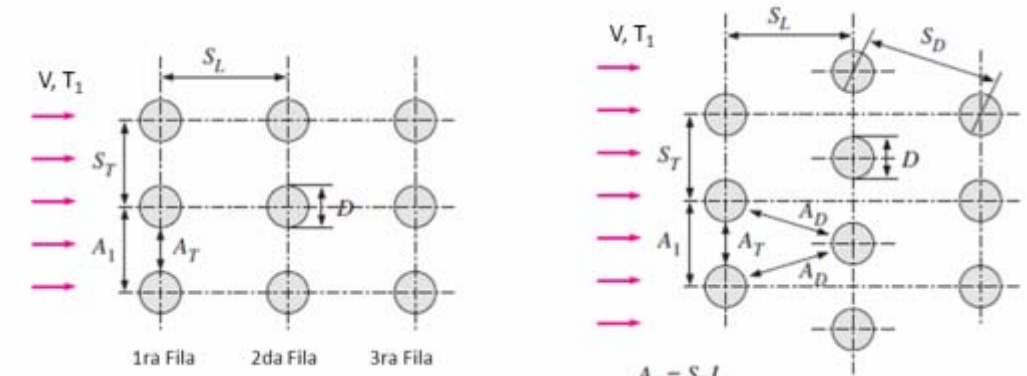


Figura 2.10. Arreglos de tubos en un banco: (a) Alineados. (b) Escalonados [5].

Para arreglos escalonados el paso diagonal viene dado por la Ec. (2.12):

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2} \tag{2.12}$$

Conforme el fluido entra en el banco de tubos, el área de flujo disminuye de $A_1 = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - D)L$ entre los tubos, y como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta. En la disposición escalonada la velocidad puede aumentar todavía más en la región diagonal si las filas de tubos están muy próximas entre sí. En los bancos de tubos las características de flujo son dominadas por la velocidad máxima (V_{max}) que se tiene dentro del banco de tubos más que por la velocidad aproximada.

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de la conservación de la masa para el flujo incompresible. Para la disposición de tubos alineados la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y viene dada por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \tag{2.13}$$

Para la disposición de tubos escalonados, el fluido que se aproxima a través del área A_1 (ver Fig. 2.10) pasa por el área A_T y, después, por el área $2A_D$, conforme se enrolla alrededor del tubo de la fila siguiente. Si $2A_D > A_T$, todavía la velocidad máxima ocurrirá en A_T entre los tubos y, por consiguiente, la Ec. (2.13) se puede usar para bancos de tubos escalonados. Pero si $2A_D < A_T$ [o sea, si $2(S_D - D) < (S_T - D)$], se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales y este caso, la velocidad máxima queda:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \tag{2.14}$$

Conocida la velocidad máxima dentro del banco de tubos el número de Reynolds puede ser ajustado a esta velocidad mediante la Ec. (2.15):

$$Re_{max} = \frac{V_{max} L_C}{\upsilon} \tag{2.15}$$

La naturaleza del flujo alrededor de un tubo en la primera fila se asemeja al flujo sobre un solo tubo, en especial cuando los tubos no están demasiados próximos entre si. Por lo tanto, cada uno de los tubos en un banco que conste de una sola fila de tubos transversales se puede tratar como un solo tubo en flujo cruzado. Sin embargo, la naturaleza del flujo alrededor de un tubo de la segunda fila y de las subsiguientes es muy diferente, debido a las estelas formadas y a la turbulencia causada por los tubos aguas arriba. El nivel de turbulencia y, por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor se incrementan con el número de filas en virtud de los efectos combinados de las filas corriente arriba. Pero no se tiene un cambio significativo en el

nivel de turbulencia después de unas cuantas de las primeras filas y, de este modo, el coeficiente de transferencia de calor permanece constante [5].

El flujo a través de un banco de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse de forma analítica. Se han propuestos varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt en flujo cruzado sobre bancos de tubos. Zukauskas ha propuesto una correlación cuya forma general viene dada por:

$$Nu_D = C_1 C_2 Re_{max}^{m} Pr^{n} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \tag{2.16}$$

donde los valores de las constantes C, *m* y *n* dependen del valor del número de Reynolds y de la cantidad del número de tubos en el banco. Pr_S es el número de Prandtl del fluido a la temperatura de la superficie del tubo. Todas las propiedades excepto Pr_S se evalúan en la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido. La necesidad de evaluar las propiedades del fluido en la media aritmética está indicada por el hecho de que la temperatura del fluido aumentara o disminuirá debido a la transferencia de calor y si el cambio de temperatura entre la entrada y la salida es muy grande, resultaría en un error significativo de la evaluación de las propiedades en la temperatura de la entrada.

Una vez que se conoce el número de Nusselt y por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor para el banco de tubos completo, la temperatura del fluido en la salida del banco se vuelve un factor de suma importancia a la hora del diseño. Considere el calentamiento de un fluido en un tubo de sección transversal constante cuya superficie interior se mantiene a una temperatura constante de T_S. Se sabe que la temperatura media del fluido T_m aumentara en la dirección del flujo como resultado

de la transferencia de calor. El balance de energía sobre un volumen diferencial de control da

$$\dot{m}C_p dT_m = h(T_s - T_m)dA_s \tag{2.17}$$

Es decir, el aumento en la energía del fluido dT_m, es igual al calor transferido por convección hacia este último desde la superficie del tubo. Dado que el área superficial diferencial es $dA_S = pdx$, donde p es el perímetro del tubo, y que $dT_m = -d(T_s - T_m)$, puesto que T_S es constante, la ecuación antes dada se puede reordenar como

$$\frac{d(T_s - T_e)}{T_s - T_m} = \frac{hp}{\dot{m}C_p}dx \tag{2.18}$$

integrando desde $x = 0$ hasta $x = L$ queda

$$ln\frac{(T_s - T_e)}{T_s - T_i} = -\frac{hA_s}{\dot{m}C_p} \tag{2.19}$$

Despejando y sustituyendo, finalmente se obtiene la Ec. (2.20), la cual resulta muy útil para determinar la temperatura media del fluido a la salida del banco de tubos [5].

$$T_s - T_o = (T_s - T_i)\, exp\left(-\frac{\pi\, D\, N\, h}{\rho\, V\, N_t S_t C_p}\right) \tag{2.20}$$

donde

T_s = Temperatura en la superficie del tubo, ºC (ºF)

T_o = Temperatura de salida al banco de tubos, ºC (ºF)

T_i = Temperatura de entrada al banco de tubos, ºC (ºF)

N_t = Número de tubos transversales en el banco

N = Número total de tubos en el banco.

2.7 La dinámica de fluidos computacional (cfd)

El objetivo que persiguen las disciplinas científicas es la obtención de leyes generales que permitan explicar, y así entender, los fenómenos naturales. La descripción de dichos fenómenos se plasma en ecuaciones matemáticas cuya resolución, congruente con ciertas condiciones de contorno e iniciales, permite estudiar casos particulares e incorporar dicho conocimiento a nivel tecnológico. Sin embargo, muchas de esas ecuaciones no admiten soluciones analíticas y las ecuaciones de la mecánica de fluidos son un ejemplo de ellas. Su estudio se ha abordado de diferentes maneras: mediante simplificaciones que permiten la obtención de soluciones analíticas, mediante técnicas de análisis dimensional que permiten la identificación de las variables de influencia (así como la combinación entre ellas) y mediante la experimentación.

Las simplificaciones, sin dejar de ser importantes, no permiten la obtención de soluciones para muchas situaciones de interés en ingeniería. El estudio de flujos complejos, debidos a la turbulencia, por ejemplo, así como dominios de solución y geometrías complejas exigen niveles de detalle que obligan a dejar de lado las simplificaciones.

El análisis dimensional es una extraordinaria herramienta de análisis de la física en general y de la mecánica de fluidos en particular. La identificación de las variables de influencia, su agrupación en grupos adimensionales, la metodología ideal

para optimizar los recursos experimentales así como sintetizar los resultados de los ensayos, son algunas de sus características principales. Del análisis dimensional se establecen las relaciones de semejanza (geométrica, cinemática y dinámica) que permiten la extrapolación de los resultados obtenidos sobre modelos a escala, a prototipos a escala real aun cuando es imposible, en la práctica, asegurar las condiciones de semejanza total.

La tercera opción es la de estudiar los flujos a partir de experimentos. Claro está que la validez de los resultados (siendo éstos un conjunto limitado de observaciones) está limitado por la resolución y exactitud de los medios instrumentales disponibles y, naturalmente, de la disponibilidad de estos últimos. En cualquier caso, la programación, el diseño y la ejecución de los ensayos exigen grandes recursos de tiempo, infraestructura humana, material y dinero.

Complementariamente, la evolución de las computadoras ha permitido desde hace tiempo poner a disposición de la comunidad, interesada en nuevas técnicas de análisis: el estudio computacional de los flujos o CFD. Este método tiene por objetivo la resolución de las ecuaciones del flujo haciendo uso de herramientas numéricas, discretizando el dominio. Las ecuaciones que describen los flujos de fluidos son ecuaciones en derivadas parciales en su versión diferencial, o ecuaciones integro-diferenciales en su versión integral. La solución de estas ecuaciones mediante métodos numéricos necesita realizar dos discretizaciones: una espacial y otra temporal, y la calidad de la solución depende de la calidad de dicha discretización. Dichas discretizaciones se aproximan a las ecuaciones mediante diferentes tipos de formulaciones matemáticas (diferencias finitas (MDF), volúmenes finitos (MVF), elementos finitos (MEF), entre otros) que incorporan los valores de las propiedades de interés en los diferentes nodos de una malla de cálculo. De esta manera, las ecuaciones se transforman en sistemas de ecuaciones algebraicas que son las que deben resolverse y que se caracterizan por tener una dimensión muy elevada.

Es importante tener en cuenta que la solución obtenida por un método numérico es una aproximación de mayor o menor calidad del proceso real y que existen diferentes etapas en el proceso de resolución que pueden dar lugar a diferencias entre el resultado final y las observaciones experimentales [6].

2.8 Discretización espacial

El primer paso en la aplicación de la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD), consiste en la discretización espacial del dominio para posteriormente calcular sobre la misma la aproximación numérica espacial. Existen muchos métodos para la discretización del problema. A groso modo, los distintos esquemas de discretización pueden clasificarse en tres categorías principales: diferencias finitas (MDF), volúmenes finitos (MVF) y elementos finitos (MEF). Todos estos métodos requieren de una previa geométrica (espacial) para poder realizar la discretización de las ecuaciones que gobiernan al fluido. Básicamente, existen dos tipos de mallado [6]:

2.8.1 Mallas estructuradas

La principal ventaja de los mallados estructurados reside en la ordenación de los elementos, de esta forma, el acceso a las celdas vecinas a una a otra resulta muy rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor del índice correspondiente, (ver Fig. 2.11).

Las mallas estructuradas pueden representarse en un sistema cartesiano o curvilíneo. En el primer caso, las líneas que configuran las celdas son siempre paralelas al sistema de ejes coordenados; por el contrario, en los sistemas curvilíneos, el sistema de coordenadas es deformado para adaptarse a la geometría del objeto de estudio.

Otra metodología, relacionada con los mallados es generar en primer lugar, mallas separadas alrededor de cada una de las entidades geométricas en el dominio. Después, las mallas se combinan de forma que se produzcan solapes de elementos. Lo más importante es la transferencia precisa de las cantidades entre las diferentes mallas y la región donde se produce el solape. La ventaja de esta técnica es que se pueden generar mallas para problemas particulares sin tener que generar mallas particulares, independientes unas de otras. El problema de esta técnica es que la conservación de las propiedades de las ecuaciones gobernantes del fluido no es satisfactoria, en las zonas donde se produzca solape de mallas [6].

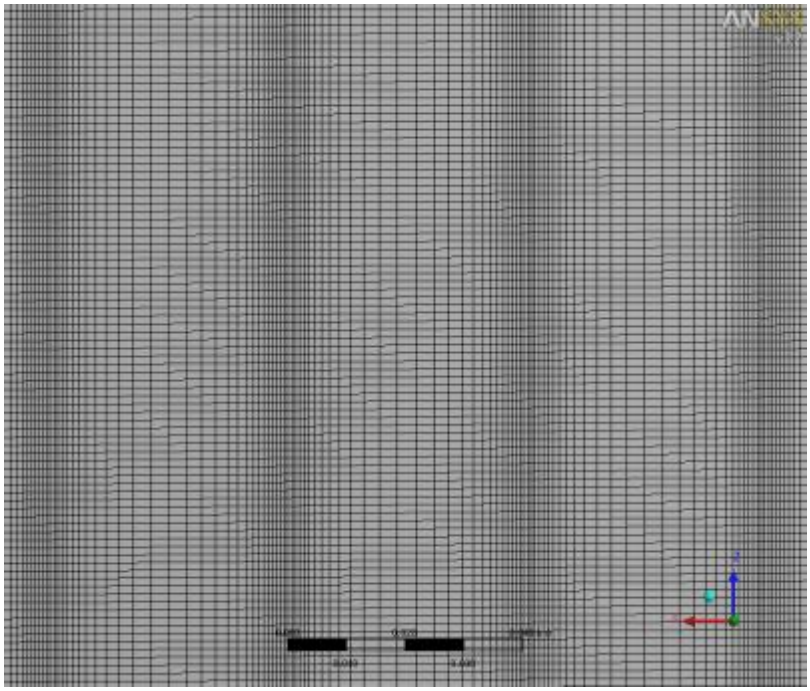


Figura 2.11. Malla estructurada.

2.8.2 Mallas no estructuradas

El segundo tipo de mallas, son los mallados no estructurados. Éstos ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas. La principal ventaja de los mallados no estructurados reside en que los triángulos (2-D) o los tetraedros (3-D), se pueden generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio. En la práctica, es necesario determinar adecuadamente unos parámetros para obtener una buena calidad de malla. El tiempo requerido por una computadora para generar un mallado no estructurado es mucho menor que el que requiere para uno estructurado.

Otra ventaja de esta técnica es que la solución obtenida depende del refinamiento que se realice de la malla tomando en cuenta el correspondiente aumento en el trabajo computacional que trae consigo un mayor refinamiento, (ver Fig. 2.12) [6].

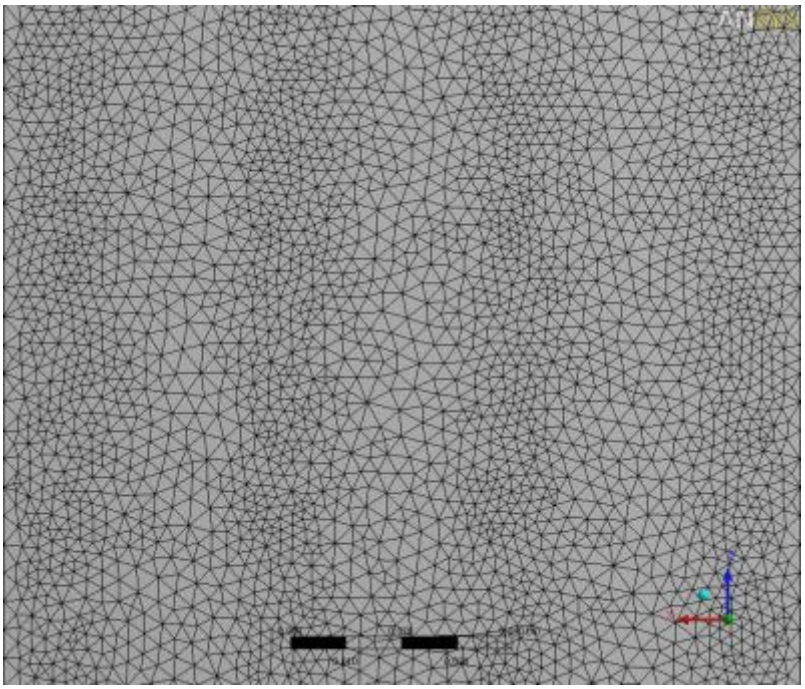


Figura 2.12. Malla no estructurada.

2.9 Métodos de discretización de las ecuaciones

El objetivo de un código de CFD es la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Dado que estas ecuaciones constituyen un sistema de ecuaciones en derivadas parciales no lineal, se procede a la transformación de dichas ecuaciones en ecuaciones algebraicas en determinados puntos del dominio físico mediante lo que se conoce discretizacion espacial. Existen numerosas técnicas de discretizacion y la que se utilizó en este estudio fue la del método de volúmenes finitos (MVF) [11].

2.9.1 Método de los volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Este método fue utilizado por primera vez por A. T. McDonald (1971) para la simulación de un problema en 2 dimensiones no viscoso.

Este método discretiza las ecuaciones en cada uno de los nodos del dominio, en los que previamente se realiza una discretización espacial. La integral de superficie que aparece en el término de la derecha de la ecuación de Navier-Stokes completa (en su forma integral) es aproximada por la suma de los flujos que atraviesan cada una de caras del poliedro. La principal ventaja del método de los volúmenes finitos es que la discretización espacial se lleva a cabo directamente en el espacio físico del problema. Por lo tanto, no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, como ocurre en el método de las diferencias finitas. El método de los volúmenes finitos se basa en la discretización directa de las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía.

Es interesante resaltar que bajo unas ciertas condiciones, el método de los volúmenes finitos es equivalente al método de las diferencias finitas. Por todo esto, hoy en día, es el método más popular [11].

2.10 Condiciones de frontera

Independientemente de la metodología empleada para resolver las ecuaciones gobernantes del flujo de un fluido y transferencia de calor, se deben de especificar unas condiciones de contorno e iniciales.

Las condiciones iniciales determinan el estado de las variables fluidas en el instante t = 0, o en el primer paso del esquema de integración. Es obvio pensar que cuanto más cercana sea la condición inicial a la solución final del problema, menor será el tiempo necesario empleado para la convergencia. Además se reduce la posibilidad de que el problema se vuelva inestable y se llegue a la convergencia de la solución. Una práctica general en aerodinámica es imponer como valores iniciales las condiciones de flujo libre en velocidad, presión, densidad y temperatura.

En toda simulación numérica, se considera una parte del dominio fluido para la resolución de las ecuaciones. Esto da lugar a un contorno artificial donde los valores de las variables fluidas tienen que ser especificados a través de lo que se conoce como condiciones de contorno o frontera, que se aplican a todas las áreas del modelo que se estudia: entrada, salida, paredes, flujos, aperturas, simetrías, entre otros [11].

2.11 Software Ansys cfx

Existen en el mercado una gran gama de softwares de CFD. El paquete computacional escogido para este estudio es el software ANSYS CFX. Éste es un código con fines generales de dinámica de fluidos computacional, que combina un módulo de pre-procesamiento, un potente solucionador y un post-procesador [1].

2.11.1 Estructura de ansys cfx

ANSYS CFX consiste en un software de cinco módulos relacionados por medio del flujo de información requerida para realizar un estudio de CFD. En la Fig. 2.13 se presentan los cinco módulos con los que cuenta ANSYS CFX.

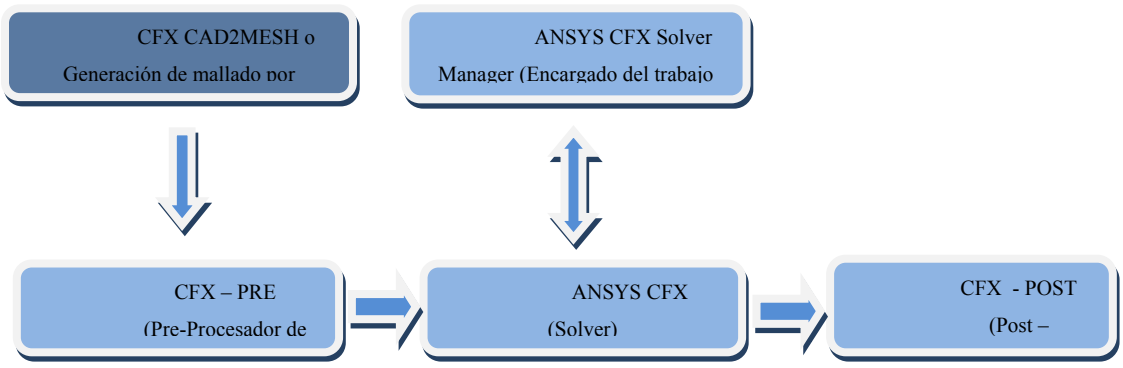


Figura 2.13. Módulos de software ANSYS CFX [1].

2.11.2 Ansys cfx-pre

ANSYS CFX-PRE puede importar los archivos de mallado generados por una gran variedad de software comerciales destinados a este fin. La física del flujo, las condiciones de frontera, valores iniciales y parámetros del solucionador son especificados en ANSYS CFX-PRE. También, un rango completo de condiciones de fronteras, incluyendo entradas, salidas y aperturas, junto con modelos de transferencia térmica, están todos disponibles en el ANSYS CFX-PRE [1].

2.11.3 Ansys cfx-solver

ANSYS CFX-Solver resuelve todas las variables en la simulación del problema especificado en ANSYS CFX-PRE. Una de las características más importantes de ANSYS CFX es que usa un solucionador acoplado, en el cual todas las ecuaciones hidrodinámicas se resuelven como un sistema simple. El solucionador acoplado es

más rápido que el solucionador segregado tradicional y requiere pocas iteraciones para obtener una solución convergente [1].

2.11.4 Ansys cfx-solver manager

El ANSYS CFX-Solver Manager es el módulo que proporciona mayor control para llevar a cabo las tareas de CFD. Entre sus funciones más importantes están:

Especificar los archivos de entrada al ANSYS CFX-Solver.
Inicio/detención del ANSYS CFX-Solver.
Supervisar el progreso de la solución.
Configurar ANSYS CFX-Solver para cálculos en paralelo.

2.11.5 Ansys cfx-post

ANSYS CFX-Post proporciona las herramientas interactivas y avanzadas de los gráficos del post procesamiento para presentar los resultados de la simulación en ANSYS CFX. Sus características incluyen [1]:

Post procesamiento cuantitativo.
Línea de comando, archivo de la sesión o entrada del archivo de estado.
Variables definidas por el usuario.
Generación de una variedad de objetos gráficos donde la visibilidad, transparencia, color y la presentación pueden ser controladas.

CAPÍTULO III
MODELO MATEMÁTICO Y NUMÉRICO

3.1 Modelo matemático

En ciencias aplicadas, un modelo matemático es uno de los tipos de modelos científicos, que emplea algún tipo de formulismo matemático para expresar: relaciones, proposiciones sustantivas de hechos, variables, parámetros, entidades y relaciones entre variables y/o entidades u operaciones, para estudiar comportamientos de sistemas complejos ante situaciones difíciles de observar en la realidad.

En este trabajo se estudió el mecanismo de transferencia de calor por convección asociado con la dinámica del flujo de un fluido, para el caso de flujo cruzado en un banco de tubos con diferentes arreglos de espaciamiento (ver Fig. 3.1). Este tipo de problemas es gobernado por las ecuaciones de flujo de fluido y transferencia de calor.

Figura 3.1. Esquema del dominio para un banco de tubos.

Se realizaron simulaciones numéricas del complejo fenómeno que ocurre cuando pasa un flujo (aire) a través de diferentes arreglos de tubos (arreglo alineado y arreglo escalonado de pasos constantes) variando el número de Reynolds y el número de Prandtl.

3.1.1 Ecuaciones gobernantes del flujo de un fluido y transferencia de calor

Las ecuaciones que rigen el flujo de un fluido se representan por medios de enunciados matemáticos de las leyes físicas de la conservación.

La masa de un fluido se conserva.

La variación del momento es igual a la suma de todas las fuerzas sobre una partícula de fluido.

La razón de cambio de la energía es igual a la suma de la tasa de absorción de calor y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula de fluido.

Considerando un fluido continuo deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones antes de realizar un análisis de las ecuaciones gobernantes:

Para el análisis de los flujos de fluidos en escalas de longitud macroscópica, la estructura molecular de la materia y los movimientos moleculares pueden ser ignorados.

Se describe el comportamiento del fluido en términos de propiedades macroscópicas, tales como: velocidad, presión, densidad y temperatura, derivadas espacial y temporalmente. Estos pueden ser considerados de forma más adecuada, como un promedio de grandes números de moléculas.

Una partícula de fluido o punto de un fluido es el elemento más pequeño posible de fluido cuyas propiedades macroscópicas no están influenciados por moléculas individuales.

