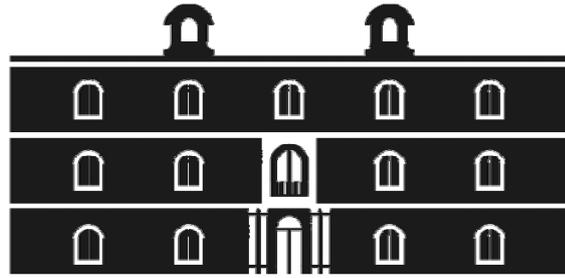


Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Análisis numérico de los fenómenos de convección mixta en tubos con muelles rígidos insertados

Titulación: Ingeniero Industrial

Alumno/a: Adrián Martín Subirana

Director/a/s: Juan Pedro Solano Fernández

Cartagena, a 27 de septiembre de 2014

ÍNDICE

ÍNDICE.....	3
PARTE I. INTRODUCCIÓN AL PROYECTO	7
Capítulo 1. Antecedentes	9
Capítulo 2. Objetivos del proyecto.....	11
PARTE II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	12
Capítulo 3. Conceptos generales de mecánica de fluidos.....	14
3.1. Introducción	14
3.2. Conceptos previos	14
3.3. Ecuaciones fundamentales.....	15
3.4. Números adimensionales.....	18
Capítulo 4. Transmisión del calor en tubos.....	21
4.1. Introducción y conceptos previos	21
4.2. Análisis de la convección forzada en tubos para flujo laminar completamente desarrollado	27
4.3 Convección mixta	36
Capítulo 5. Inserción de muelles en tubos	41
5.1 Introducción	41
5.2 Técnicas de mejora de la transferencia de calor.....	41
5.3. Muelles insertados en tubos	42
PARTE III. FUNDAMENTOS DEL CFD.....	46
Capítulo 6. Mecánica de fluidos computacional	48
6.1 Introducción al CFD	48
6.2 Ventajas de la mecánica de fluidos computacional	49
6.2 Inconvenientes de la mecánica de fluidos computacional	50
Capítulo 7. Metodología de trabajo	51
7.1 Pre-processing.....	51
7.2 Solver.....	74
7.3 Post-processing	83
PARTE IV. SIMULACIONES Y RESULTADOS.....	91
Capítulo 8. Factor de fricción	93
8.1 Introducción	93
8.2 Factor de fricción para W01.....	93
8.3 Factor de fricción para W02.....	95
Capítulo 9. Fluctuaciones de velocidad por inserción de muelle.....	99

9.1 Introducción	99
9.2 Estudio fluctuaciones de velocidad	99
Capítulo 10. Transmisión de calor	105
10. 1 Introducción	105
10.2 Análisis del número de Nusselt	107
10.3 Análisis del número de Rayleigh	125
10.4 Análisis del número de Richardson	132
PARTE V. CONCLUSIONES	147
Capítulo 11. Conclusiones	149
11.1 Introducción	149
11.2 Conclusiones respecto al factor de fricción	149
11.3 Conclusiones respecto a las fluctuaciones de velocidad debidas a la inserción de muelle.....	149
11.4 Conclusiones respecto a la transmisión de calor	150
Capítulo 12. Futuras vías de trabajo.....	152
BIBLIOGRAFÍA	154
ANEXOS	158
Anexo A. Propiedades propilenglicol 20%.....	160
Anexo B. Propiedades agua.....	161
Anexo C. Índice de figuras	162

PARTE I. INTRODUCCIÓN AL PROYECTO

Capítulo 1. Antecedentes

La energía es uno de los pilares fundamentales de la sociedad y parte importante de su progreso. Desde el siglo XIX, el consumo de energía ha aumentado de forma exponencial gracias a los avances científicos y desarrollos tecnológicos. Tanto es así que, en la actualidad, forma parte importante de diversos sectores como políticos, científicos, económicos, sociales, medio ambientales, etc.