Ahora considerando un pequeño elemento de fluido con lados δx, δy y δz (ver Fig. 3.2) se pueden medir de manera sistemática los cambios en la masa, momento y energía de la partícula de fluido, debido al flujo del fluido a través de sus fronteras, conduciendo así, a las ecuaciones de flujo de fluidos.

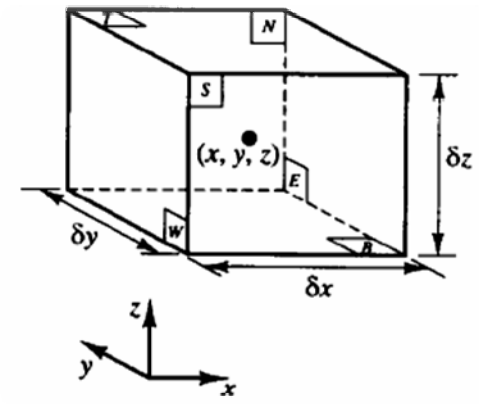


Figura 3.2. Elemento de fluido para las leyes de conservación [20].

Todas las propiedades de los fluidos son funciones del espacio y el tiempo por lo que estrictamente se necesita escribir ρ(x, y, z, t), p(x, y, z, t), T(x, y, z, t) y V(x, y, z, t) para la densidad, presión, temperatura y el vector de velocidad, respectivamente [20].

3.1.1.1 Ecuación de la continuidad

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de la masa es la de escribir un balance de masa para el elemento de fluido, donde

La Tasa de aumento en la masa del elemento de fluido = *La tasa total de flujo de masa en el elemento de fluido*

siendo la tasa de aumento en la masa del elemento de fluido:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \tag{3.1}$$

Lo próximo que se necesita es el flujo másico total que pasa a través de una cara del elemento y que viene dado por el producto de la densidad, el área y la componente de velocidad normal a la cara. En la Fig. 3.3 se puede observar que la tasa neta de flujo másico en el elemento a través de sus límites está dada por:

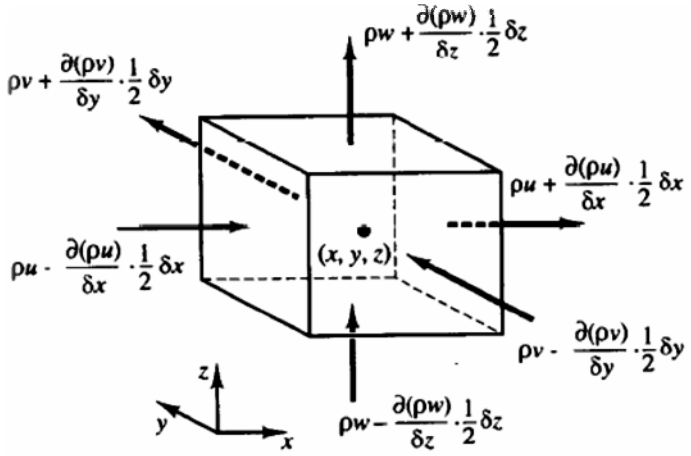


Figura 3.3. Flujo másico en la entrada y a la salida del elemento de fluido [20].

$$\left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}\frac{1}{2}\delta x\right)\delta y \delta z - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}\frac{1}{2}\delta x\right)\delta y \delta z \tag{3.2}$$

$$+\left(\rho v-\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}\frac{1}{2}\delta x\right)\delta x\delta z-\left(\rho v+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}\frac{1}{2}\delta x\right)\delta x\delta z$$

$$+\left(\rho w-\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\frac{1}{2}\delta z\right)\delta x\delta y-\left(\rho w-\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\frac{1}{2}\delta z\right)\delta x\delta y$$

Todos los términos resultantes del balance de masa resultante divididos entre el volumen $\delta x\ \delta y\ \delta z$ produce la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{3.3}$$

siendo la ecuación anterior, para estado estacionario y en tres dimensiones, la ecuación de la continuidad o conservación de la masa en cualquier punto de un fluido compresible.

Para un fluido incompresible la densidad ρ puede tomarse como constante y la ecuación seria [20]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{3.4}$$

3.1.1.2 Ecuaciones de Navier – Stokes

Las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes, son un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de un fluido. Estas ecuaciones se obtienen generalmente en su formulación integral, y aplicando diferentes teoremas matemáticos se llega a la llamada formulación diferencial, que generalmente es más útil para la resolución de los problemas que se plantean en la mecánica de fluidos. Estas ecuaciones surgieron

del trabajo del ingeniero francés Claude-Louis Navier y del matemático irlandés George Stokes. El primero en obtener estas ecuaciones fue el francés, en 1822. De hecho, lo único que hizo fue modificar unas ecuaciones ya existentes y obtenidas por el famoso matemático Euler, de modo que incluyesen las fuerzas existentes entre las moléculas del fluido. Aproximadamente 20 años después, Stokes justificó las ecuaciones del ingeniero francés deduciéndolas adecuadamente.

A pesar de que las ecuaciones de Navier-Stokes son sólo una aproximación del comportamiento real de los fluidos, se utilizan para estudiar cualquier aspecto que tenga que ver con éstos. Las Ecs. (3.5) hasta (3.7) forman el sistema de ecuaciones de la cantidad de movimiento o también conocido con el nombre de ecuaciones de Navier – Stokes [16]:

$$\rho\frac{Du}{Dt} = X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}div\cdot\vec{v}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] \tag{3.5}$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt} = Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}div\cdot\vec{v}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] \tag{3.6}$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt} = Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}div\cdot\vec{v}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] \tag{3.7}$$

donde:

u, v, w = Componentes rectangulares de la velocidad

X, Y, Z = Fuerzas de masa (peso)

$\vec{v}$ = Vector velocidad

Estas ecuaciones constituyen el fundamento de toda la mecánica de fluidos.

3.1.1.3 Ecuación de energía

La ecuación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica, donde

La tasa de incremento de la energía en una partícula de fluido	=	*La tasa neta de calor transferido a la partícula de fluido*	*La tasa neta de trabajo realizado sobre la partícula de fluido*

siendo el incremento en la cantidad de energía de un fluido:

$$\rho \frac{DE}{Dt} \qquad 3.8)$$

A menudo, la energía de un fluido se define como la suma de la energía interior (térmica), la energía cinética y la energía potencial gravitatoria. Esta definición considera que el fluido almacena energía potencial gravitatoria. Tomando en cuenta el punto anterior e incluyendo los efectos de los cambios de energía potencial, la ecuación de la energía viene dada por:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -div(pu) + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zz})}{\partial z} + div(k\ grad\ T) + S_E \qquad \textbf{(3.9)}$$

siendo

$$E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) \tag{3.10}$$

donde

i = Energía térmica interna

S_E = Fuente de energía

Esta ecuación se adapta perfectamente para extraer los cambios de la energía cinética y obtener una ecuación para la energía interna o temperatura.

Para flujos compresibles la Ec. (3.10), puede reordenarse con la ecuación de entalpia, siendo las ecuaciones de entalpia especifica h y la entalpia especifica total h_o definidas por [20]:

$$h = i + \frac{p}{\rho} \tag{3.11}$$

$$h_o = h + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) \tag{3.12}$$

combinando estas 2 definiciones, la energía especifica E queda:

$$h_o = i + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) = E + \frac{p}{\rho} \tag{3.13}$$

Para cerrar el modelo numérico es necesario establecer las condiciones de contorno que se aplicarán al dominio, basándose en las recomendaciones del software comercial seleccionado, para este estudio se estableció:

Entrada: Velocidad del fluido, componente normal $u = V$.

Salida: Presión de salida del fluido, $P_{spec.} = 0$.

Cilindros: Condición de no deslizamiento en las paredes, $V = 0$.

3.2 Modelo numérico

La existencia actual de potentes modelos de análisis, permite reproducir comportamientos estructurales complejos además de realizar estudios preliminares previos a la realización de una campaña experimental para analizar el problema a investigar y conocer los parámetros que van a gobernar dicho problema. Permiten también, obtener de forma aproximada los resultados previsibles y así poder adoptar el esquema de instrumentación más adecuado en cada experimento. Dicho estudio preliminar solamente puede realizarse mediante la utilización de un modelo numérico que tenga en cuenta todas las variables que intervienen en el problema. El modelo numérico permite posteriormente (comparando los resultados del modelo con los resultados experimentales) verificar la adaptación de dicho modelo y proporcionar valores de las variables no medidas experimentalmente. Se utiliza además para la posterior realización de estudios paramétricos derivados del análisis de los resultados experimentales, de manera que permita reproducir la experimentación de manera sistemática, con una amplia variación de los parámetros más importantes.

3.3 Discretización del dominio

El dominio de cálculo debe ser discretizado para la resolución numérica de las ecuaciones. La discretización del dominio espacial consiste en la división de este espacio en un conjunto de pequeños sub-dominios, los cuales con frecuencia son llamados volúmenes de control. El conjunto de sub-dominios que debe cubrir todo el dominio, constituye la malla computacional. La resolución numérica de las ecuaciones discretizadas por la técnica de volúmenes finitos calcula los valores de las variables del fluido en el interior de las celdas.

La generación de la malla se efectúo a través de la aplicación CFX-Mesh, controlando la densidad de la malla en todas las zonas, y refinando aquellas de mayor interés. El CFX-Mesh es un generador de mallas de alta calidad para simulaciones en CFD.

En este trabajo, la malla generada en toda la geometría es del tipo no estructurada, en ellas se variaron los espaciamientos del cuerpo y las caras (Body Spacing y Face Spacing), los cuales producen una malla de superficie triangular utilizando el método de Delaunay y una malla de volumen a través del método de Avance Frontal, que puede contener elementos en forma de tetraedros, prismas y pirámides. También, se utilizó la opción de inflación que desarrolla elementos volumétricos hexaédricos por capas, permitiendo calcular con facilidad y eficiencia el comportamiento en la capa límite.

3.4 Discretización numérica de las ecuaciones gobernantes por el método de los volúmenes finitos (mvf)

Esta metodología implica la discretización espacial del dominio en volúmenes de control finitos usando un mallado. Las ecuaciones que gobiernan se integran sobre cada volumen de control, tal que la cantidad relevante (masa, cantidad de movimiento, energía, entre otros) se conserva en un sentido discreto para cada volumen de control.

La Fig. 3.4 muestra un mallado típico con profundidad unitaria (de modo que sea de dos dimensiones), en la cual una superficie de volumen finito es representada por el área sombreada.

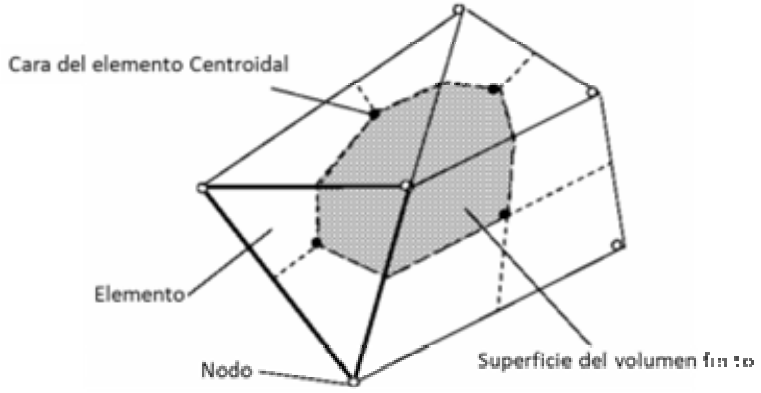


Figura 3.4. Superficie de volumen finito [2].

Cada nodo es rodeado por un sistema de superficies que abarcan el volumen finito. Todas las variables de la solución y propiedades del fluido se almacenan en los nodos del elemento. Considere la forma media de las ecuaciones de la conservación para la masa, cantidad de movimiento y un escalar pasivo, expresado en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \tag{3.14}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right) + \rho \bar{g} \tag{3.15}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{eff}\left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right)\right) + S_\phi \tag{3.16}$$

Estas ecuaciones se integran sobre un volumen del control, y el teorema de la divergencia de Gauss es aplicado para convertir integrales de volumen en integrales de superficie. Para los volúmenes de control que no se deforman en el tiempo, las derivadas temporales se pueden mover fuera de las integrales de volumen y las ecuaciones se convierten:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho dV + \int_s \rho U_j dn_j = 0 \tag{3.17}$$

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho U_i dV + \int_s \rho U_j U_i dn_j = -\int_V P dn_j + \int_s \mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \tag{3.18}$$

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\phi dV + \int_s \rho U_j \phi dV dn_j = \int_s \Gamma_{eff}\left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right) dn_j \int_V S_\phi dV \tag{3.19}$$

donde V y s denotan respectivamente volumen y superficie de las regiones de integración, y dn_j son los componentes cartesianos del diferencial del vector superficial normal exterior. Las integrales de superficie son los resultados de las integrales de los flujos, mientras que las integrales de volumen representan las fuentes o términos de acumulación.

El primer paso para solucionar funciones continuas es aproximarlas usando funciones discretas. Ahora considere un elemento aislado del mallado tal como el que se muestra en la Fig. 3.5:

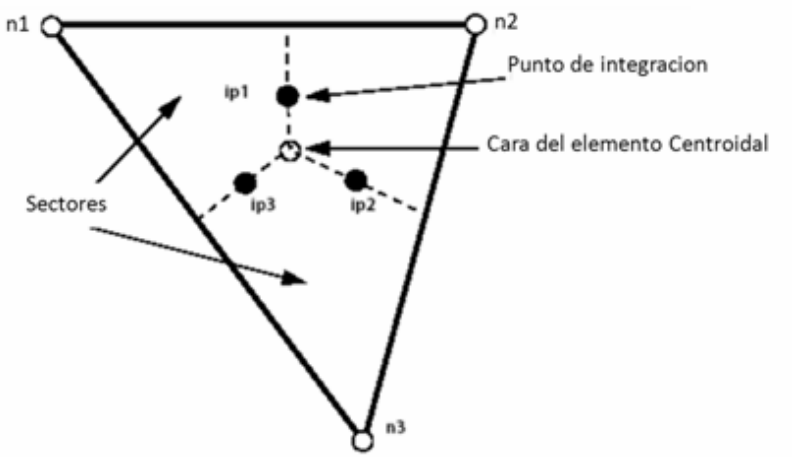


Figura 3.5. Elemento del mallado [2].

Los flujos superficiales se deben discretizar, representado los puntos de integración para completar la conversión de la ecuación de continuidad en su forma discreta. Los puntos de la integración *ip*, están situados en el centro de cada segmento superficial en un elemento en tres dimensiones que rodea el volumen finito.

$$V\left(\frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t}\right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip}(U_i)_{ip} = \sum_{ip}(P\Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\Delta n_j\right)_{ip} + \overline{S_{U_i}}V \tag{3.20}$$

La forma discreta de las ecuaciones integrales se escribe como:

$$V\left(\frac{\rho-\rho^{o}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\left(\rho U_{j}\Delta n_{j}\right)_{ip}=0 \tag{3.21}$$

$$V\left(\frac{\rho\phi-\rho^{o}\phi^{o}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\dot{m}_{ip}\phi_{ip}=\sum_{ip}\left(\Gamma_{eff}\frac{\partial\phi}{\partial x_{j}}\Delta n_{j}\right)_{ip}+\overline{S_{\phi}}V \tag{3.22}$$

donde V es el volumen de control, el subíndice ip denota un punto de integración para la suma de todos los puntos de integración del volumen finito, Δnj es la superficie exterior discreta del vector, Δt es el paso del tiempo. Los exponentes o se refieren al nivel del tiempo anterior, proporcionando de esta manera el esquema hacia atrás de Euler de primer orden. El flujo másico discreto que atraviesa una superficie del volumen finito, se denota $\dot{m}_{ip}$ y es dado por [2]:

$$\dot{m}_{ip}=\left(\rho U_{j}\Delta n_{j}\right)_{ip} \tag{3.23}$$

A continuación se presentan las diferentes ecuaciones gobernantes del flujo de un fluido y transferencia de calor discretizadas espacialmente por el método de volúmenes finitos (MVF), y que utiliza el programa ANSYS CFX.

Ecuación de la continuidad

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho V)=0 \tag{3.24}$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial\rho V}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho V\otimes V)=\nabla\cdot\left(-\rho\delta+\mu(\nabla V+(\nabla V)^{T})\right)+S_{M} \tag{3.25}$$

S_M es la fuente de la cantidad de movimiento

Ecuación de energía

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (V \cdot \tau) + V \cdot S_M + S_g \tag{3.26}$$

h_{tot} es la entalpía total, relativa a la entalpía estática h(T,p) definida por la Ec. (3.27):

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}V^2 \tag{3.27}$$

El término $\nabla \cdot (V \cdot \tau)$ representa el trabajo debido a las tensiones viscosas y se le llama trabajo viscoso. El término $(V \cdot S_M)$ representa el trabajo debido a las fuentes de momento externo.

3.5 Formulación numérica de las condiciones de contorno

El programa ANSYS CFX trabaja con las siguientes relaciones para las condiciones contorno:

Tabla 3.1 Condiciones de contorno aplicadas por el programa ANSYS CFX

ENTRADA	*u*	*V*
	v	0

	w	0
	T_i	T
SALIDA		$P_{spec.} = \frac{1}{A}\int_s P_{ip}\, dA = 0$
PARED CILINDROS	U v w	0 0 0
	T_s	T
SIMETRÍA	$u_n = 0$	$\frac{\partial \varphi}{\partial_n} = 0$

3.6 Coeficientes de arrastre y sustentación

Los coeficientes de arrastre y sustentación fueron calculados mediante las ecuaciones descritas en el capítulo 2, con la salvedad de que fueron adaptadas al módulo del ANSYS CFX, quedando de la siguiente manera:

$$C_D = \frac{\cos(ang)\, force_x()@Pared\ Cilindro + \sin(ang)\ force_y()@Pared\ Cilindro}{0.5\ massFlowAve(Density)@Entrada\ V^2\ D\ L}$$

$$C_L = \frac{\cos(ang)\, force_y()@Pared\ Cilindro + \sin(ang)\ force_x()@Pared\ Cilindro}{0.5\ massFlowAve(Density)@Entrada\ V^2\ D\ L} \quad (3.29)$$

donde

force_x - *force_y* = Componentes de la fuerza en sus respectivos ejes (comandos CFX)

massFlowAve = Promedio del flujo másico (comando CFX)

ang = Angulo de incidencia de la velocidad en la pared del cilindro (este caso *ang* = 0)

Estos coeficientes fueron expresados en función del tiempo el cual se trabajó de forma adimensional por medio de la siguiente expresión

$$t' = \frac{t\,V}{D} \tag{3.30}$$

donde

t' = Tiempo adimensional

3.7 Formulación numérica para flujo cercano a la pared

La aproximación de la función de pared en CFD es una extensión del método de Launder y Spalding. En la región de la ley logarítmica, la velocidad tangencial cercana a la pared es relacionada al esfuerzo cortante en la pared mediante una relación logarítmica.

En la aproximación de la función de pared, la región de la subcapa afectada por la viscosidad es resuelta por el empleo de formulaciones empíricas para proporcionar condiciones de frontera cercanas a la pared para las ecuaciones de flujo promedio y transporte turbulento. Estas formulaciones conectan a las condiciones de pared con las variables dependientes en el nodo de la malla cercano a la pared, el cual se supone está localizado en la región completamente turbulenta de la capa límite.

La relación logarítmica para la velocidad cercana a la pared está dada por las Ecs. (3.31) hasta (3.33):

$$v^+ = \frac{V_t}{v_\tau} = \frac{1}{\kappa}\ln(y^+) + C \tag{3.31}$$

donde

$$y^+ = \frac{\rho\, \Delta y\, v_\tau}{\mu} \tag{3.32}$$

$$v_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{3.33}$$

v^+ es la velocidad cercana a la pared, v_τ es la velocidad de fricción, V_t es conocida como la velocidad tangente a la pared a una distancia Δy desde la pared, y^+ es la distancia adimensional desde la pared, τ_ω es el esfuerzo cortante en la pared, κ es la constante de Von Karman y C es la constante de la capa logarítmica dependiente de la rugosidad de la pared.

La Ec. (3.31) tiene el problema de volverse singular en puntos de separación donde la velocidad cercana a la pared, V_t se aproxima a 0. En la región logarítmica, una escala de velocidad alternativa, v^*, puede ser utilizada en lugar de v_τ por medio de la Ec. (3.34):

$$v^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \tag{3.34}$$

Esta escala tiene la útil propiedad de que no tiende a 0 si V_t tiende a 0 (En flujo turbulento k nunca tiende a ser completamente 0). Basado en esta definición, se puede obtener la Ec. (3.35) [2]:

$$v_\tau = \frac{V_t}{\frac{1}{\kappa}\log(y^*) + C} \tag{3.35}$$

donde

$$y^* = \frac{\rho\, v^*\, \Delta y}{\mu} \tag{3.36}$$

El valor absoluto del esfuerzo cortante en la pared se obtiene de la Ec. (3.37):

$$\tau_\omega = \rho\, v^* v_\tau \tag{3.37}$$

3.8 Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia son utilizados para predecir los efectos de la turbulencia en el flujo de un fluido sin tener que resolver todas las pequeñas escalas de las fluctuaciones turbulentas. Han sido desarrollados varios modelos que se puede utilizar para aproximarse a la turbulencia basadas en las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS).

Para poder predecir los efectos de la turbulencia, una gran cantidad de investigaciones en CFD se han concentrado en los métodos que hacen uso de modelos de turbulencia. Estos se han desarrollado específicamente para explicar los efectos de la turbulencia sin recurso de un mallado fino prohibitivo y simulación numérica directa. Se eligió trabajar con el modelo de turbulencia de *k*-*ε* y el modelo turbulencia *k*-ω basado en Shear Stress Transport (SST) *k*-ω, el primero por ser utilizado en la mayoría de los códigos de CFD con propósitos generales y ser considerado el modelo estándar de la industria; y el modelo SST por ser recomendado por el programa de ANSYS CFX para simulaciones que impliquen separación de fluido en la capa de límite [2].

3.8.1 Modelo de turbulencia *k*-*ε*

Uno de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones más prominentes, es el modelo de *k*-*ε* (*k*-*epsilon*), el cual ha sido utilizado en la mayoría de los códigos de CFD con propósitos generales y se considera el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable, numéricamente robusto y tiene un régimen establecido de capacidad predictiva. Para los fines generales de las simulaciones, el modelo *k*-*ε* ofrece un buen compromiso en términos de exactitud y robustez.

Mientras los modelos estándar de dos ecuaciones, tal como *k*-*ε,* proporcionan buenas predicciones para muchos flujos de interés en ingeniería, también existen aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser convenientes. Entre éstas están:

Flujos con separación en la capa límite.
Flujo de fluidos rotatorios.
Flujos por encima de superficies cilíndricas

El modelo *k-ε* introduce nuevas variables al sistema de ecuaciones. La ecuación de movimiento:

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \otimes V) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla V) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla V)^T + B \tag{3.38}$$

donde B es la suma de las fuerzas del cuerpo, μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia y p' es la presión modificada dada por la Ec. (3.39):

$$p' = p + \frac{2}{3}\rho k \tag{3.39}$$

El modelo *k-ε*, se basa en el concepto de la viscosidad remolino, de modo que la Ec. (3.40) queda de la siguiente forma:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{3.40}$$

donde μ es la viscosidad turbulenta. El modelo *k-ε* asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta *(k)* y la tasa de disipación turbulenta *(ε),* mediante:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.41}$$

donde C_μ es una constante. Los valores de k y ε vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta, las cuales vienen dadas por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{3.42}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla \varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1} P_k - P C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) \tag{3.43}$$

donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε son constantes, P_k es la producción turbulenta debido a las fuerzas viscosas y a las fuerzas de flotación, la cual es modelada empleando la Ec. (3.44):

$$P_k = \mu_t \nabla V \cdot (\nabla V + \nabla V^T) - \frac{2}{3}\nabla \cdot V(3\mu_t \nabla \cdot V + \rho k) + P_{kb} \tag{3.44}$$

Para flujo incompresible, $\nabla \cdot V$ es cero y $\frac{2}{3}\nabla \cdot V(3\mu_t \nabla \cdot V + \rho k)$ no contribuye significativamente a la producción turbulenta. Mientras que para flujo compresible, el término $\nabla \cdot V$ es grande en regiones con altas divergencias de velocidad, por ejemplo en choques [2].

3.8.2 Modelo de turbulencia *k*-ω basado en el transporte del esfuerzo cortante (SST) *k*-ω

Uno de los mayores problemas en el modelado de la turbulencia es la predicción exacta de la separación del flujo en una superficie lisa. Los modelos estándar de turbulencia de dos ecuaciones a menudo no pueden predecir el inicio y la separación del flujo bajo las condiciones adversas de un gradiente de presión. Los modelos desarrollados para solucionar este problema han demostrado un significativo aumento

en la predicción exacta de la separación del flujo en un gran número de casos de prueba y en usos industriales.

Actualmente, los modelos más prominentes de dos ecuaciones en esta área son los modelos de *k-ω* de Menter y el modelo basado en el transporte del esfuerzo cortante o Shear-Stress-Transport (SST) que fueron diseñados para dar predicciones más exactas del inicio y de la cantidad de separación del flujo bajo gradientes de presión adversos incluyendo los efectos de transporte que se dan en la formulación de viscosidad Eddy. Esto da lugar a una mejora importante en términos de predicciones de la separación de flujos en superficies curvas.

El modelo k-ω basado en SST proporciona un modelo para el desarrollo de las ecuaciones de la tensión cortante dentro de la turbulencia. Este modelo ha confirmado ser preciso para demostrar la aparición y separación de un flujo bajo la presencia de gradientes adversos de presión.

La ecuación de transporte puede ser obtenida por un limitador en la formulación de la viscosidad en los vórtices de pequeña escala v_t, de la siguiente forma:

$$v_t = \frac{a_1 k}{max(a_1\omega, S\,F_2)} \tag{3.45}$$

donde

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \tag{3.46}$$

F_2 es una función de transición, que restringe al limitador de la capa límite en la pared, y viene dada por:

$$F_2 = \tanh(ar\ g_2^2) \tag{3.47}$$

donde

$$ar\ g_2 = max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right) \tag{3.48}$$

S es una constante de la velocidad de deformación y ω es la velocidad angular.

Las funciones de transición son críticas para el correcto desarrollo de este modelo. Su formulación se basa en las variables del flujo que se encuentren más cerca a la superficie [2].

3.9 Esquema de advección

Para la discretización completa del término de advección, la variable ϕ_{ip} se debe relacionar con los valores nodales de ϕ. Los esquemas de advección implementados por ANSYS CFX son de la forma presentada en la Ec. (3.49):

$$\emptyset_{ip} = \emptyset_{up} + \beta \nabla \emptyset \cdot \Delta \vec{r} \tag{3.49}$$

donde ϕ_{up} es el valor en el nodo del upwind (aguas arriba), y $\vec{r}$ es el valor desde el nodo upwind al *ip*. Al usar una combinación específica, $\nabla\phi$ es el promedio de los gradientes nodales adyacentes y cuando se usa un esquema de alta resolución $\nabla\phi$ es el gradiente nodal del nodo upwind. La opción particular de β es la que da lugar a los diferentes esquemas.

En el presente estudio se utilizó el esquema de alta resolución (HRS), el cual utiliza una formula no lineal, dada por β para cada nodo. Tratando de que β sea lo más cercano posible a 1 sin introducir nuevos extremos. Muchos de los diferentes esquemas desarrollados en CFD se basan en aproximaciones series de expansión (tales como las series de Taylor) para funciones continuas. Mientras más términos de expansión son usados en el esquema diferencial, más exacta será la aproximación (pero a expensas de un mayor costo computacional) [2].

3.10 Criterio de convergencia

ANSYS CFX calcula residuos normalizados para calificar la convergencia de los problemas simulados. El solucionador emplea el residuo normalizado para detener una ejecución cuando se ha alcanzado un nivel de residuo específico. La tasa de convergencia (R) viene dada por la ecuación:

$$Rate = R = \frac{R_n}{R_{n-1}} \tag{3.50}$$

donde R_n es el residuo de la iteración actual y R_{n-1} es el residuo de la iteración anterior.

El Software permite seleccionar el criterio para detener la ejecución entre dos normas disponibles para el cálculo de los residuos.

La norma “Raíz del Promedio de los Cuadrados” (RMS por sus siglas en inglés), eleva al cuadrado el residuo normalizado en cada volumen de control del

dominio, suma todos los cuadrados, se promedian , para finalmente sacar la raíz cuadrada a este valor

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(R)^2} \tag{3.51}$$

donde *n* es el número de volúmenes de control en el dominio y *R* es el residuo de cada uno de esos volúmenes.

La segunda norma conocida como MAX establece que el valor del residuo es igual al máximo valor absoluto de todos los residuos del dominio:

$$MAX = max|R| \tag{3.52}$$

En este trabajo se considera como criterio de convergencia la norma RMS con un nivel de convergencia o límite de residuo de $1x10^{-4}$, el cual es considerado como un nivel bueno y recomendado por el software [2].

CAPÍTULO IV
VALIDACIÓN DEL TRABAJO

En toda investigación es necesario seguir una metodología de trabajo que permita mediante el análisis de un experimento, obtener resultados confiables. Cuando se trabaja con dinámica de fluidos computacional es necesario realizar un cierto número de simulaciones con el propósito de comparar los resultados de las mismas, con resultados experimentales de otros trabajos, esto con el propósito de validar el código o programa que se está usando, en este caso ANSYS CFX. En este capítulo se presenta, en forma detallada, cada uno de los pasos que se siguieron para la configuración del programa usado y la validación de los resultados.

La investigación y recopilación de la información referente al estado del arte de la dinámica de fluidos con transferencia de calor en bancos de tubos fue realizada a través de la consulta de libros de CFD, el manual de software de ANSYS CFX, tesis, internet, entre otros. Esto permitió establecer una base sólida para tener claro los diferentes aspectos involucrados en el flujo de un fluido con transferencia de calor y conocer los diferentes parámetros involucrados en la transferencia de calor dentro de un banco de tubos.

Se estableció como punto de partida para la validación, el estudio de dos problemas físicos relacionados con el trabajo actual, que permitieron configurar y comprobar los resultados obtenidos mediante el programa ANSYS CFX. En la Fig. 4.1 se muestra un flujograma de las etapas seguidas para la validación:

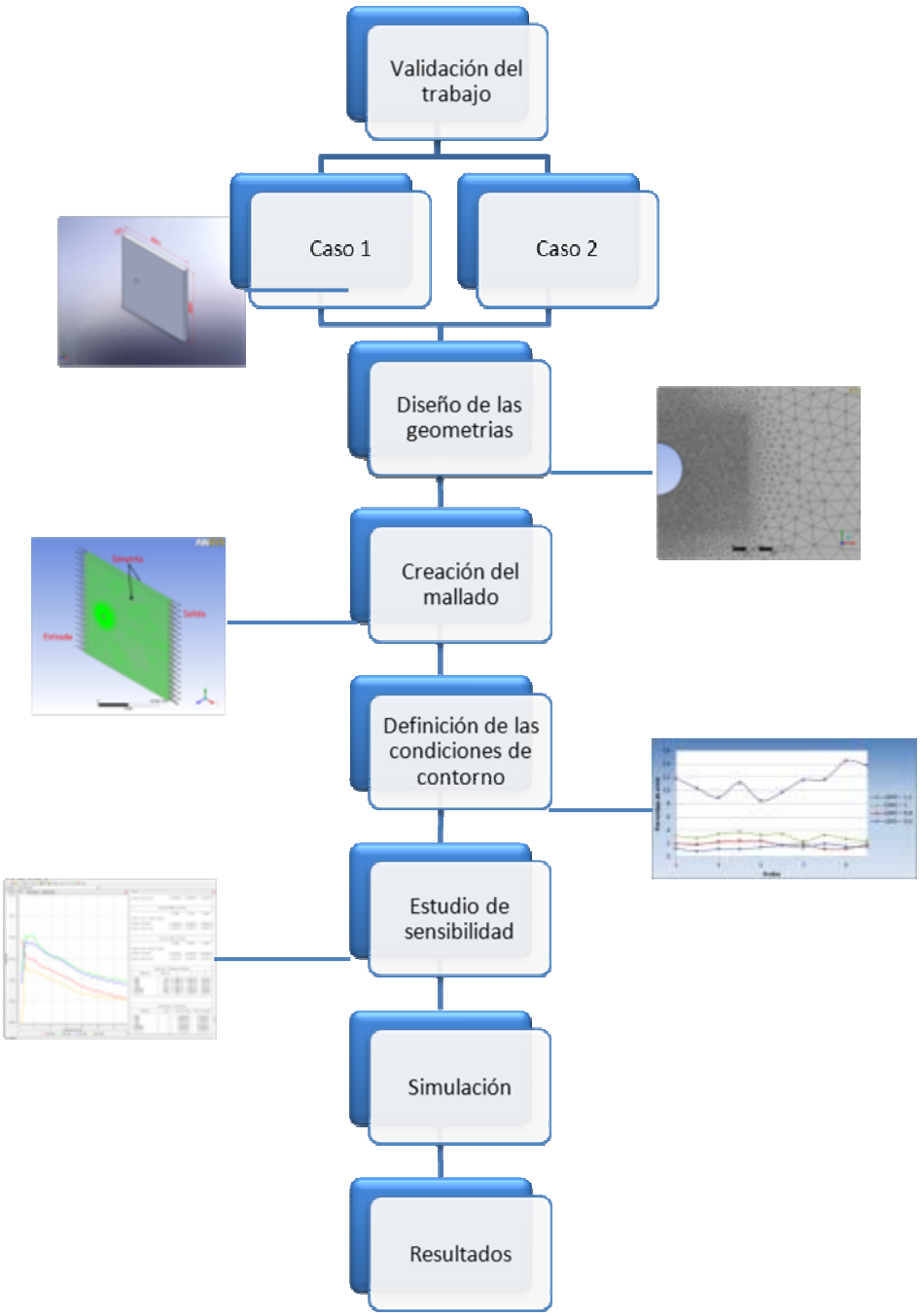


Figura 4.1. Flujograma para la validación del programa.

4.1 Caso 1. Flujo alrededor de un cilindro

En este primer caso, se estudió el flujo de un fluido (aire) alrededor de un cilindro, con el propósito de analizar el comportamiento del flujo en la capa límite del cilindro, determinar los coeficientes de arrastre y sustentación, así como también el número de Strouhal. El flujo alrededor de un cilindro fue simulado en régimen transitorio para observar el desprendimiento de vórtices en el cilindro y estudiar las variaciones temporales de los coeficientes de arrastre y sustentación. Los resultados numéricos obtenidos fueron comparados con investigaciones anteriores de otros autores. En la Fig. 4.2 se muestra un esquema del dominio para un cilindro.

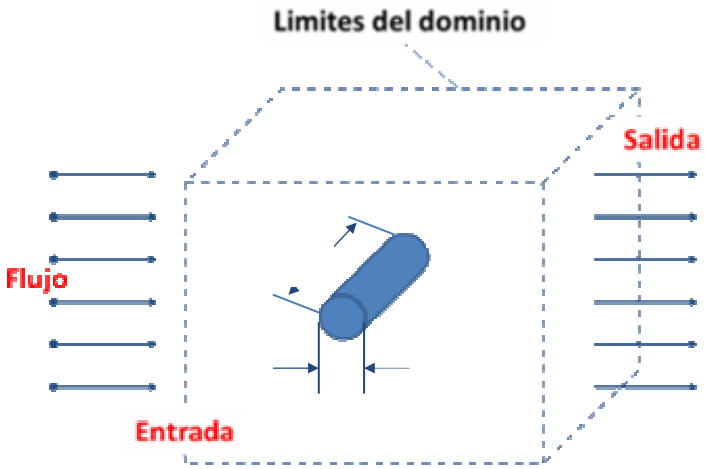


Figura 4.2. Esquema del dominio para un cilindro.

4.1.1 Diseño de la geometría

La elaboración de la geometría se realizó mediante un programa de diseño comercial llamado SOLIDWORKS Premium 2009. Para el caso de un cilindro, la geometría fue diseñada con un diámetro (D) de 1m y una longitud de ancho (L) en el cilindro de 1m (ver Fig 4.3).

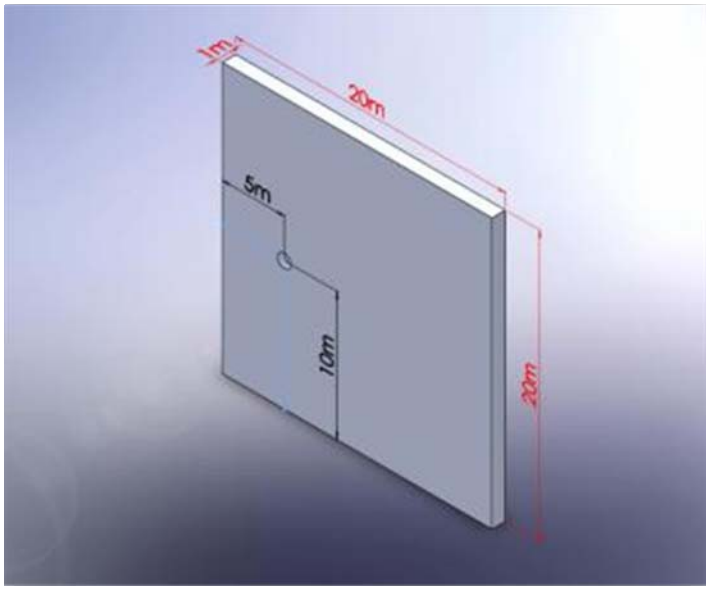


Figura 4.3. Geometría del cilindro.

4.1.2 Creación de la malla

Una vez creada la geometría, se generó el mallado. El espaciamiento en el cuerpo, las caras y los bordes (body spacing, face spacing y edge spacing) y los límites de inflación (inflated boundary) son algunos de los parámetros que se variaron para la generación de la malla. Se seleccionó un tipo de malla no estructurada.

Por lo general, en las regiones cercanas a una superficie o pared, los efectos de la capa límite dan origen a altos gradientes de velocidad y temperatura que van aumentando en la dirección normal a dicha superficie. Por esta razón las mallas requieren que los elementos en estas zonas tengan una refinación más fina. En este caso se utilizó un mayor refinamiento en la superficie del cilindro, (ver Figs. 4.4 y 4.5).

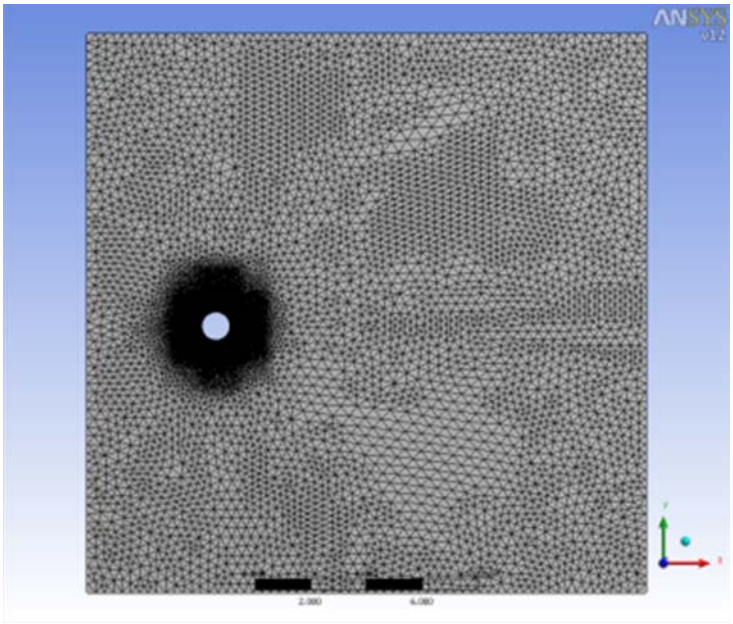


Figura 4.4. Vista frontal de la malla generada para el cilindro en estudio.

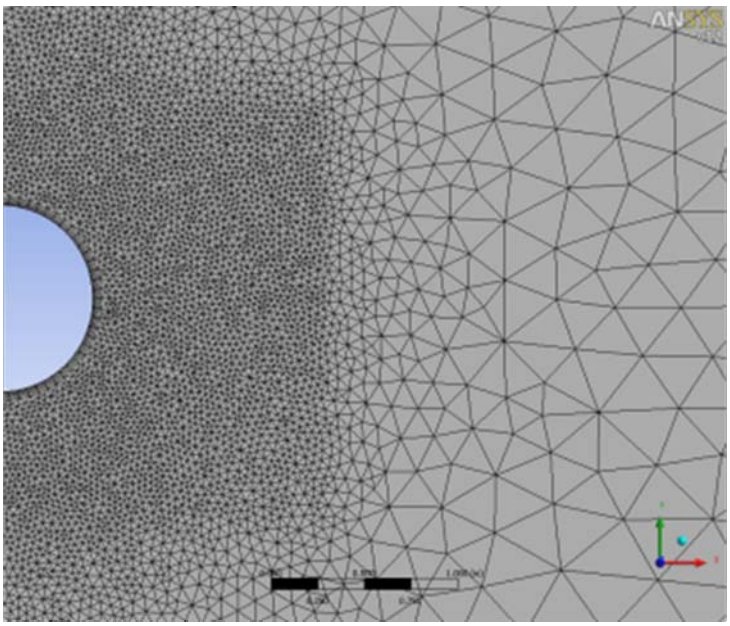


Figura 4.5. Detalle del mallado cerca de la pared del cilindro.

4.1.3 Condiciones de contorno

Se definen los contornos del dominio que serán la entrada, salida y paredes del modelo (ver Fig. 4.6). Para el flujo alrededor de un cilindro se estableció para la entrada: el régimen de flujo, dirección del flujo, velocidad, y temperatura de entrada del fluido. En la salida se colocó: el régimen de flujo y presión de salida. Para el cilindro se aplicó una condición de no deslizamiento en la pared del mismo (v = 0) y de igual forma se aplicaron las condiciones de simetría en las paredes del modelo.

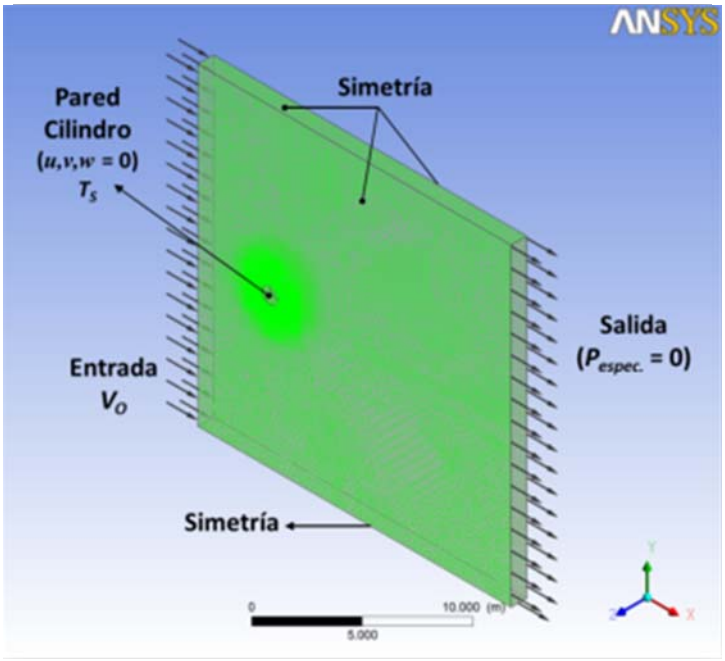


Figura 4.6. Condiciones de contorno aplicadas a la geometría de un cilindro.

Luego de generada la malla del dominio que se utilizó para la simulación, se definieron las características del proceso y del fluido, tipo de simulación y criterio de convergencia. Siendo estos parámetros seleccionados y configurados de acuerdo a lo recomendado por el asesor académico y el manual del software. En la Tabla 4.1 se muestran los parámetros de simulación junto con las condiciones de contorno especificas utilizadas.

Tabla 4.1. Parámetros utilizados para la simulación de un cilindro

PARÁMETROS		CASO 1
Condiciones de simulación	Tipo de simulación	Transitoria
	Modelo de turbulencia	-
	Tipo de transferencia de calor	-
	Tipo de fluido a utilizar	Aire (condiciones estándar)
Condiciones de contorno en los cilindros	Pared	No deslizamiento
Condiciones de contorno a la entrada	Régimen de flujo	Subsónico
	Velocidad (m/s)	1
	Dirección de flujo	Normal a las fronteras
Condiciones de contorno a la salida	Régimen de flujo	Subsónico
	Presión relativa (Pa)	0
Criterio de convergencia		0,0001
Tiempo de paso acumulado (Acumulated Time Step)		5000 / 2000

4.1.4 Estudio de sensibilidad del mallado

Con el fin de verificar la independencia de los resultados con la densidad del mallado empleado, se realizaron una serie de simulaciones de prueba donde el único parámetro a variar fue la densidad de la malla, es decir el número de elementos de la malla. En este trabajo, las distancias entre el cilindro y las paredes del dominio se definieron con el fin de evitar la reflexión de las ondas en el fluido que se producen

por las paredes del dominio. Los diferentes análisis de sensibilidad de los mallados se realizaron variando, el espaciamiento en el cuerpo, las caras y los bordes de los elementos (body spacing, face spacing y edge spacing) lo que permitió la variación del números de elementos. Mientras mayor sea el número de elementos mayor va a ser el tiempo de simulación en favor de resultados más precisos.

Para apreciar la influencia de la densidad del mallado en los resultados del flujo alrededor de un cilindro se estudiaron 3 mallas de densidades diferentes (ver Fig. 4.7). Se calcularon los coeficientes arrastre y sustentación, además del número de Strouhal y los resultados obtenidos se compararon con resultados experimentales de investigaciones anteriores de otros autores.

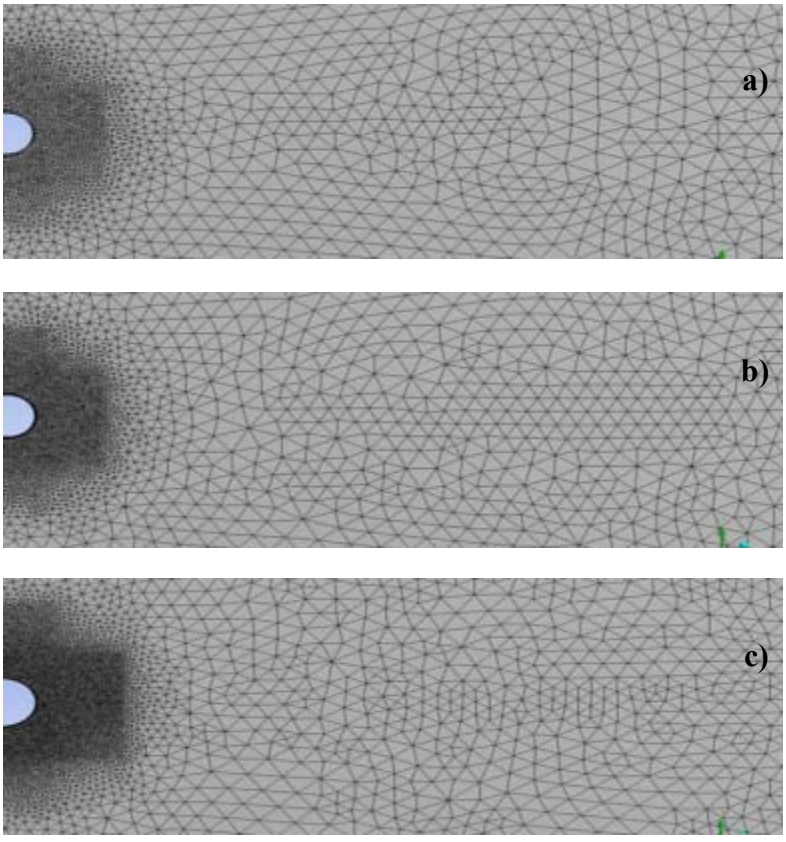


Figura 4.7. Diferentes mallados utilizados en el caso 1: (a) Malla 1 - 488.279 Elementos, (b) Malla 2 - 1.253.706 Elementos, (c) Malla 3 - 2.800.503 Elementos.

4.1.5 Resultados

Una vez seleccionada la malla y configurado los parámetros de la simulación, el programa analiza, simula y resuelve numéricamente el modelo matemático planteado. En la Fig. 4.8 se muestra la interfaz del programa ANSYS CFX en el desarrollo del proceso iterativo.