La mayoría de esta energía ha sido obtenida tradicionalmente de combustibles fósiles. Su agotamiento, aumento de la dificultad de adquisición en los últimos años y los problemas climáticos ha propiciado que se deban buscar alternativas energéticas a ellos.

Una de las principales alternativas a los combustibles fósiles es el aprovechamiento de la energía solar. Dentro de las posibilidades que ofrece la energía solar encontramos, principalmente, la energía solar fotovoltaica y la energía solar térmica.

La energía solar fotovoltaica permite producir electricidad, obtenida directamente de la radiación solar, generalmente mediante un dispositivo denominado célula fotovoltaica. Este tipo de energía puede ser usada para alimentar aparatos autónomos, proporcionar energía eléctrica a viviendas aisladas de la red eléctrica e incluso producir electricidad a través de redes de distribución.

Por otro lado, la energía solar térmica aprovecha la energía proveniente del sol para calentar un fluido caloportador. Entre las posibilidades que nos ofrece esta tecnología destaca la producción de agua caliente sanitaria (ACS), agua caliente para circuitos de calefacción, generación de vapor para producción de energía eléctrica o para diversos procesos industriales e incluso se puede emplear como foco caliente en los ciclos de refrigeración por absorción.

Según la temperatura de trabajo del fluido caloportador, los colectores solares se pueden clasificar:

- Colectores solares de baja temperatura.
- Colectores solares de media temperatura.
- Colectores solares de alta temperatura.

Los colectores solares de baja temperatura son usados, generalmente, para producir ACS. De forma muy similar, los colectores solares de media temperatura se emplean para calentar agua o aire para uso residencial o comercial. Por otra parte, los colectores solares de alta

temperatura son empleados para la producción de vapor y posterior generación de energía eléctrica. De todos los modelos y diseños existentes, los más empleados en la generación de ACS y, por lo tanto, más cercanos a la sociedad son los colectores solares térmicos de placas planas.

Esta tecnología lleva avanzando desde los años 70, fecha en la que comenzó su implantación y desarrollo. Desde entonces, se han dirigido esfuerzos en mejorar la eficiencia de estos sistemas para aprovechar al máximo posible la radiación solar. Sin embargo, para llevar a cabo investigación experimental en este campo es necesaria una instalación solar, con diversos sistemas de regulación de flujo de calor que se asemejen a la radiación solar, sistemas de medida y control y equipos auxiliares, con el coste que ello conlleva.

Como alternativa, entra en juego la mecánica de fluidos computacional (CFD). Respecto a la instalación experimental, ofrece ventajas como el menor coste de ensayos, la diversidad de casos que puedes estudiar variando, con poco esfuerzo, diferentes variables como la el flujo de calor, inclinación del colector, fluido, tipo y tamaño de tubo, materiales, etc.

Se debe añadir que ambos métodos no son excluyentes entre sí. Se tienen que complementar entre ellos para facilitar la comprensión de los fenómenos físicos que tienen lugar en las aplicaciones de interés y poder así contribuir a una mejora de la tecnología.

Capítulo 2. Objetivos del proyecto

Los objetivos de este proyecto son:

- a) Calcular mediante simulación numérica las curvas de factor de fricción en función del número de Reynolds, en regímenes laminar y turbulento, usando modelo laminar y modelos de turbulencia $k-\omega$ y LES.
- b) Evaluar numéricamente la inestabilidad del flujo en tubos con muelles insertados en la región de transición a la turbulencia.
- c) Calcular el número de Nusselt en tubo con muelle insertado a partir de la condición de contorno de flujo de calor constante, para diferentes flujos de calor.
- d) Calcular y determinar la relación existente entre las oscilaciones del número de Nusselt, producidas por la presencia del muelle en el tubo, y el número de Richardson.

PARTE II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Capítulo 3. Conceptos generales de mecánica de fluidos.

3.1. Introducción

En este capítulo