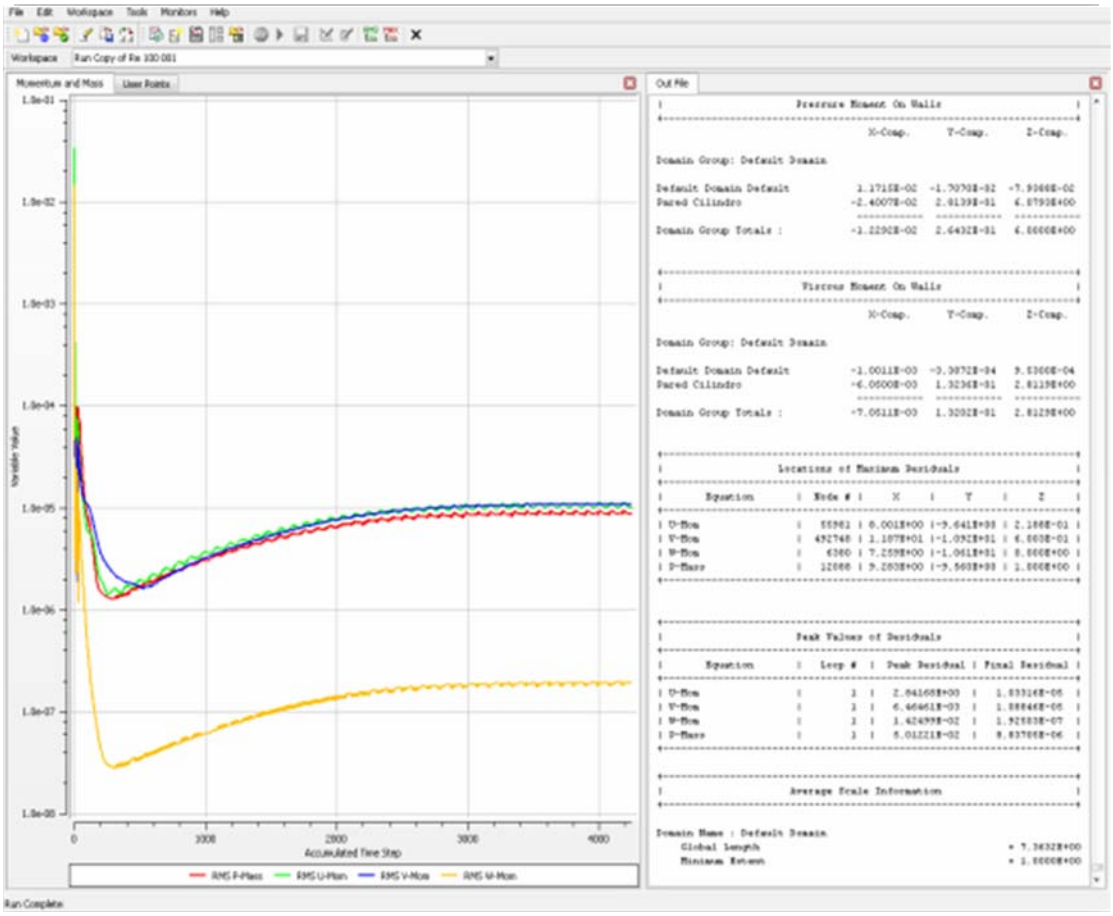


Figura 4.8. Interfaz del programa ANSYS CFX– (Simulación transitoria).

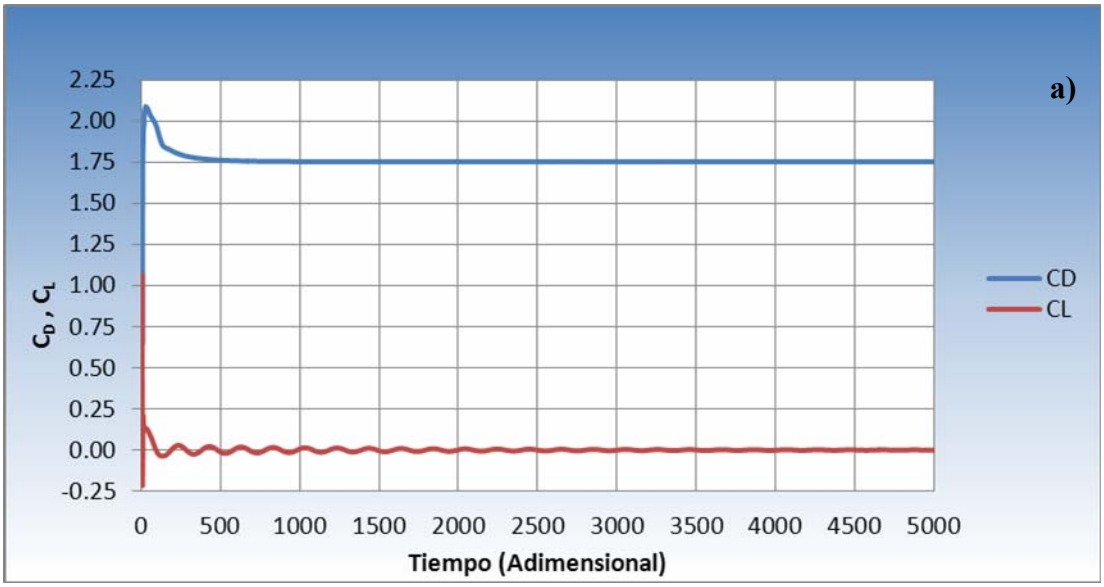
Los resultados de la Tabla 4.2 se tomaron luego de que los residuos RMS de P-Mass, U-Mon, V-Mon y W-Mon alcanzaron el tiempo de paso acumulado (Acumulated Time Step) señalado y la simulación se detuvo.

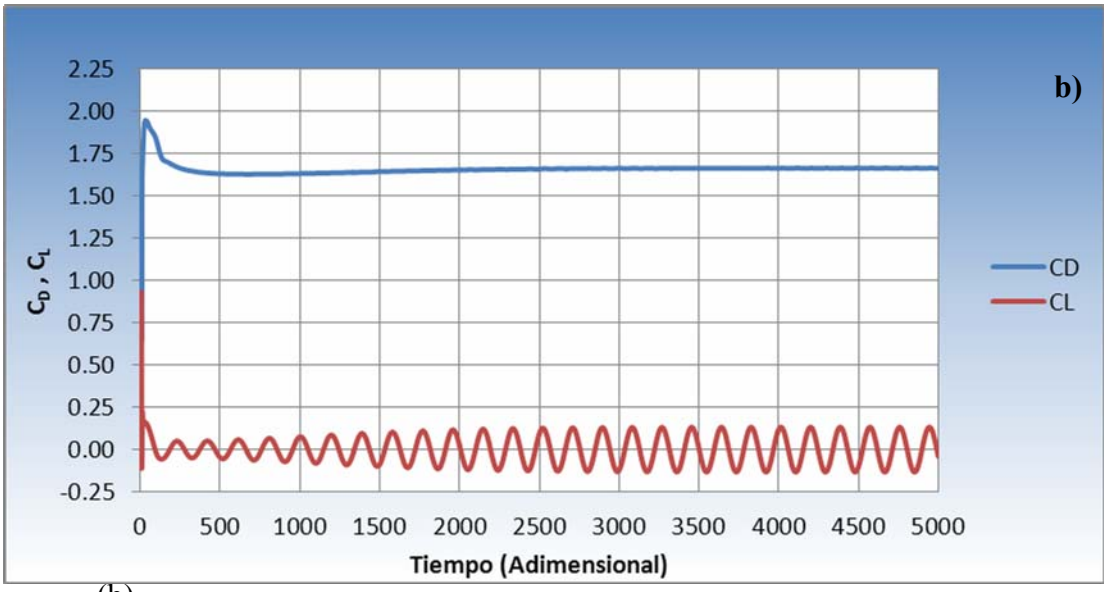
Tabla 4.2. Comparación entre resultados numéricos y experimentales de diversos autores

AUTORES		*Re*	C_D	C_L	S_T
Saiki and Biringen (1996) (Virtual Bounadry Method)		50	1,38	-	0,139
		100	1,26	-	0,171
		200	1,18	-	0,197
Persillon and Braza (1998) (FVM)		50	1,253	0,35	0,165
		100	1,268	-	0,181
		200	1,321	0,75	0,198
Rengel and Sphainer (1999) (FVM, 180x160)		100	1,36	0,32	0,173
		200	1,35	0,67	0,203
Estudio Actual	Malla 1 (488.279 Elementos)	40	1,754	0	0
		50	1,659	0,133	0,134
		100	1,479	0,358	0,172
		200	1,379	0,659	0,203
	Malla 2 (1.253.706 Elementos)	40	1,795	0	0
		50	1,653	0,134	0,134
		100	1,492	0,412	0,174
		200	1,411	0,705	0,206
	Malla 3 (2.800.503 Elementos)	40	1,809	0,0072	0,116
		50	1,652	0,132	0,135
		100	1,512	0,448	0,174
		200	1,461	0,735	0,207

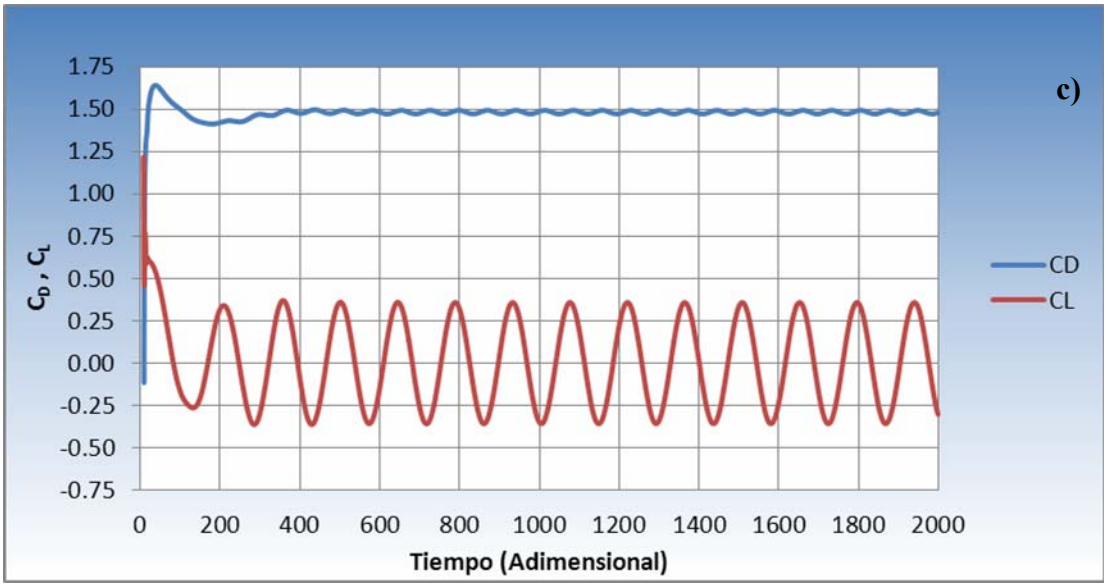
En la Fig. 4.9, se muestra la variación en el tiempo de los coeficientes de arrastre y sustentación para números de Reynolds de 40, 50, 100 y 200 para la malla 1, por ser los valores de S_T que más se acercaron a los resultados experimentales. En el Apéndice B. Tabla B.1, se muestra los resultados de otros investigadores.

Para el número de Reynolds de 40, el coeficiente de sustentación es constante e igual a cero y el coeficiente de arrastre toma el valor de 1,754 volviéndose constante casi desde el principio de la simulación. Para los números de Reynolds de 50, 100 y 200, comienzan a aparecer oscilaciones en los coeficientes de arrastre y sustentación, producto del desprendimiento alternativo de vórtices, formando lo que se conoce como la estela de vórtices de Von Kárman. De igual manera se observa que a medida que aumenta el número de Reynolds se incrementa la amplitud de la frecuencia de los coeficientes de arrastre y sustentación, comportamiento que se da en mayor medida para el coeficiente de sustentación. La frecuencia de oscilación del coeficiente de sustentación en términos del número de Strouhal fue de 0,134 para Re = 50, 0,172 para Re = 100 y de 0,203 para Re = 200




b)
2.25
2.00
1.75
1.50
1.25
1.00
0.75
0.50
0.25
0.00
-0.25
C_D , C_L
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
Tiempo (Adimensional)
CD
CL

(b)


c)
1.75
1.50
1.25
1.00
0.75
0.50
0.25
0.00
-0.25
-0.50
-0.75
C_D , C_L
0
200
400
600
800
1000
1200
1400
1600
1800
2000
Tiempo (Adimensional)
CD
CL

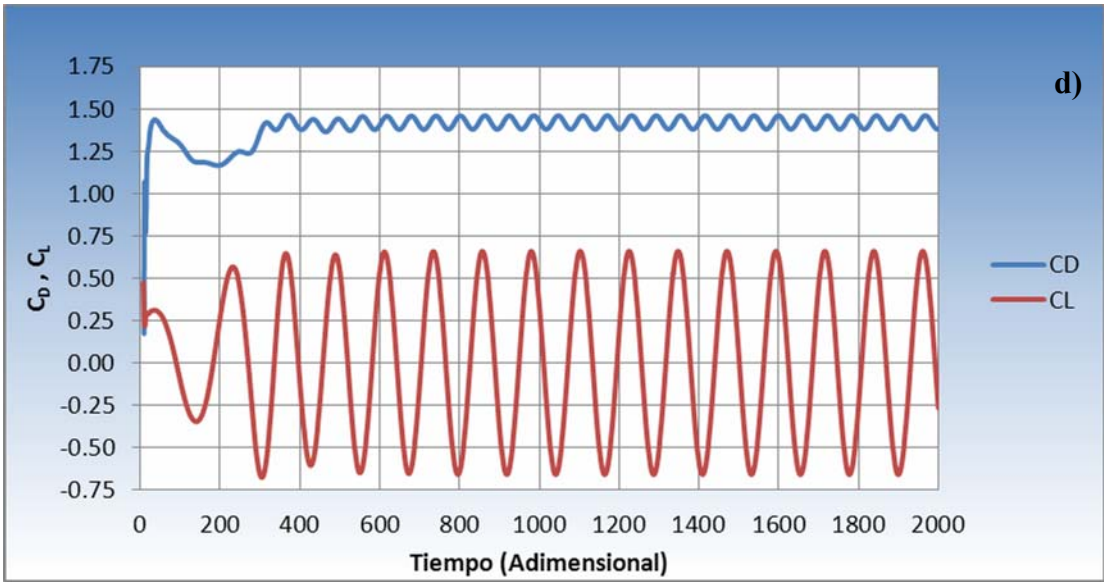
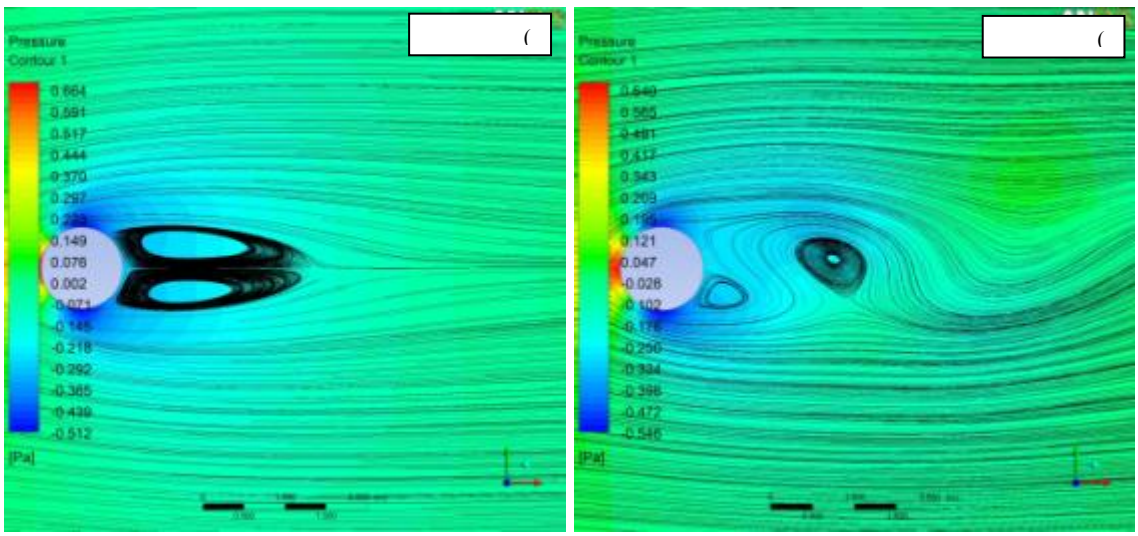


Figura 4.9. Variación temporal de los coeficientes de arrastre y sustentación: (a) Re 40, (b) Re 50, (c) Re 100, (d) Re 200.

En la Fig. 4.10 se muestran las líneas de corriente y los contornos de presión alrededor del cilindro para los números de Reynolds 40, 50, 100 y 200. En la Fig. 4.10(a) se observa la formación de los vórtices gemelos en la pared del cilindro para un número de Reynolds de 40, demostrando numéricamente y experimentalmente que los vórtices no se desprenden. Las Figs. 4.10(b), 4.10(c) y 4.10(d) muestran el comienzo del desprendimiento de los vórtices.



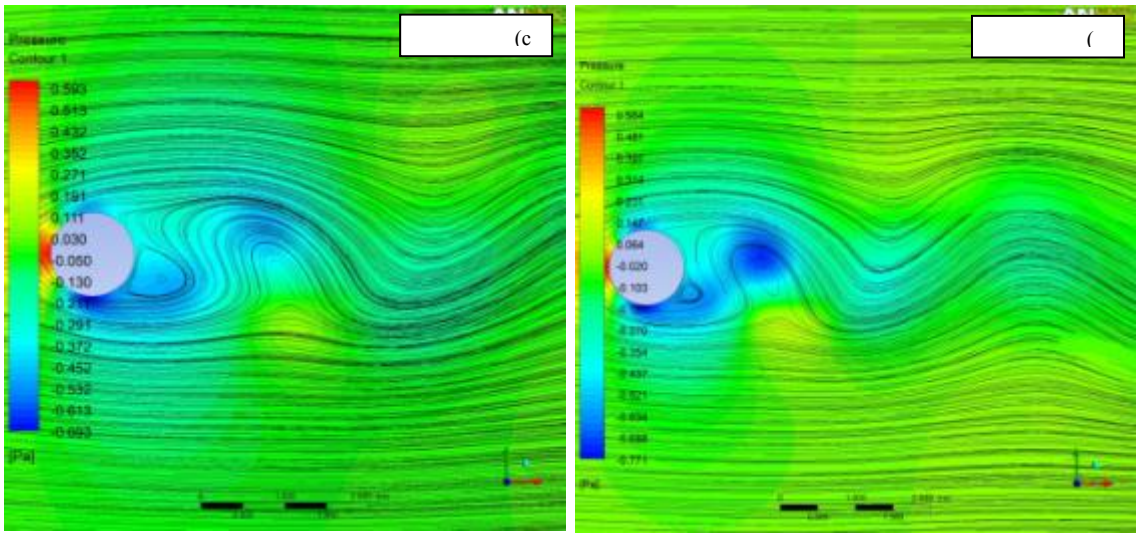


Figura 4.10. Líneas de corriente y contornos de presión alrededor de un cilindro: (a) Re = 40, (b) Re = 50, (c) Re = 100, (d) Re = 200.

En la Fig. 4.11 se aprecia el fenómeno conocido como estela de vórtices de Karmán para un número de Re = 200.

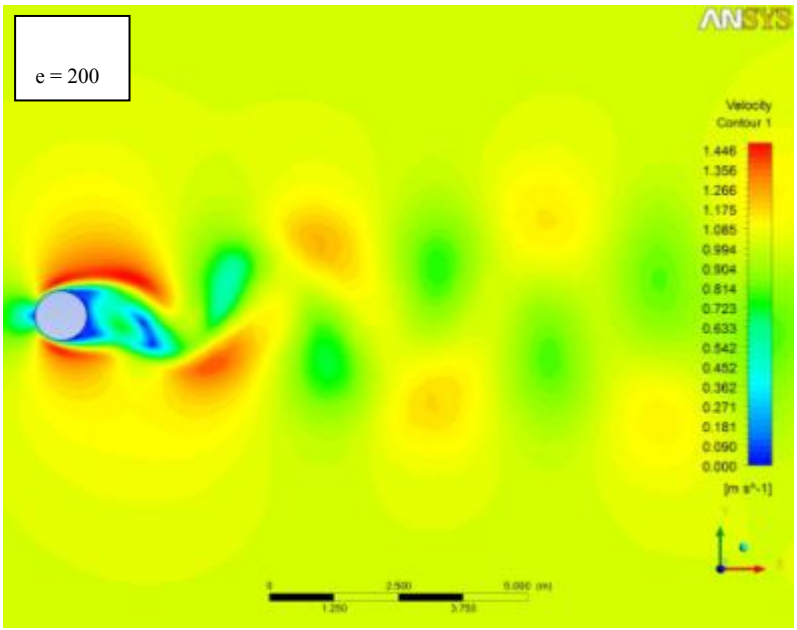


Figura 4.11. Fenómeno de la estela de vórtices de Kárman Re = 200.

4.2 Caso 2. Banco de tubos escalonados

Para el segundo caso, se estudió un problema teórico, en el cual se considera un banco de tubos de arreglos escalonados con un diámetro exterior de tubo de 16,4 mm y de espacio longitudinal y transversal de S_L = 20,5 mm y S_T 20,5 mm, respectivamente. Hay 7 líneas de tubos en la dirección del flujo y 8 tubos por línea. El banco de tubos opera con una temperatura superficial del cilindro de 70 ºC, mientras que la temperatura de aire a contracorriente y la velocidad son 15 ºC y 6 m/s, respectivamente (ver Fig. 4.12). Se simularon estas condiciones con el fin de analizar el fenómeno de transferencia de calor dentro de un banco de tubos. De igual forma se compararon los resultados obtenidos con los resultados teóricos del problema.

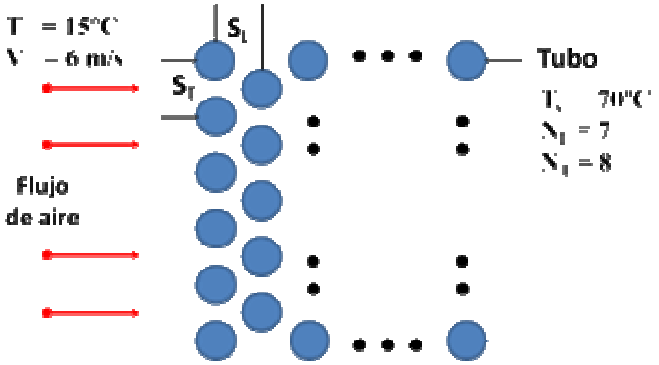


Figura 4.12 Esquema del banco de tubos escalonados.

4.2.1 Diseño de la geometría

Para este caso se diseñó la geometría con las dimensiones aportadas en los datos del problema (ver Fig. 4.13), con la salvedad de que al ser un problema teórico (dos dimensiones) la longitud del cilindro se asumió L = D. Se llegó a esta consideración luego de realizar un estudio asumiendo L >> D (ver Apéndice D. Anexos), donde se demostró que la longitud del cilindro no influye en las variables estudiadas, siempre que se asuma una condición de contorno de simetría para la longitud del cilindro.

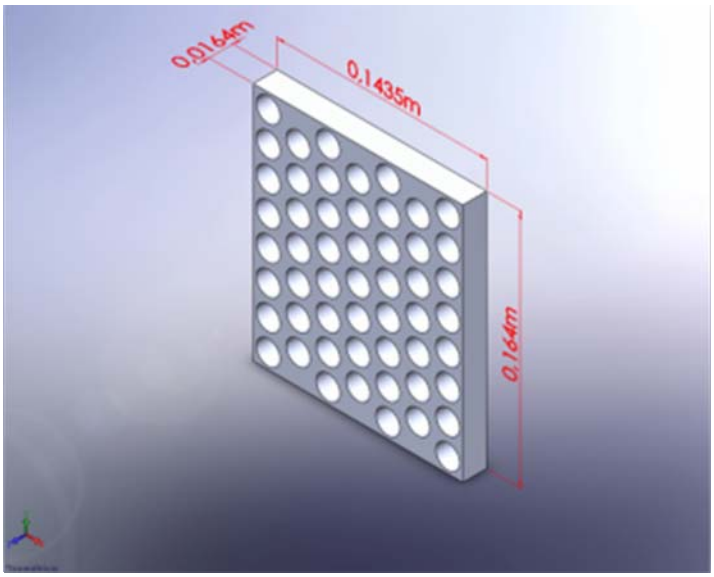
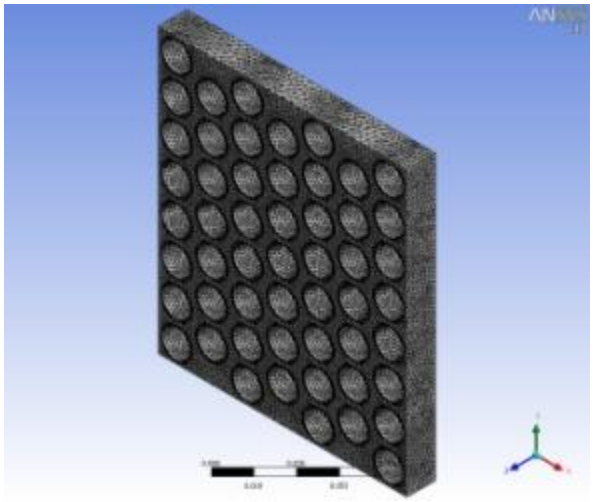


Figura 4.13. Geometría banco de tubos escalonados.

4.2.2 Creación de la malla

Para el segundo caso, se generó la malla variando el espaciamiento en el cuerpo, las caras y los bordes de los elementos de la malla (body spacing, face spacing y edge spacing) y la escala global de malla (GMS). Para cada cilindro se aplicaron límites aumentados (inflated boundary) y se seleccionó un tipo de malla no estructurada (ver Fig. 4.14).



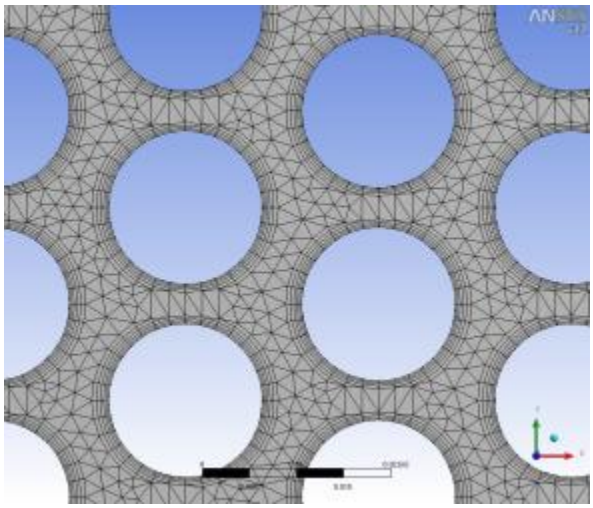


Figura 4.14. Malla generada para el banco de tubos escalonados: (a) Vista isométrica, (b) Detalle vista frontal.

4.2.3 Condiciones de contorno

Para el banco de tubos escalonados se estableció para la entrada: el régimen de flujo, dirección de flujo, velocidad, modelo de turbulencia y temperatura de entrada del fluido. En la salida se colocó: el régimen de flujo y presión de salida. Para el cilindro se definió una condición de no deslizamiento (v = 0) y se configuró las condiciones de simetría en las paredes del modelo, (ver Fig. 4.15).

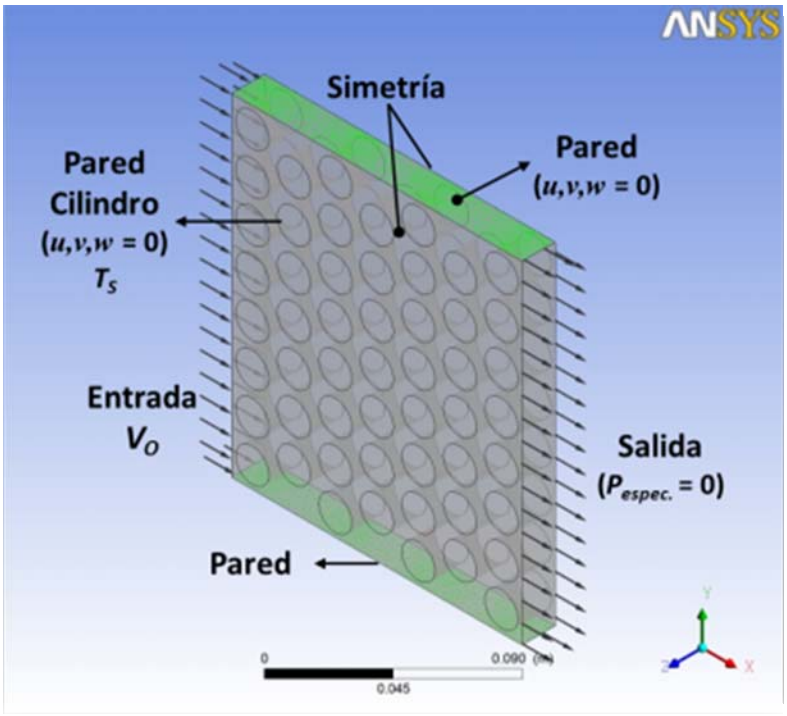


Figura 4.15. Condiciones de contorno aplicadas a la geometría del banco de tubos.

De igual forma se definieron las características del proceso y del fluido, tipo de simulación, y criterio de convergencia que se utilizaron para la simulación del banco de tubos escalonados (ver Tabla 4.3).

Tabla 4.3. Parámetros utilizados para la configuración de la simulación del banco de tubos escalonados

PARÁMETROS		CASO 2
Condiciones de simulación	Tipo de simulación	Estacionaria
	Modelo de turbulencia	K – épsilon
	Tipo de transferencia de calor	Energía total
	Tipo de fluido a utilizar	Aire
Condiciones de contorno en los cilindros	Pared	No deslizamiento
	T_S (°C)	70
Condiciones de contorno a la entrada	Régimen de flujo	Subsónico
	V_O (m/s)	6
	Dirección de flujo	Normal a las fronteras
	Temperatura de entrada (°C)	15
Condiciones de contorno a la salida	Régimen de flujo	Subsónico
	Presión (Pa)	0
Criterio de convergencia		0,0001

4.2.4 Estudio de sensibilidad del mallado

De igual manera que en el caso 1, en el banco de tubos escalonados se realizaron simulaciones de prueba variando únicamente la densidad de la malla, con el fin de garantizar la independencia de los resultados obtenidos de la densidad del mallado.

Los resultados en los que se basó la escogencia de la malla fueron tomados de un perfil de velocidad creado a partir de 10 puntos ubicados en el interior del banco, exactamente donde se produce la velocidad máxima del flujo en el banco (ver Fig. 4.16), los 10 puntos se colocaron a lo largo del eje z , en el paso del flujo entre 2 cilindros, donde en teoría ocurre la V_{max}, para comparar la velocidad simulada en estos puntos con la V_{max} teórica, que en este caso fue de 30 m/s.

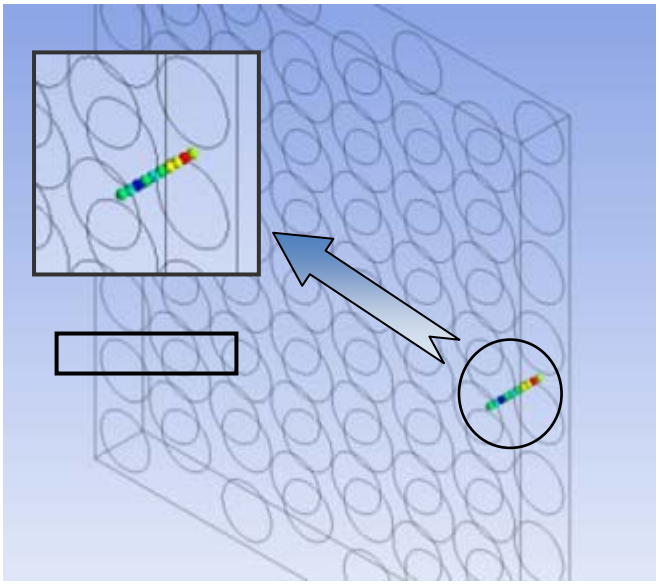


Figura 4.16. Puntos para el perfil de velocidad ubicados en el interior del modelo.

Se seleccionó aquella malla con un porcentaje de error, menor al 5% con respecto a la V_{max} teórica. El error fue calculado mediante la siguiente ecuación

$$\%\ error = \left|\frac{(Valor\ simulado - Valor\ teorico)}{Valor\ teoico}\right| . 100 \qquad (4.1)$$

Siendo la malla número 3 (452819 elementos) la seleccionada para simular el banco de tubos escalonados (ver Tabla 4.4).

Tabla 4.4. Variación del número de elementos y GMS para el mallado del banco de tubos escalonados

Malla	Nº de elementos	GMS
1	31805	1,4
2	197804	1,2
3	452819	1
4	970634	0,8
5	1580772	0,6

En la Fig. 4.17 se observa los resultados del estudio de sensibilidad del mallado para el banco de tubos escalonados. En el eje de las abscisas se muestran los 10 puntos de velocidad con los que se realizó el perfil y en el eje de las ordenadas el porcentaje de error para cada malla (ver Apéndice B, Tablas B.2.1 y B.2.2). En la leyenda se presentan el número de escala global de malla.

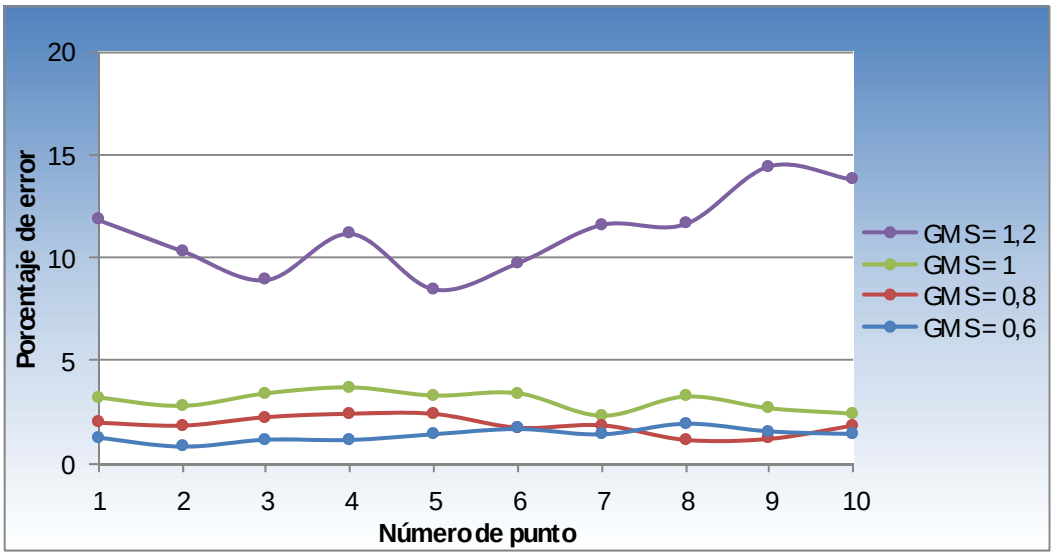


Figura 4.17. Porcentaje de error para la V_{max} dentro del banco de tubos escalonados.

4.2.5 Resultados

Los resultados se tomaron luego de que los residuos RMS de P-Mass, U-Mon, V-Mon y W-Mon alcanzaron el criterio de convergencia señalado, $1x10^{-4}$ (ver Fig. 4.18).

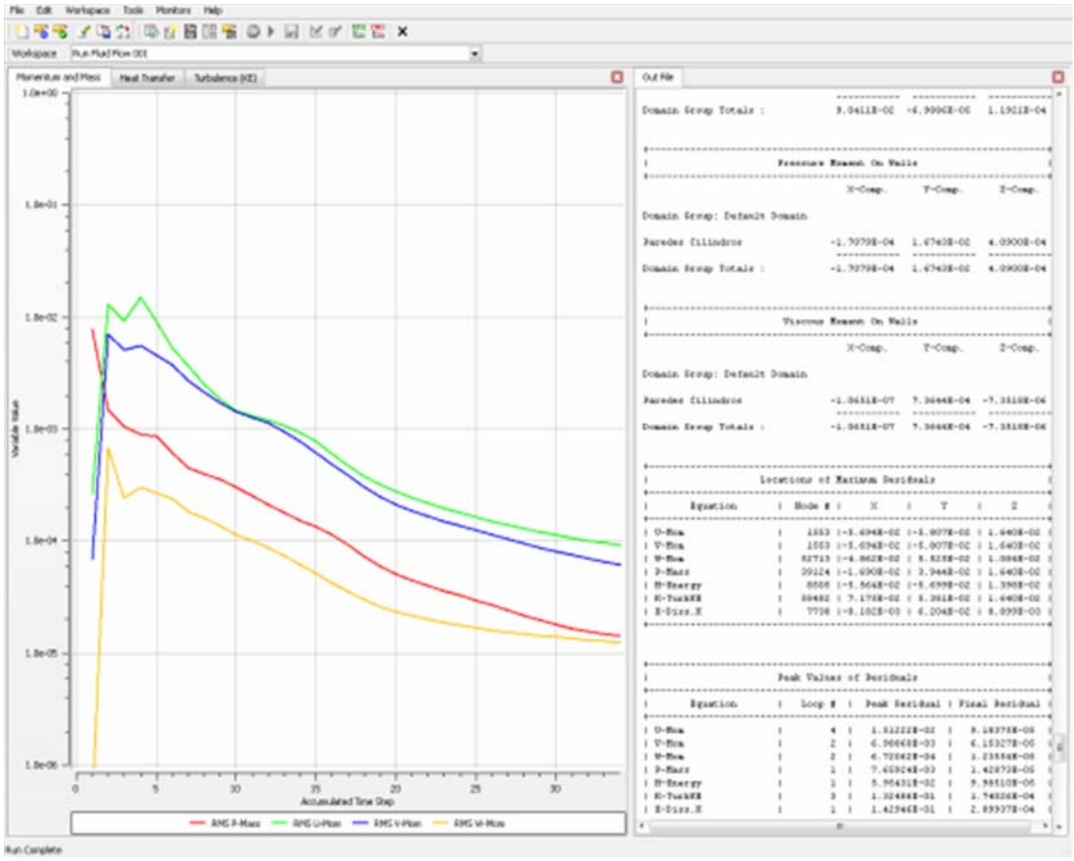


Figura 4.18. Interfaz del programa ANSYS CFX 12.0 – (Simulación estacionaria).

En este caso mediante la simulación numérica, se obtuvo la temperatura de salida del fluido en el banco de tubos T_o. Con estos resultados numéricos y las Ecs. (2.16) y (2.20) se calculó el coeficiente de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio. En la Tabla 4.5 se muestra la comparación entre los resultados numéricos y los teóricos para el banco de tubos escalonados.

Tabla 4.5. Comparación de resultados experimentales y numéricos para el banco de tubos escalonados

	Incropera y DeWitt [10]	*Trabajo actual*	*% Error*
Nu	152	144,02	5,24
h (W/m^{2}K)	234	229,18	2,06
T_o (°C)	38,5	36,85	4,29

Como se observa en la Tabla 4.5, los resultados numéricos indican estar en buena concordancia con los resultados del problema teórico elegido. Finalmente, se demostró que las simulaciones numéricas realizadas con el programa ANSYS CFX dan resultados que se encuentran cerca del 5%, tomando en cuenta que se comparó un problema teórico de 2 dimensiones con un estudio numérico de 3 dimensiones, los resultados pueden considerarse aceptables.

CAPÍTULO V
ESTUDIO NUMÉRICO

Este capítulo se dedica al estudio numérico del flujo de un fluido (aire) y la transferencia de calor a través de diferentes bancos de tubos. Se estudió la influencia del número de Reynolds y el número de Prandtl en el mecanismo de transferencia de calor para diferentes arreglos de tubos (alineado y escalonado). Aquí, se diseñan las geometrías para los diferentes bancos de tubos y se realiza un estudio de sensibilidad de las mallas utilizadas. Se describen las condiciones de contorno aplicadas y se muestran los resultados numéricos obtenidos, así como la comparación entre ellos y los resultados experimentales obtenidos por Zukauskas [23].

5.1 Diseño de la geometría

Se diseñaron 6 geometrías distintas de bancos de tubos, donde se modificó el espaciamiento entre los tubos y el arreglo de los mismos en el interior del banco. El espaciamiento entre los tubos se varió de acuerdo a las relaciones de la distancia transversal / diámetro (S_T / D) y la distancia longitudinal / diámetro (S_L / D).

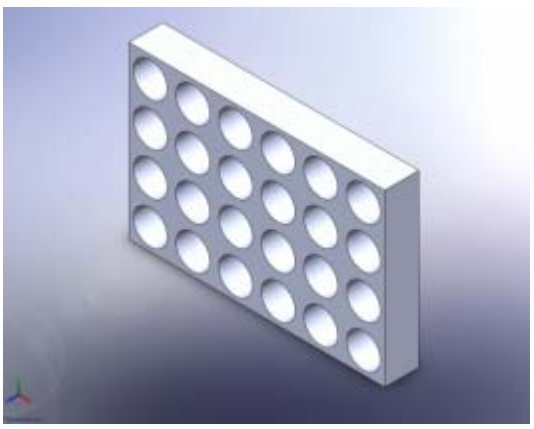
Los espaciamientos seleccionados son expresados en la forma $(S_T/D)x(S_L/D)$ y se aplicaron tanto a arreglos lineales como escalonados de los bancos de tubos.

En la Tabla 5.1 se muestra en detalle las dimensiones de los cilindros, número de tubos transversales y longitudinales, así como el espaciamiento de los tubos para cada geometría diseñada.

Tabla 5.1. Parámetros geométricos de los diferentes modelos diseñados

Espaciamiento (S_T / D) x (S_L / D)	Arreglo	Diámetro (m)	Longitud cilindro (m)	$_L$	$_T$	$_L$ (m)	$_T$(m)
1,25 x 1,25	Lineal	0,1	0,1	6	8	0,125	0,125
	Escalonado						
2 x 2	Lineal			6	8	0,2	0,2
	Escalonado						
3 x 3	Lineal			6	8	0,3	0,3
	Escalonado						

En las Figs. 5.1 hasta 5.6 se muestran las 6 geometrías diseñadas, tanto para arreglos alineados como arreglos escalonados. Es de hacer notar que el número total de tubos en cada banco de tubos es de 48 y, con el propósito de disminuir el costo computacional, se diseñaron las geometrías con sólo la mitad del número de tubos y con una longitud del cilindro L = D. Esto no afecta de manera significativa los resultados del estudio siempre que se aplique las condiciones de simetría respectivas.



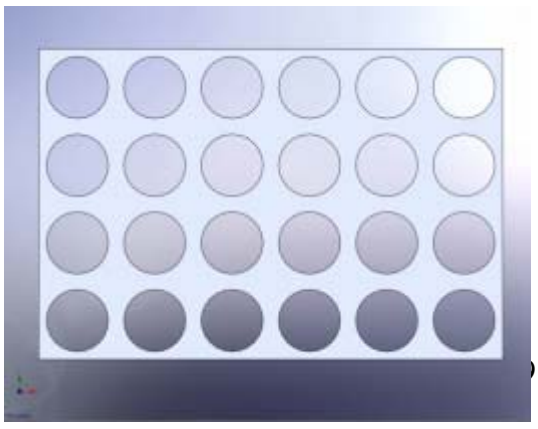


Figura 5.1. Vistas del banco de tubos lineales 1,25 x 1,25: (a) Isométrica (b) Frontal.

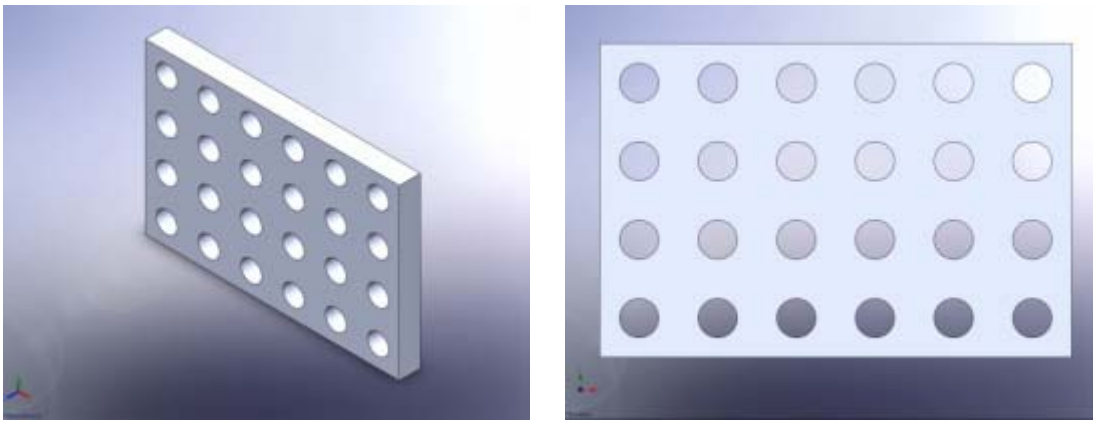


Figura 5.2. Vistas del banco de tubos lineales 2 x 2: (a) Isométrica (b) Frontal.

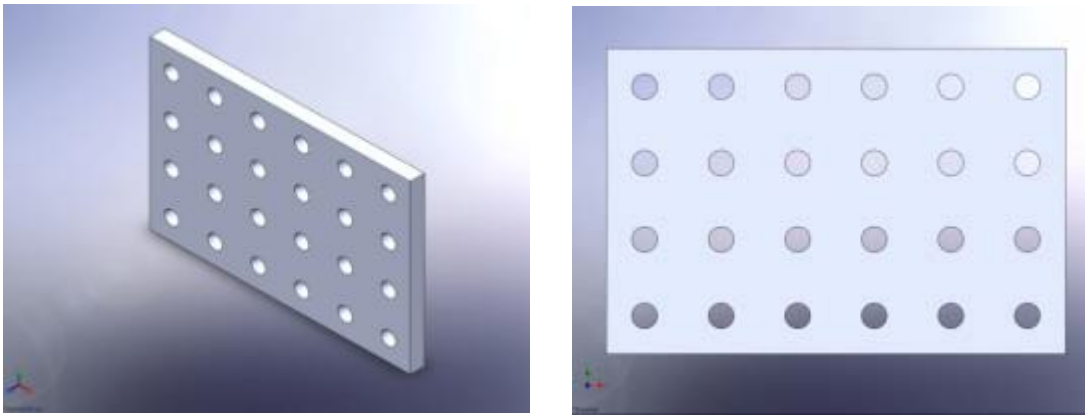


Figura 5.3. Vistas del banco de tubos lineales 3 x 3: (a) Isométrica (b) Frontal.

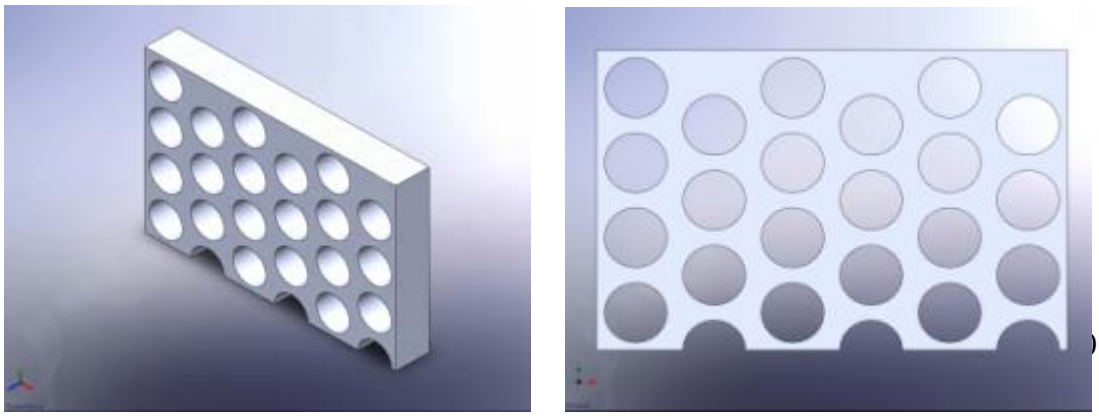


Figura 5.4. Vistas del banco de tubos escalonados 1,25 x 1,25: (a) Isométrica (b) Frontal.

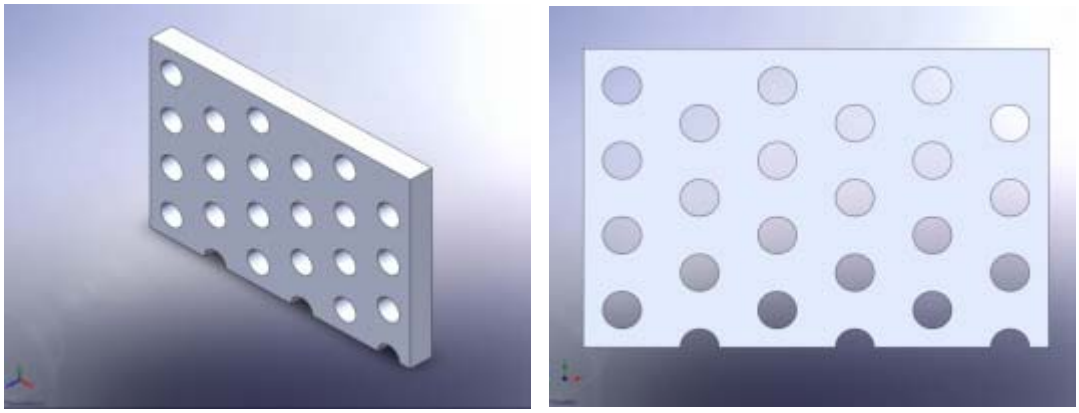


Figura 5.5. Vistas del banco de tubos escalonados 2 x 2: (a) Isométrica (b) Frontal.

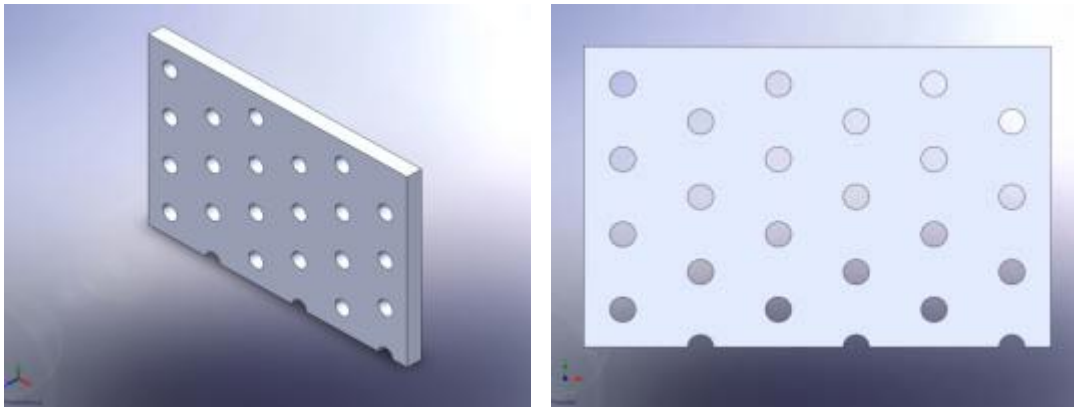


Figura. 5.6. Diferentes vistas del banco de tubos escalonados 3 x 3: (a) Vista Isométrica (b) Vista frontal.

5.2 Creación de la malla y condiciones de contorno

Diseñadas las geometrías, se generó para cada una de ellas la malla respectiva. Se variaron los parámetros referentes al: espaciamiento en el cuerpo, espaciamiento en las caras y los bordes (body spacing, face spacing y edge spacing), límites de

aumento (inflated boundary) y la escala global de malla o GMS (Global Mesh Scale). Al igual que en los casos de validación, se seleccionó un tipo de malla no estructurada y se establecieron las condiciones de contorno referentes a la entrada, salida y simetría en el dominio del fluido (ver Fig. 5.7).

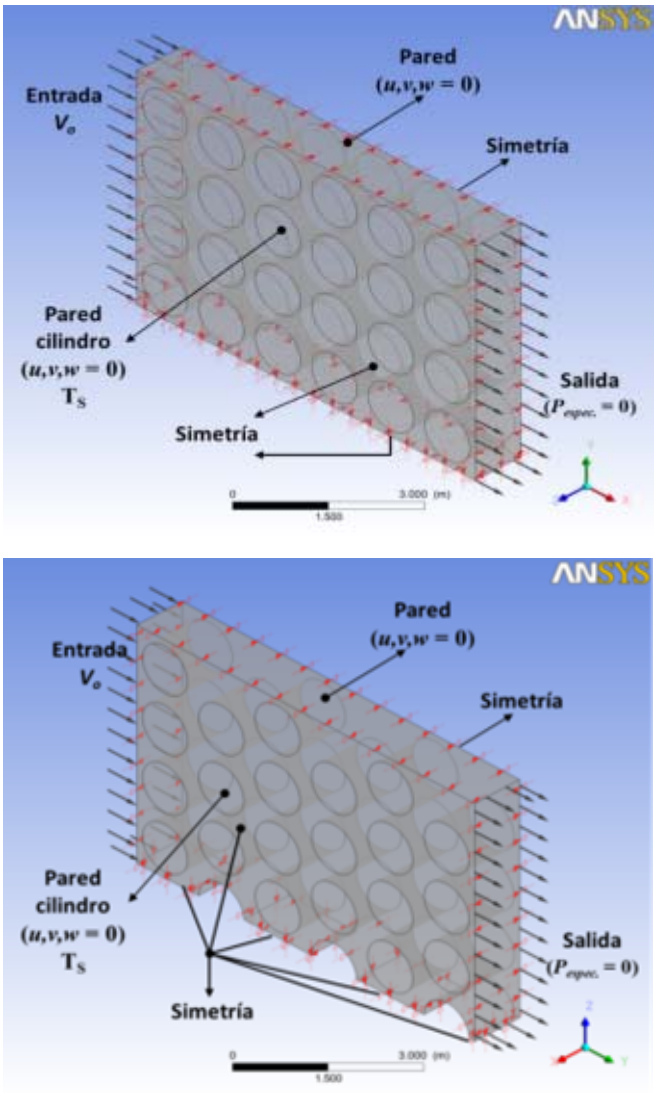


Figura 5.7. Condiciones de contorno para los bancos de tubos: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

Luego se configuraron los parámetros generales que se aplicaron a todos los bancos de tubos tales como: el tipo de simulación, modelo de turbulencia, tipo de transferencia de calor y criterio de convergencia entre otros (ver Tabla 5.2).

Tabla 5.2. Parámetros generales utilizados para la simulación

PARÁMETROS		MODELOS					
		Lineal			Escalonado		
		1,25 x 1,2	2 x 2	3 x 3	1,25 x 1,25	2 x 2	3x 3
Condiciones de simulación	Tipo de simulación	Estacionaria					
	Modelo de turbulencia	K – épsilon (Para flujo turbulento)					
	Tipo de transferencia de calor	Energía total					
	Tipo de fluido a utilizar	Aire					
Criterio de convergencia		0,0001					

5.3 Estudio de sensibilidad del mallado

Se realizó un perfil de velocidad con 10 puntos ubicados en el interior del modelo en cuestión, en la sección donde se produce la velocidad máxima de flujo, (ubicados de igual forma que en el caso de validación, ver Fig. 4.16) y se seleccionó aquella con un error menor al 5% con respecto a la V_{max} teórica dentro del banco de tubos. En las Figs. 5.8 y 5.9 se muestran los porcentajes de error de la velocidad en cada uno de los puntos seleccionados en los arreglos de banco de tubos 1,25 x 1,25, para diferentes densidades de malla.

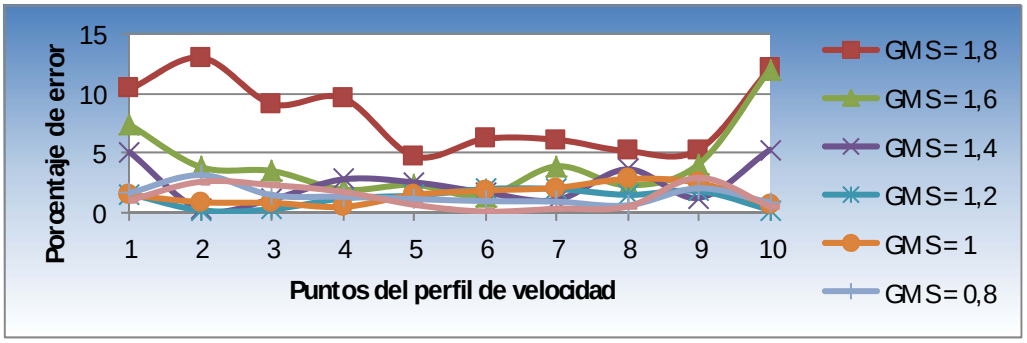


Figura 5.8. Porcentaje de error de la *V* dentro del banco de tubos alineados 1,25 x 1,25 para diferentes mallados.

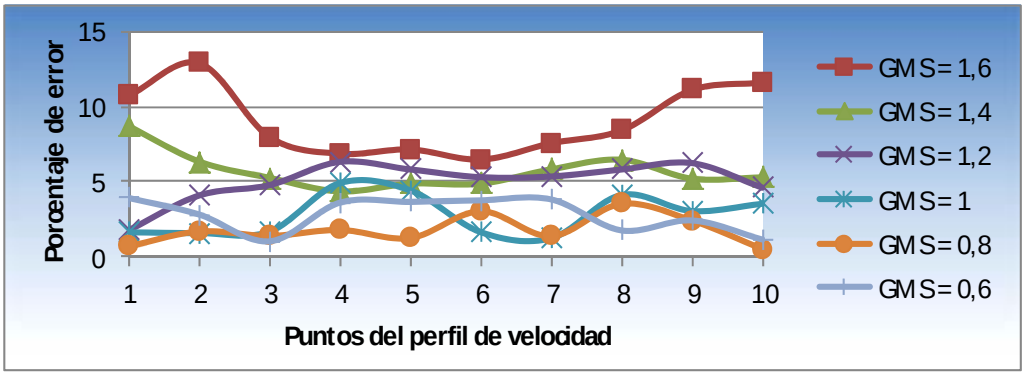


Figura 5.9. Porcentaje de error de la V_{max} dentro del banco de tubos escalonados 1,25 x 1,25 para diferentes mallados.

Este estudio se realizó para todas las geometrías estudiadas. La malla escogida para cada modelo junto con la V_{max}, se muestran en la Tabla 5.3. Para el estudio de sensibilidad de la malla y el cálculo de la V_{max} teórica (ver Apéndice A. A.1) se trabajó con un flujo de aire de Re = 1000. Los resultados del estudio de sensibilidad de los bancos de tubos restantes se pueden ver en las Tablas B.2.1 hasta B.2.14 del apéndice B.

Tabla 5.3. Selección del mallado para cada configuración de banco de tubos

Relación (S_T/D) x (S_L/D)	Arreglo	V_{max} Teórica (m/s)	Número de malla	GMS	Número de elementos
1,25 x 1,25	LINEAL	0,151	4	1,2	587805
	ESCALONADO		4	0,8	820216
2 x 2	LINEAL	0,148	4	1,2	780338
	ESCALONADO		4	1	819225
3 x 3	LINEAL	0,147	4	1,2	519083
	ESCALONADO		4	1	825157

Seleccionadas las mallas se continuó con el estudio para analizar cómo la variación del número de Reynolds y el número de Prandtl afectó la transferencia de calor por convección en términos del número de Nusselt. En este estudio el rango del número de Reynolds estuvo comprendido entre 1000 y 100000 y el número de Prandtl estuvo entre de 0,69 y 0,713.

5.4 Variación del número de Reynolds

Para cada uno de los 6 modelos de bancos de tubos estudiados, se realizaron simulaciones numéricas estacionarias variando el número de Reynolds máximo (Re_{max}) desde 1000 hasta 100000 (basado en la V_{max} del banco de tubos). Para cada simulación numérica se obtuvo la temperatura del aire en la salida del banco de tubos y mediante el uso de la Ecs. (2.17) y (2.21) se calculó el coeficiente de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio respectivamente. Estos resultados

numéricos obtenidos fueron comparados con los resultados experimentales de la correlación propuesta por Zukauskas [23]. Esto con el fin de analizar como el aumento o disminución en la velocidad del fluido puede afectar la transferencia de calor por convección en un banco de tubos. En las Tablas 5.4 y 5.5 se muestran en detalle las condiciones del flujo de aire simulado y las condiciones de contorno particulares para este estudio, aplicadas a los diferentes bancos de tubos.

Tabla 5.4. Condiciones del aire para el estudio de la variación del número de Reynolds

PROPIEDAD	VALOR
Masa molar [kg/kmol]	28,964
Densidad [kg/m^3]	1,217
Viscosidad dinámica [kg/m.s]	1,803e-05
Presión [atm]	1
Conductividad térmica [W/m.K]	0,0253
Calor especifico (Presión constante) [J/kg.K]	1007
Número de Prandtl	0,71

Tabla 5.5. Condiciones de contorno para el estudio de la variación del número de Reynolds

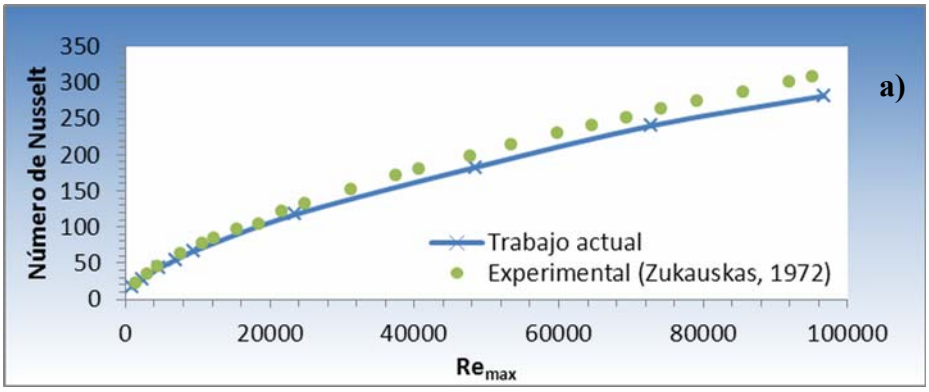
CONTORNO	VALOR	
ENTRADA	u (V_O) v w	(Calculada dependiendo del número de Reynolds) * 0 0
	T_i	15 ºC
PARED CILINDROS	T_S	70 ºC **

(*) Para cada simulación numérica se calculó mediante el uso de las Ecs. (2.13) y (2.15), la velocidad de entrada del flujo al banco de tubos a partir del número de Reynolds correspondiente para cada simulación. Debido a que el programa ANSYS CFX, no cuenta con la función de especificar como parámetro de entrada al número de Reynolds (ver Apéndice A. A-1).

(**) Esta temperatura se aplicó a toda la longitud del cilindro, con el fin de trabajar con tubos isotérmicos.

En las Figs. 5.10 hasta 5.12 se muestra la variación del número de Nusselt con el número de Reynolds para diferentes arreglos de bancos de tubos. También, en estas figuras se comparan los resultados numéricos obtenidos con los resultados experimentales de la correlación de Zukauskas.

En las Tablas B.3 hasta B.6 del Apéndice B, se muestran los resultados de: temperatura de salida, coeficiente de transferencia de calor, número de Nusselt y porcentajes de error para todas las simulaciones realizadas a varios números de Reynolds de los diferentes bancos de tubos.



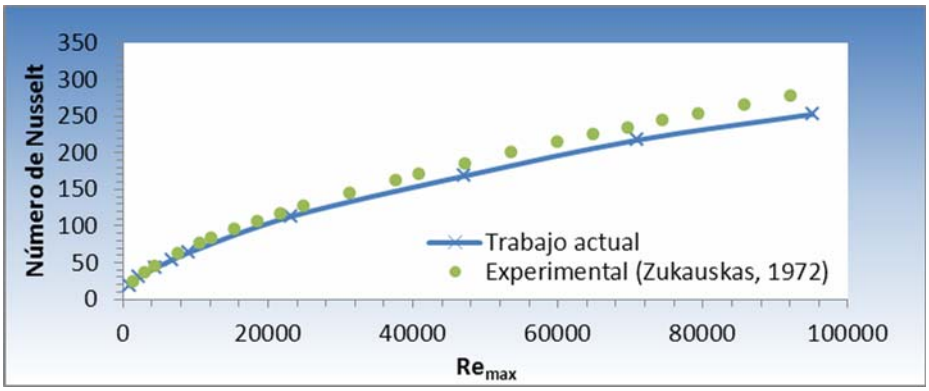
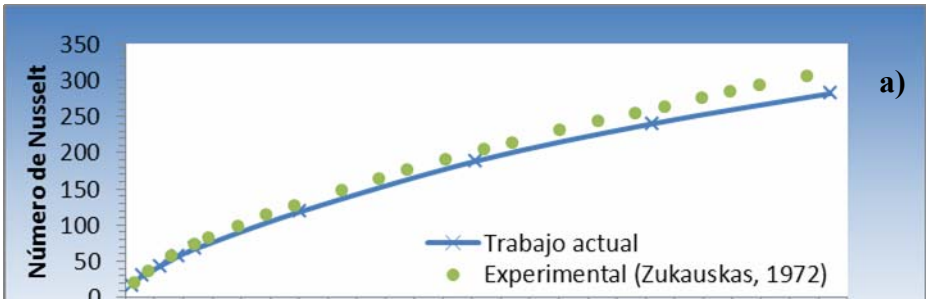


Figura 5.10. Variación del número de Nusselt con el número de Reynolds para un banco de tubos 1,25 x 1,25: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

Como se puede apreciar en la Fig. 5.10, tanto la curva numérica como experimental poseen un comportamiento similar para los arreglos alineado y escalonado. En estas curvas se puede observar que los valores experimentales se alejan un poco de los numéricos para el rango de números de Reynolds de 40000 hasta 100000 (zona altamente turbulenta) donde los mayores porcentajes de error que se obtuvieron para el arreglo alineado y escalonado fueron de 9,35% y 10,5%, respectivamente.

Para el arreglo alineado de tubos de 1,25 x 1,25 el número de Nusselt vario entre 16,71 y 281,32 para un rango de números de Reynolds entre 881,34 y 96705,87. Mientras que en el arreglo de tubos escalonado, el número de Nusselt estuvo entre 18,76 y 252,64 en un rango de números de Reynolds de 856,74 y 95116,51 (ver Tabla B.6 del Apéndice B).



a)

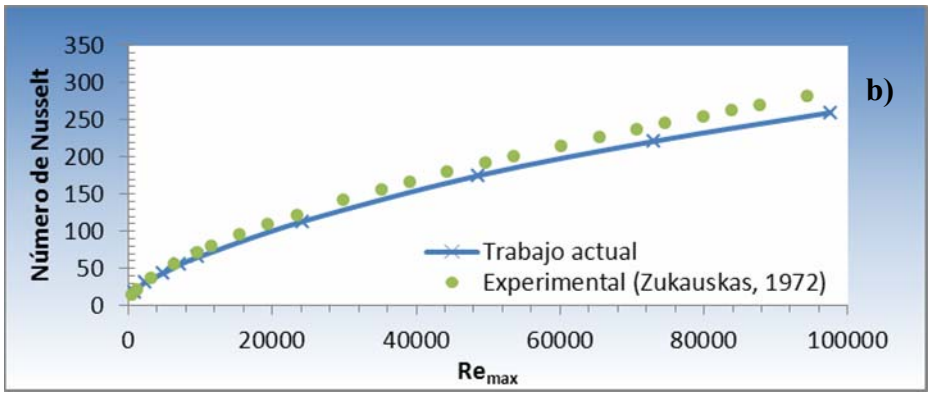
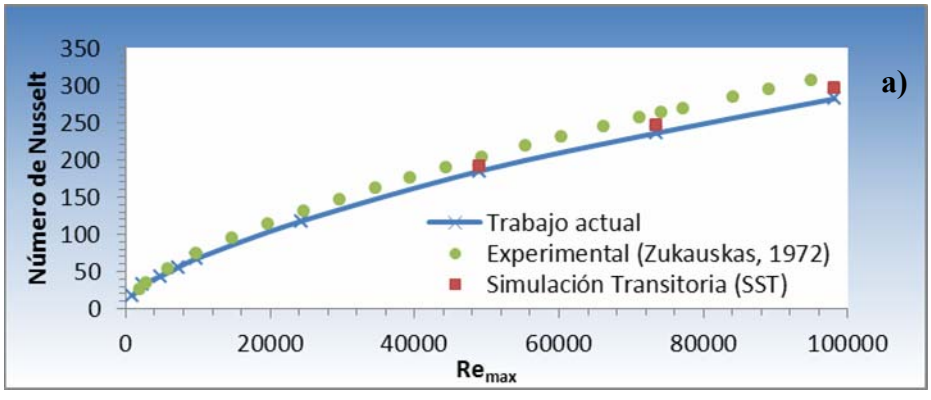


Figura 5.11. Variación del número de Nusselt con el número de Reynolds para un banco de tubos 2 x 2: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

En la Fig. 5.11, al igual que en el banco de tubos de 1,25 x 1,25 se muestra que las curvas poseen un comportamiento similar para ambos arreglos. Se observa nuevamente que los valores experimentales se alejan un poco de los resultados numéricos para el rango de números de Reynolds de 60000 hasta 100000 con los mayores porcentajes de error en 9,72% y 9,44% para el arreglo alineado y escalonado, respectivamente. En el banco de tubos alineados de 2 x 2, la variación del número de Nusselt fue entre 17,01 y 281,81 para un rango de números de Reynolds de 926,89 y 97537,65, mientras que para el banco de tubos escalonados, el número de Nusselt varió entre 17,93 y 259,73 en un rango de números de Reynolds de 922,69 y 97601,22 (ver Tabla B.6 del Apéndice B).



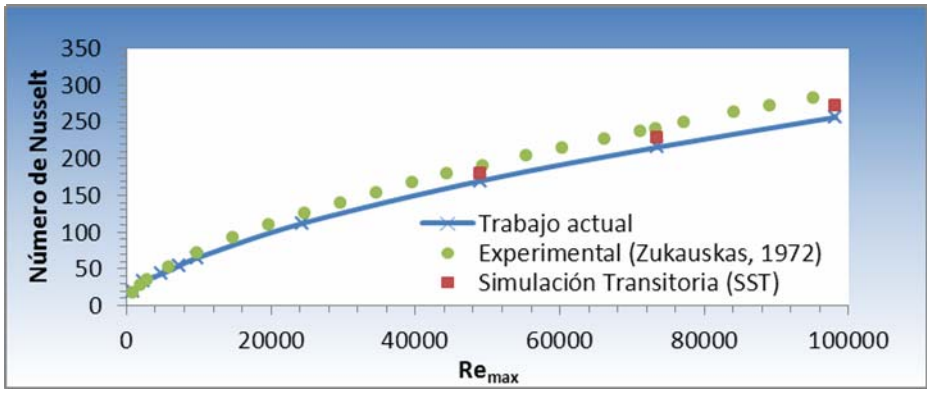


Figura 5.12. Variación del número de Nusselt con el número de Reynolds para un banco de tubos 3 x 3: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

En la Fig. 5.12 a diferencia de las Figs. 5.10 y 5.11 se muestra también los resultados numéricos de 6 simulaciones transitorias con un modelo turbulencia *k*-ω (SST). Igualmente, como se observó en las Figs. 5.10 y 5.11, las curvas presentaron un comportamiento similar, alejándose los resultados experimentales de los numéricos para el rango de números de Reynolds entre 40000 y 100000, con los máximos porcentajes de error entre 10,01% y 10,25% para el arreglo alineado y escalonado respectivamente. Para el arreglo de tubos alineados se obtuvieron valores del número de Nusselt entre 17,56 y 281,97 para números de Reynolds entre 949,28 y 98113,28. En el arreglo de tubos escalonado el rango del número de Nusselt fue de 18,664 hasta 258,301 para los números de Reynolds entre 949,17 y 98151,21 (ver Tabla B.6 del Apéndice B).

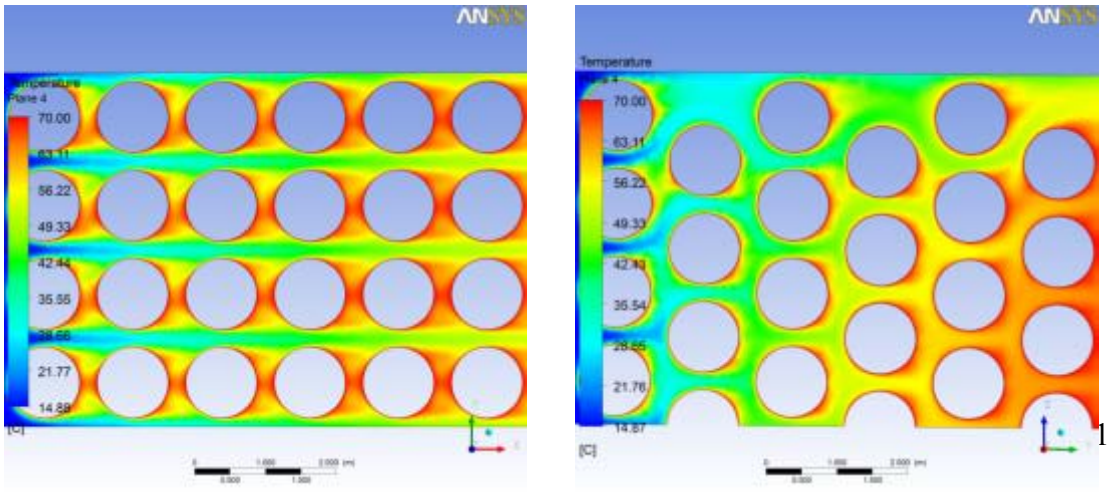
Las simulaciones transitorias con el modelo de turbulencia SST dieron porcentajes de error entre 5,54% y 5,73%, menores en comparación con los

resultados de las simulaciones estacionarias. Demostrando que las simulaciones transitorias y un modelo de turbulencia más robusto permiten obtener mejores resultados a expensas de un alto costo computacional.

En las Figs. 5.10 hasta 5.12, es muy difícil apreciar de forma gráfica la variación del número de Nusselt entre los bancos de tubos alineados y los escalonados. Sin embargo se comprobó que para los bancos de tubos alineados el número de Nusselt fue mayor con respeto a los bancos de tubos escalonados y a su vez los bancos de tubos alineados con un mayor espaciamiento entre los tubos (3 x 3) presentaron un incremento en el número de Nusselt en contraste a los bancos de tubos alineados de (1,25 x 1,25) y (2 x 2). Entonces, para los casos estudiados se puede inferir que con un arreglo alineado de tubos se podría aumentar la transferencia de calor aumentando la relación $(S_T/D)x(S_L/D)$ (ver Tabla B.6 del Apéndice B).

De todos los resultados obtenidos en las Figs. 5.10 hasta 5.12, se puede decir que los resultados numéricos obtenidos están en buena concordancia con los obtenidos experimentalmente por la correlación de Zukauskas.

A continuación, en la Fig. 5.13, se muestra los contornos de temperatura para 2 números de Reynolds (Re = 1000 y Re = 1000000) en diferentes arreglos de tubos para el banco de 1,25 x 1,25.



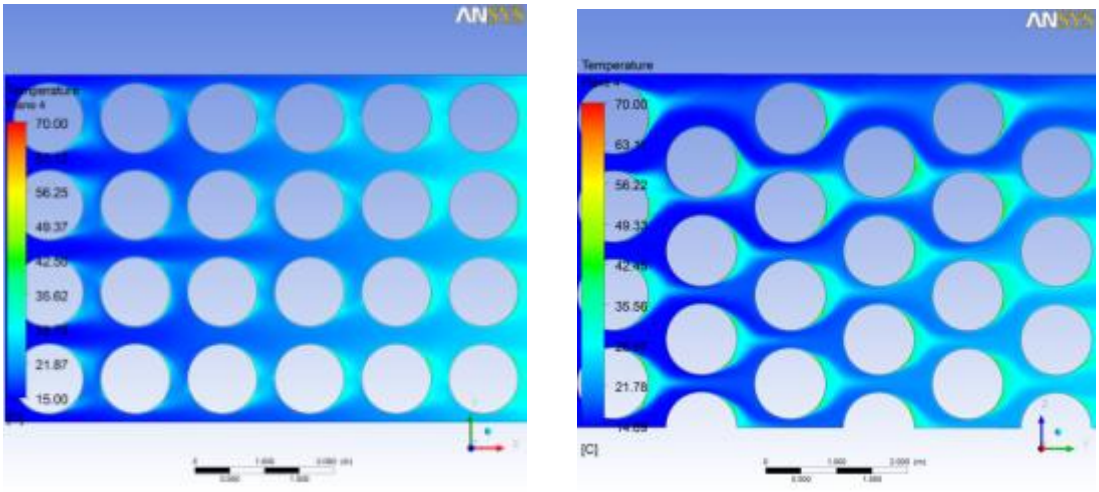


Figura 5.13. Contornos de temperatura para el banco de tubos 1,25 x 1, 25: (a) Arreglo alineado Re = 1000, (b) Arreglo escalonado Re = 1000, (c) Arreglo Alineado Re = 100000, (d) Arreglo escalonado Re = 100000.

En las Figs. 5.13(a) hasta 5.13(d) se observa que tanto para el arreglo alineado como para el escalonado la temperatura del aire en el interior del banco de tubos disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds. Sin embargo, aunque la temperatura de salida es menor en los bancos alineados y escalonados para Re = 100000, se demostró que la transferencia de calor por convección es mayor en comparación con los mismos bancos para flujos de aire a una menor velocidad (Re = 1000). Es lógico, pues al haber un aumento de la velocidad del fluido, este pasa más rápido por las líneas de tubos disminuyendo el tiempo que el fluido está en el interior del banco, lo que lleva a una disminución de la temperatura.

En todos los bancos se aprecia el incremento de la temperatura en el fluido a medida que este se encuentra con más líneas de tubos, característico del

funcionamiento de un banco de tubos. En los otros bancos (2 x 2 y 3 x 3) se observó un comportamiento similar (ver Fig. D.2 y D.3 del Apéndice D).

Por último en la Fig. 5.14, se muestran los contornos de presión y líneas de corriente para 2 números de Reynolds (Re = 1000 y Re = 1000000) en diferentes arreglos de tubos para el banco de 1,25 x 1,25.

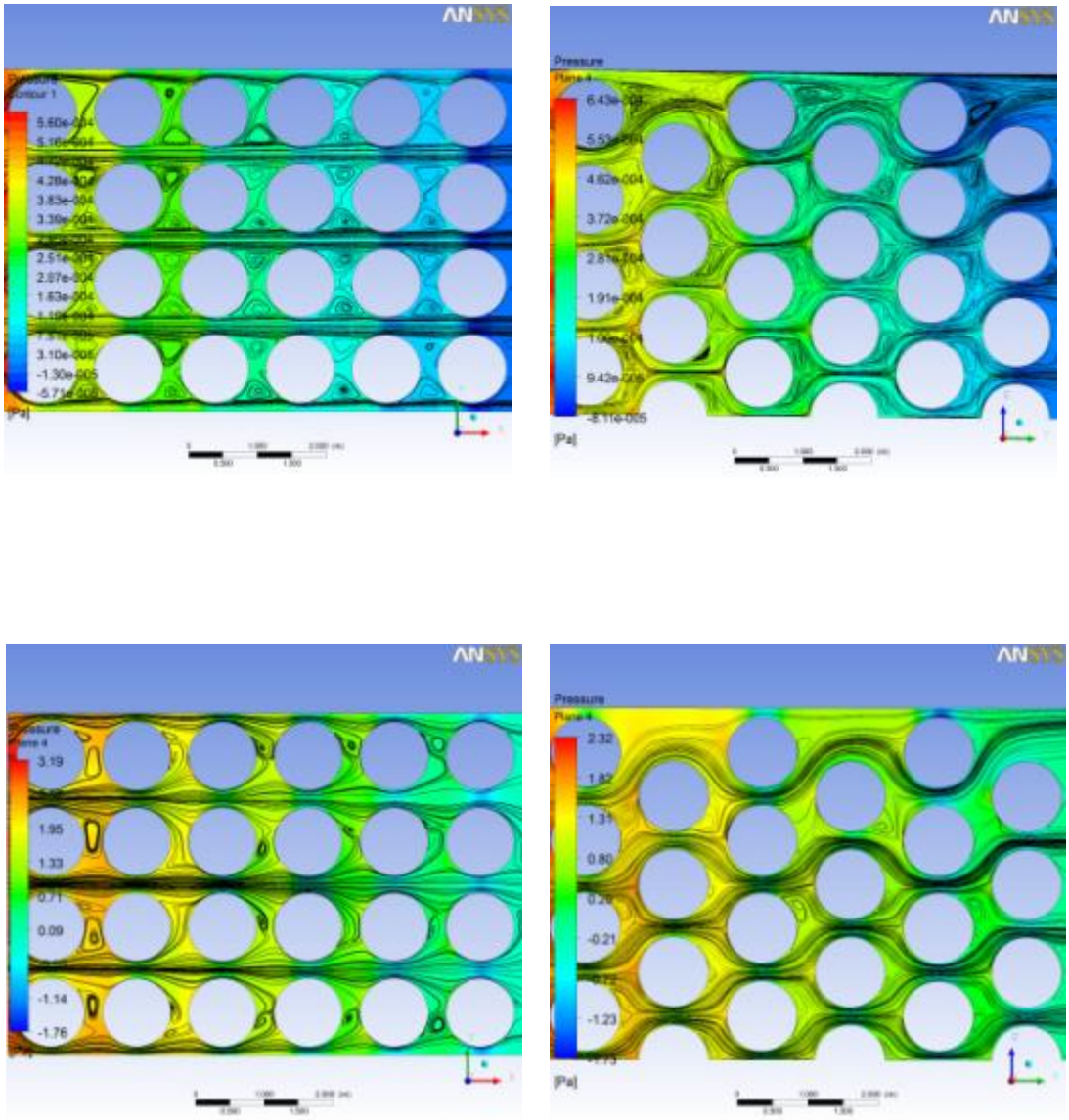


Figura 5.14. Contornos de presión y líneas de corriente para el banco de tubos 1,25 x 1, 25: (a) Arreglo alineado Re = 1000, (b) Arreglo escalonado Re = 1000, (c) Arreglo Alineado Re = 100000, (d) Arreglo escalonado Re = 100000.

En las Figs. 5.14(a) y 5.14(b) se aprecia como el flujo de aire a baja velocidad (Re = 1000), es más ordenado con respecto a lo mostrado por las líneas de corriente en las Figs. 5.14(c) y 5.14(d) para un flujo turbulento (Re = 100000). Se observa la formación e incremento de los vórtices entre las filas de tubos transversales para los arreglos alineados a medida que aumenta el número de Reynolds. Para los arreglos escalonados, en las últimas columnas de tubos, se apreció el incremento de la turbulencia. Para los bancos de 2 x 2 y 3 x 3 el comportamiento en las líneas de corriente fue similar. (ver Fig. D.3 del Apéndice D).

5.5 Variación del número de Prandtl

Para el estudio de la variación del número de Prandtl, fue necesario tomar en cuenta una serie de consideraciones que se describen a continuación:

Fue necesario variar las propiedades del aire a simular, puesto que el número de Prandtl es una propiedad inherente del fluido y para trabajar con el rango de números de Prandtl establecidos fue necesario cambiar la densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica del aire. En la Tabla 5.6 se muestran en detalles las condiciones del aire utilizadas.

La temperatura en la superficie de los tubos fue cambiada como consecuencia del punto 1, al variar las condiciones del aire simulado, la temperatura de entrada del aire al banco de tubos también fue cambiada, por lo que fue necesario establecer una nueva temperatura en la superficie de los tubos (T_S = 200ºC). Se seleccionó una temperatura mayor a la máxima temperatura de entrada con la que se iba a simular y así mantener la dirección de la transferencia de calor de los tubos hacia el aire.

En las Tablas 5.6 y 5.7 se muestran en detalle las condiciones del flujo de aire para cada valor del número de Prandtl que se estudió y las condiciones de contorno específicas aplicadas a los diferentes bancos de tubos para este estudio.

Tabla 5.6. Condiciones del aire del estudio de la variación del número de Prandtl [18]

Temperatura (^{o}C)	Densidad (kg/m^3)	Calor especifico (kJ/kg K)	Conductividad térmica (W/m K)	Viscosidad dinámica (m^2/s) x 10^{-6}	Número de Prandtl
20	1,205	1005	0,0257	15,11	0,713
40	1,127	1005	0,0271	16,97	0,711
60	1,067	1009	0,0285	18,90	0,709
100	0,946	1009	0,0314	23,06	0,703
140	0,854	1013	0,0343	27,55	0,690

Tabla 5.7. Condiciones de contorno para el estudio de la variación del número de Prandtl

CONTORNO	VALOR	
ENTRADA	u (V_O) v w	(Calculada dependiendo del número de Reynolds)* 0 0
	T_i	(Depende del número de Prandtl)
PARED CILINDROS	T_S	200 ºC **

(*) Para cada simulación numérica se calculó mediante el uso de las Ecs. (2.13) y (2.15), la velocidad de entrada del flujo al banco de tubos a partir del número

de Reynolds correspondiente para cada simulación. Debido a que el programa ANSYS CFX, no cuenta con la función de especificar como parámetro de entrada al número de Reynolds (ver Apéndice A. A-1).

(**) Esta temperatura se aplicó a toda la longitud del cilindro, con el fin de trabajar con tubos isotérmicos.

Se escogieron 3 números de Reynolds para estudiar la variación del número de Prandlt en los diferentes bancos de tubos. Para cada uno de estos números de Reynolds (Re = 1000, Re = 10000 y Re = 100000) se realizaron simulaciones numéricas variando únicamente el número de Prandlt entre el rango de 0,69 hasta 0,713. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio, se siguieron los mismos pasos que en el estudio de la variación del número de Reynolds. Los resultados numéricos obtenidos de las simulaciones numéricas fueron comparados con los resultados experimentales obtenidos de la correlación de Zukauskas, para analizar cómo el incremento o disminución del número de Prandtl puede afectar la transferencia de calor por convección dentro de diferentes bancos de tubos.

En las Figs. 5.15 hasta 5.17 se muestra la variación del número de Nusselt con el número de Prandtl para diferentes arreglos de bancos de tubos. En estas figuras también se comparan los resultados numéricos obtenidos con los resultados experimentales de la correlación de Zukauskas para 3 números de Reynolds (Re = 1000, Re = 10000 y Re = 100000). En las Tablas B.7 hasta B.15 del Apéndice B, se muestran los resultados de: porcentajes de error, temperatura de salida, coeficiente de transferencia de calor y número de Nusselt de todas las simulaciones realizadas a varios números de Prandtl de los diferentes bancos de tubos.

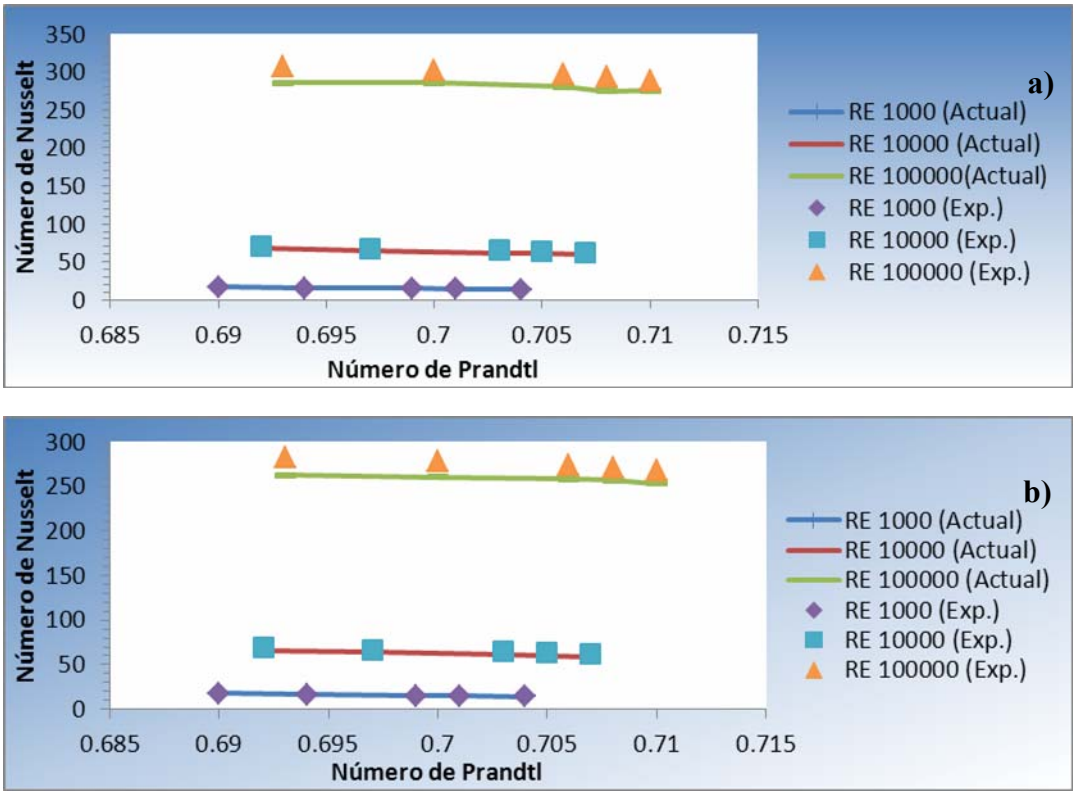


Figura 5.15. Variación del número de Nusselt con el número de Prandtl para un banco de tubos 1,25 x 1,25: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

Como se puede apreciar en la Fig. 5.15, para ambos arreglos de tubos la tendencia de las curvas numéricas y experimentales es muy similar. Los porcentajes de error que se obtuvieron, van desde un mínimo de 2,29% (Arreglo escalonado, Re = 1000) hasta un máximo de 6,83% % (Arreglo escalonado, Re = 100000) (ver Tablas B-13 hasta B-15 del Apéndice B). Para todos los Reynolds estudiados se puede apreciar que mientras aumenta el número de Prandtl el número de Nusselt disminuye. De igual forma, se observa que independientemente del número de Prandtl a medida que aumenta el número de Reynolds se incrementa el número de Nusselt. Para Re = 1000, en el arreglo alineado el número de Nusselt disminuyó desde 16,76 hasta 13,87 y en el arreglo escalonado desde 17,72 hasta 14,5. Para Re = 10000 los valores del

número de Nusselt disminuyeron de 67,29 hasta 59,18 para el arreglo alineado y desde 66,1 hasta 58,53 en el arreglo escalonado. En el Re = 100000 el valor del número de Nusselt para el arreglo alineado varió entre 285,93 y 275,41, mientras que para el arreglo escalonado los valores estuvieron entre 262,92 y 253,71 (ver Tablas B-10 hasta B-12 del Apéndice B).

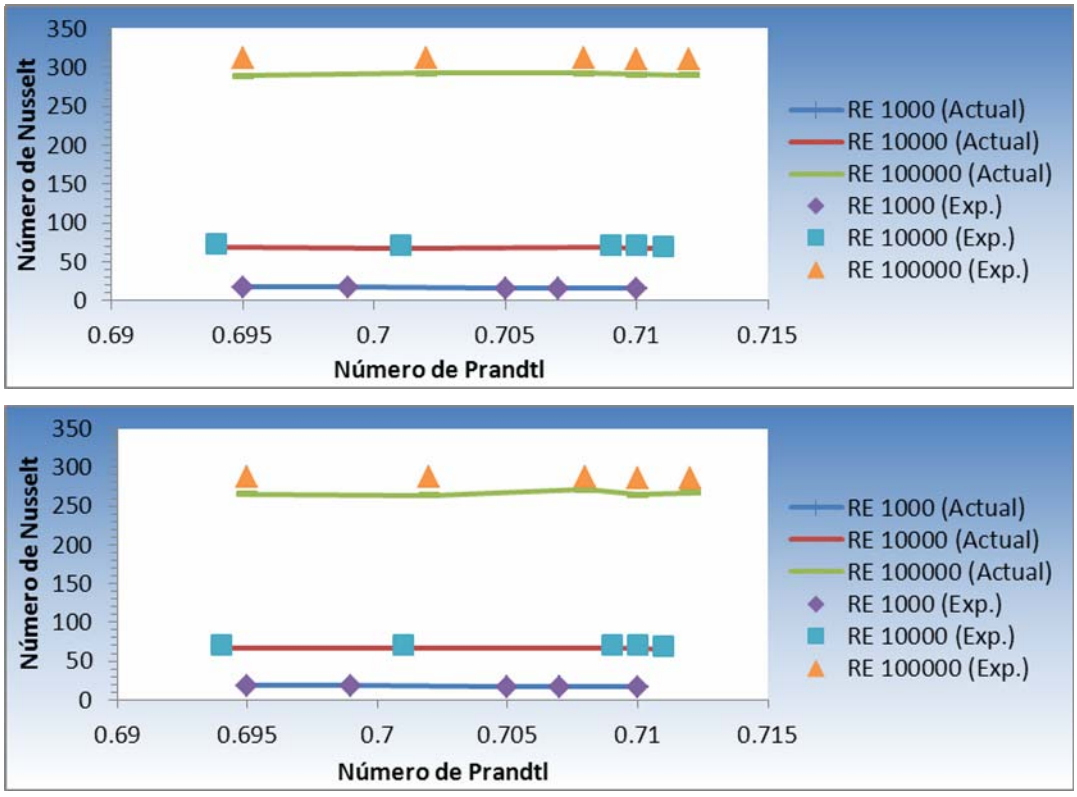


Figura 5.16. Variación del número de Nusselt con el número de Prandtl para un banco de tubos 2 x 2: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

En la Fig. 5.16, se observa que las curvas de los resultados numéricos y experimentales son similares. Los porcentajes de error estuvieron entre de 3,16% % (Arreglo alineado, Re = 1000) y 8,04% (Arreglo escalonado, Re = 100000) (ver Tablas B-13 hasta B-15 del Apéndice B). Para todos los Reynolds estudiados se aprecia una disminución del número de Nusselt a medida que aumenta el número de Prandtl. Se observa que, independientemente del número de Prandtl, a medida que

aumenta el número de Reynolds se incrementa el número de Nusselt. Para Re = 1000 los valores del Nusselt disminuyeron desde 17,55 hasta 15,9 y 18,42 hasta 16,9 para el arreglo alineado y escalonado, respectivamente. En el Re = 10000, en el arreglo alineado la disminución estuvo entre 68,98 y 66,63 y en el arreglo escalonado entre 67,38 y 65,7. En el Re = 100000 los valores del arreglo alineado estuvieron entre 293,24 y 290,01 y en el arreglo escalonado entre 275,92 y 266,94

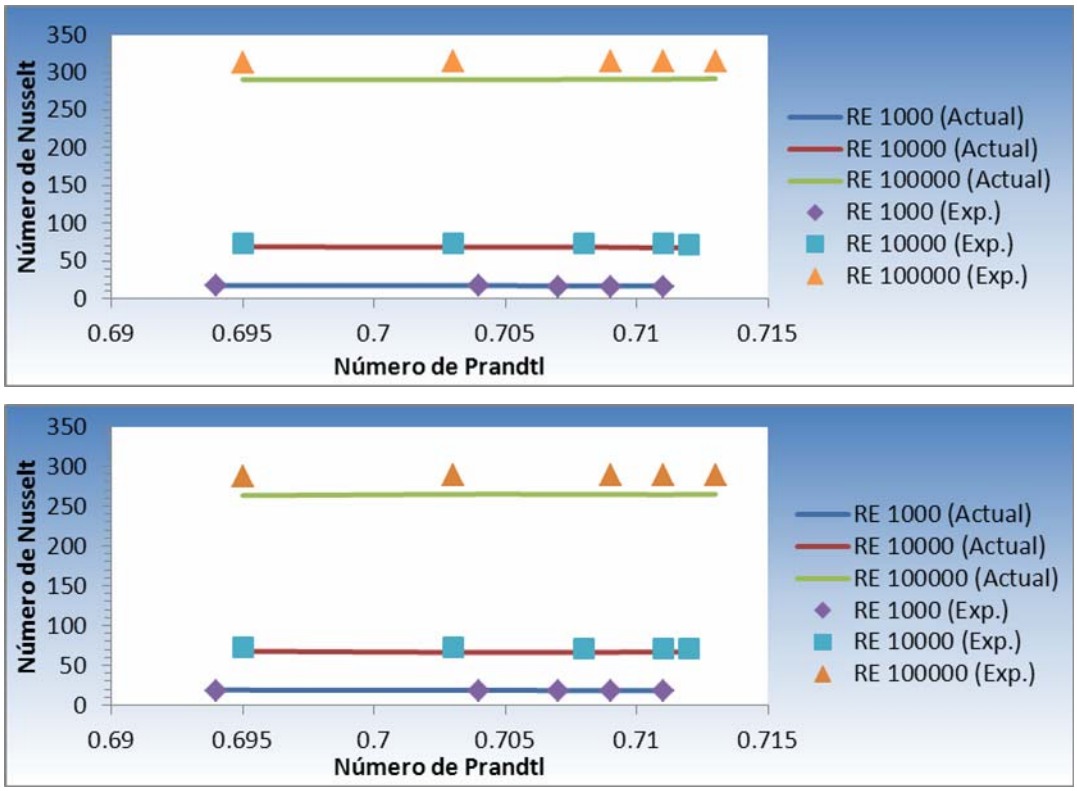


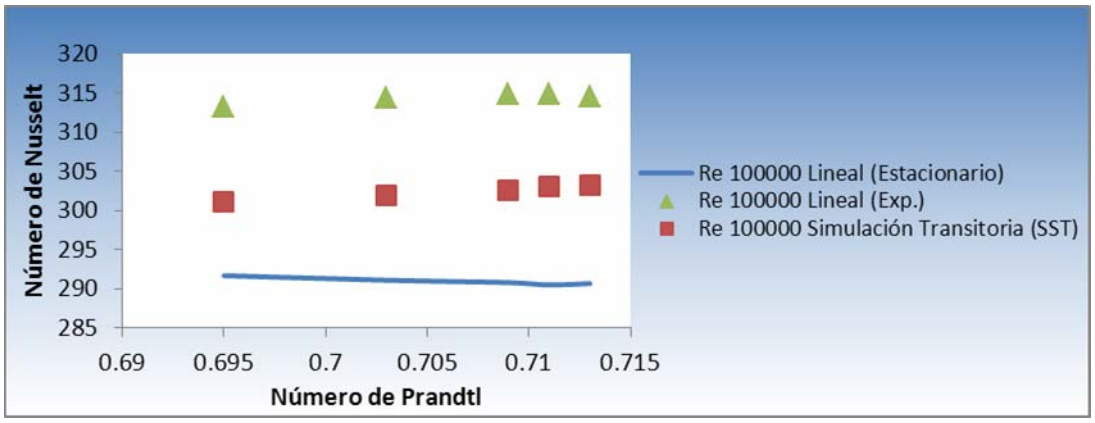
Figura 5.17. Variación del número de Nusselt con el número de Prandtl para un banco de tubos 3 x 3: (a) Arreglo alineado, (b) Arreglo escalonado.

De igual forma que en los bancos de tubos de 1,25 x 1,25 y 2 x 2, en la Fig. 5.17, se muestra que los resultados numéricos y experimentales mantienen la misma tendencia, mientras que los porcentajes de error siguen siendo bajos, entre 4,27% (Arreglo alineado, Re = 1000) y 8,54% (Arreglo escalonado, Re = 100000), (ver Tablas B-13 hasta B-15 del Apéndice B).

Se observa que para todos los Reynolds estudiados se aprecia una disminución del número de Nusselt a medida que se incrementa el número de Prandtl. Y nuevamente, como se apreció en los casos anteriores, independientemente del número de Prandtl a medida que aumenta el número de Reynolds se incrementa el número de Nusselt.

Para el Re = 1000, en el arreglo alineado el número de Nusselt disminuyó desde 17,87 hasta 17,21, en el arreglo escalonado desde 18,94 hasta 18,2. Para Re = 10000 los valores estuvieron entre 69,21 y 68,3 para el arreglo alineado y entre 67,81 y 66,91 para el arreglo escalonado. En el arreglo de 3 x 3 para un Re = 100000, el número de Nusselt disminuyo desde 291,67 hasta 290,76 en los tubos alineados y de 265,06 hasta 263,51 en los tubos escalonados, (ver Tablas B-10 hasta B-12 del Apéndice B).

Al igual que en el estudio de la variación del número de Reynolds, se realizaron simulaciones transitorias con el modelo de turbulencia SST, para los bancos de tubos alineados y escalonados de 3 x 3 (ver Fig. 5.18) por ser los que proyectaron mayor porcentaje de error con respectos a los resultados experimentales (ver Tablas B-13 hasta B-15 del Apéndice B).



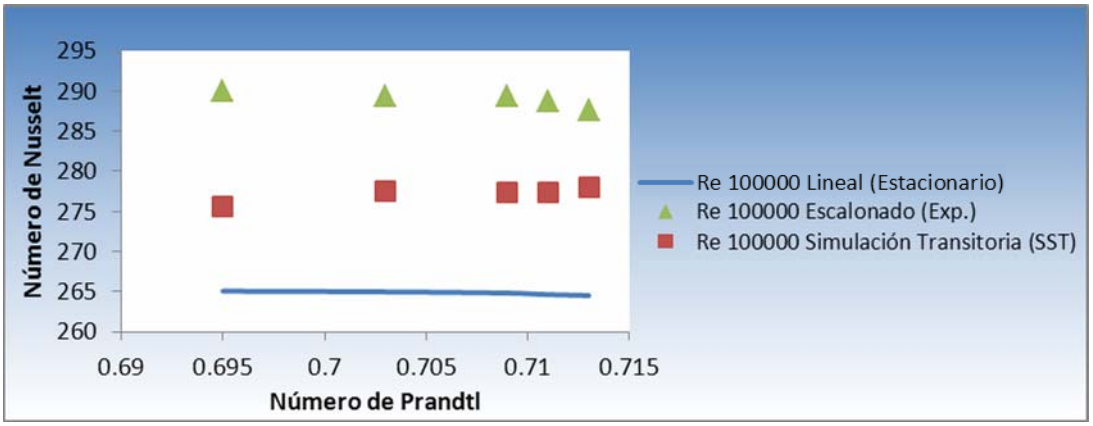
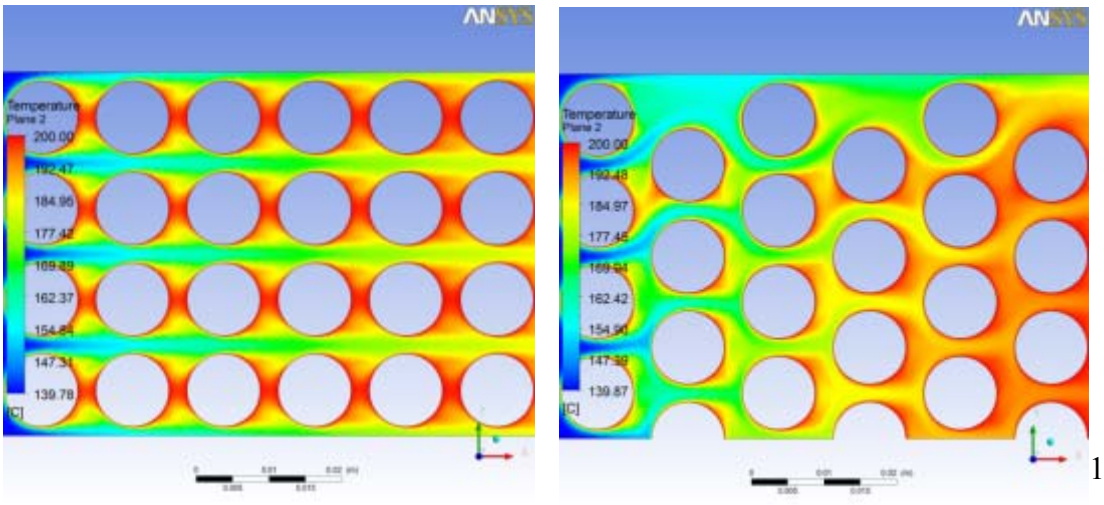


Figura 5.18. Variación del número de Nusselt para el banco de tubos 3 x 3 usando simulación estacionaria y transitoria (Re = 100000): (a) Arreglo alineado (b) Arreglo escalonado.

Demostrando nuevamente que los resultados transitorios se aproximan más a los resultados experimentales que los estacionarios.

En las Figs. 5.19(a) hasta 5.19(d) se muestran los contornos de temperatura para el banco de tubos 1,25 x 1,25, para números de Prandtl de 0,69 y 0,704. Para el mismo número de Reynolds (Re = 1000) se comprobó que mientras aumenta el número de Prandtl disminuye la temperatura en el fluido. De igual manera, en ambos casos (Pr = 0,69 y 0,704), en los arreglos de tubos escalonados la temperatura de salida fue mayor que en los bancos alineados.



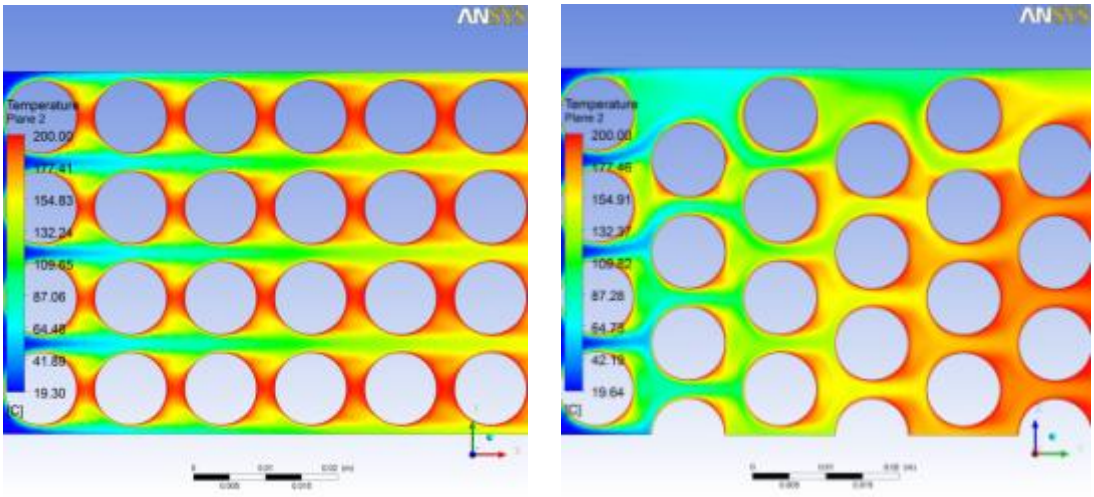
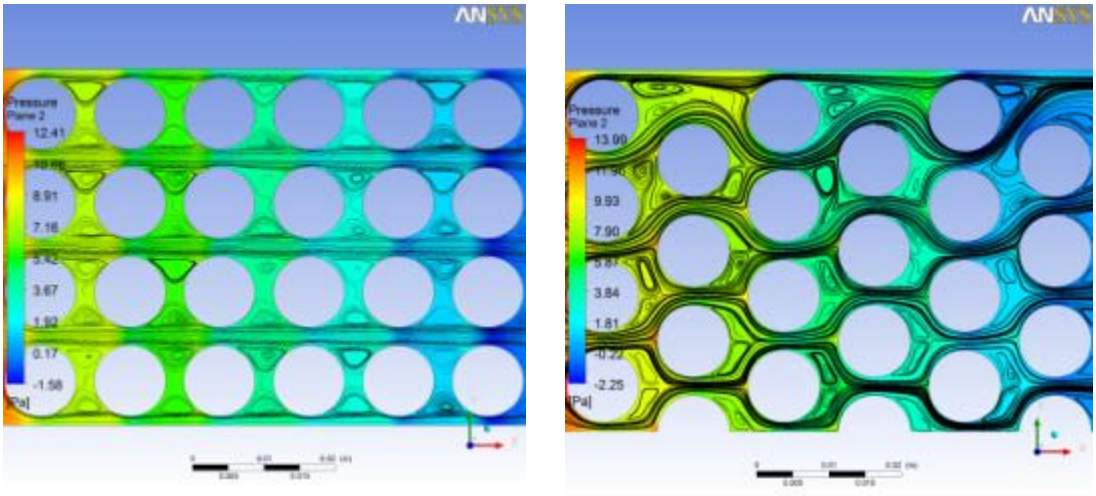


Figura 5.19. Contornos de temperatura para el banco de tubos 1,25 x 1, 25 para Re = 1000: (a) Arreglo alineado Pr = 0,69, (b) Arreglo escalonado Pr = 0,69, (c) Arreglo Alineado Pr = 0,704, (d) Arreglo escalonado Pr = 0,704.

Para los demás bancos de tubos (2 x 2 y 3 x 3) no hubo un incremento apreciable de la temperatura (ver Tablas B-10 hasta B-13 del Apéndice B).



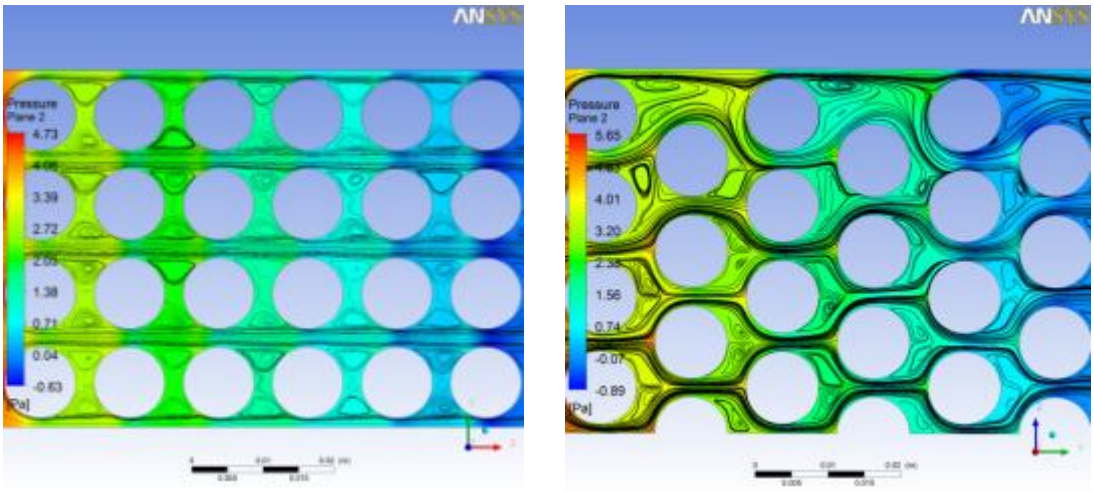


Figura 5.20. Contornos de presión y líneas de corriente para el banco de tubos 1,25 x 1, 25. Re = 1000: (a) Arreglo alineado Pr = 0,69, (b) Arreglo escalonado Pr = 0,69, (c) Arreglo Alineado Pr = 0,704, (d) Arreglo escalonado Pr = 0,704.

En las Figs. 5.20(a) hasta 5.20(d) se muestran las líneas de corriente y los contornos de presión del Re = 1000 para diferentes arreglos y se comparan los números de Prandtl 0,69 y 0,704. Se observa la formación de vórtices para ambos números de Prandtl, aunque a simple vista no es posible establece diferencias, esto debido a que la formación de vórtices está más relacionada con el número de Reynolds y no tanto con el número de Prandtl, por lo que las líneas de corriente son similares en ambos números de casos. En los bancos de 2 x 2 y 3 x 3 para Re = 1000 y 100000 el comportamiento fue similar.

CAPÍTULO VI
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El desarrollo de la presente investigación permitió estudiar numéricamente el flujo de un fluido y la trasferencia de calor en bancos de tubos, mediante diferentes modelos tridimensionales, incluyendo, bancos de tubos de arreglos alienados y escalonados con diferentes espaciamientos entre los tubos. Se simuló la dinámica del fluido con los modelos de turbulencia k-ε *y* k-ω basado en el transporte del esfuerzo cortante (SST), obteniéndose resultados conformes a los experimentales. A continuación se presentan de forma puntual las conclusiones y recomendaciones que surgieron del presente trabajo:

6.1 Conclusiones

Los modelos de los diferentes arreglos de bancos de tubos con flujo cruzado que se diseñaron y los modelos de turbulencia seleccionados para el estudio numérico de las características tridimensionales del flujo de fluido y transferencia de calor, demostraron que la disposición y espaciamiento de los tubos y el número de Reynolds son los parámetros que más influyen en el coeficiente de calor convectivo que se produce en el interior de un banco de tubos.

En los arreglos de tubos escalonados estudiados, para números de Reynolds menores al rango de 5000 - 6000, la transferencia de calor por convección fue mayor que en los arreglos de tubos alineados. A partir de este rango la transferencia de calor en los tubos alineados fue mayor que en los escalonados.

Al existir una variación del número de Reynolds, el coeficiente de calor por convección presento una mayor relación de cambio con respecto al espaciamiento

entre los tubos en comparación con el arreglo de éstos, mientras que al variar el número de Prandtl, el coeficiente de transferencia de calor se vio afectado en mayor medida por la disposición de los tubos en comparación al espaciamiento entre los mismos.

Se sabe que a medida que aumenta el número de Reynolds disminuye la temperatura de salida del flujo en los bancos de tubos, pero se demostró que está disminución se hace menos significativa a partir de determinado rango de número de Reynolds. Para los bancos de tubos de 1,25 x1,25 este comportamiento en la temperatura comienza a presentarse a partir de Re □ 53000, en los bancos de tubos de 2 x 2 se presentó para Re □ 39000 y en los bancos de tubos de 3 x 3 para Re □ 19000.

En el estudio de la variación del número de Prandtl, para el caso de Re = 1000, el coeficiente de transferencia de calor convectivo fue mayor en los bancos de tubos de arreglos escalonados, sin importar el espaciamiento entre ellos, mientras que para flujos más turbulentos (Re = 10000 y Re = 100000), el coeficiente de calor convectivo fue mayor en los bancos de tubos con arreglos alineados.

Los resultados numéricos obtenidos mostraron estar en concordancia con los resultados experimentales de la correlación de Zukauskas.

6.2 Recomendaciones

Con el fin de profundizar más en el estudio del comportamiento del flujo de un fluido con transferencia de calor dentro de un banco de tubos se sugiere:

Realizar un estudio transitorio con otros modelos de turbulencia para analizar como el comportamiento turbulento, los diferentes modelos que lo representan y el

desarrollo del flujo con el tiempo inciden en la dinámica del fluido dentro del banco de tubos y así determinar qué modelo o modelos proyectan resultados más cercanos a los experimentales.

En este estudio, la distancia longitudinal y la distancia transversal se seleccionaron iguales para cada banco de tubos. Se recomienda simular bancos de tubos con relaciones de $(S_T/D)x(S_L/D)$ de longitudes variables, para estudiar como espaciamientos no constantes afectan la transferencia de calor.

Estudiar bancos de tubos con condiciones de contorno no isotérmicas en los tubos, con el fin de estudiar condiciones más cercanas a la realidad, en el interior de un banco de tubos. Analizar como los patrones de flujo y temperatura que se desarrollan en el interior de los cilindros afectan la transferencia de calor.

BIBLIOGRAFÍA

ANSYS Inc. ANSYS CFX – *Computational Fluid Dynamics, Reléase 11.0: Intro_CFDConcepts.* (2005).

ANSYS Inc. ANSYS CFX – *Solver, Release 11.0: Modelling CFX Mod. book.* (2005).

Buyruk, E. *Heat transfer and flow structures around circular cilindres in corss-flow.* Universidad Cumhuriyet, Sivas-Turquia. (1997).

Cao, E. *Transferencia de Calor en Ingeniería de Procesos*. 1ra Edición. Argentina: Eduardo Cao. (2004).

Cengel, Y. A. *Transferencia de calor*. 2da Edición. Mc Graw Hill. (2003).

Dinámica de Fluidos computacional Capitulo 3. Información disponible en: http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+3.pdf.

Escuela de ingeniera de Antioquia *Tipos de Flujos*. Disponible en la página web: http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/cinematica/tipos_de_flujo.html. (2001).

He, Y. L., Tao, W. Q., Song, F. Q. y Zhang, W. *Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle.* Xi'an Jiaotong Universidad Xi'an, China. (2004).

Holman, J. P. *Transferencia de calor*. 8va Edición, 1ra En Español), Mc Graw Hill. (1998).

Incropera, F. P. y De Witt, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass transfer*. 6ta Edición, Pearson Prentice Hall. (1999).

Introducción a la dinámica de fluidos computacional. Información disponible en la página web: http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4119/fichero/ Proyecto _PDF+Estudio+del+Sistema+de+Ventilaci%F3n+de+una+Instala%252FCap%EDtulo+II+Introducci%F3n+a+la+Din%E1mica+de+Fluidos+Computaciona%252FCapitulo2.pdf.

Jaramillo, O. A. *Intercambiadores de Calor*. Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. México. (2007).

Khan, W. A., Culham J. R. y Yovanovich, M. M. *Analytical model for convection heat transfer from tubes bank.* Universidad Waterloo, Waterloo, Canada. (2006).

Kern, D. *Procesos de Transferencia de Calor*. 1ra Edición. México: Editorial Continental. (1999).

Mandhani, V. K., Chhabra, R. P. y Eswaran, V. *Forced convection heat tranfer in tube Banks in cross flow.* Instituto tecnológico Indian, India. (2001).

Rodríguez, Y. *Ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos,* Universidad de la Habana, Facultad de Matemática y Computación, La Habana. (2006).

Streeter, V. L. *Mecánica de los fluidos*. (Traducción y adaptación de la 4ta edición en inglés) Mc Graw Hill. (1972).

Tabla de las propiedades del aire, Estudio de la variación del número de Prandtl. Información disponible en la página web: http://www.engineeringtoolbox.com/ air-properties-d_156.html.

Universidad de Oviedo – Turbulencia. Imagen disponible en: http://www.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos/temas/Tema_6_Turbulencia_0405.pdf. (2004).

Versteeeg, H. K. y Malasekera, W. *An introduction to computacional fluid dynamics*. Longman scientific & technical. (1995).

Wilson, A. S. y Bassionuy, M. K. *Modeling of heat transfer for flow across tube Banks.* Universidad Menoufia, Shibin El-Kom, Egipto. (1999).

White, F. M. *Fluids Mechanics*, 4ta Edición. Mc Graw Hill. (2001).

Zukauskas, A. *Heat transfer from tubes in crossflow*, Adv. Heat Transfer 8. Pags.93–160, (1972).

Zukauskas, A. y Ulinskas, R. *Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow*, Washington, DC, (1988).

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE FLUIDO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCO DE TUBOS
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Lorenzo D., Juan A.	**CVLAC:** 17.235.149 **E MAIL:** Juanito_2332@hotmail.com
	CVLAC: **E MAIL:**
	CVLAC: **E MAIL:**
	CVLAC: **E MAIL:**

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

transferencia de calor

coeficiente de calor por convección

banco de tubos

número de reynolds

número de prandtl

número de nusselt

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniera Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

En este trabajo, mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional, se analizó, para un flujo compresible (aire), el efecto de la variación del número de Reynolds y el número de Prandtl en la transferencia de calor por convección en bancos de tubos de arreglos alineados y escalonados. Se llevaron a cabo simulaciones de pruebas para entender el comportamiento de un fluido con transferencia de calor y configurar los parámetros del programa utilizado para las simulaciones numéricas. Los resultados de este trabajo fueron comparados con la correlación experimental propuesta por Zukauskas [23], mostrando estar en concordancia. Para este estudio, se determinó que la disposición y espaciamiento de los tubos y el número de Reynolds son los parámetros que más influyen en el coeficiente de calor convectivo que se produce en un banco de tubos y se demostró que el modelo de turbulencia k-ω basado en el transporte del esfuerzo cortante (SST) es más preciso que el modelo k-ε para representar la dinámica del fluido en el interior de los bancos de tubos estudiados. Se espera que los resultados aportados en este estudio permitan a futuro desarrollar modelos que logren predecir las condiciones hidrodinámicas y la transferencia de calor en un fluido.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Prof. Martínez, Johnny	**ROL**	**CA**	**AS**	**TU**	**JU**
	CVLAC:	8.340.871			
	E_MAIL	Johnnymartinr@hotmail.com			
	E_MAIL				
Prof. Rengel, José E.	**ROL**	**CA**	**AS**	**TU**	**JU**
	CVLAC:	9.278.475			
	E_MAIL	Rengel66@hotmail.com			
	E_MAIL				
Prof. Camargo, Lino	**ROL**	**CA**	**AS**	**TU**	**JU**
	CVLAC:	11.496.426			
	E_MAIL	L.camargo@cantv.net			
	E_MAIL				
	ROL	**CA**	**AS**	**TU**	**JU**
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	11	22
AÑO	**MES**	**DÍA**

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis de grado. Estudio numérico del flujo de fluido y transferencia	Application / msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (**OPCIONAL**)

TEMPORAL: _____ (**OPCIONAL**)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico_____

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado_____

ÁREA DE ESTUDIO:

Fluidos y Térmica_____

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente / Núcleo de Anzoátegui_____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

"Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización".

Juan Alberto Lorenzo D.

AUTOR **AUTOR** **AUTOR**

Prof. Johnny Martínez Prof. Eduardo Rengel Prof. Lino Camargo

TUTOR **JURADO** **JURADO**

Prof. Diógenes Suarez

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS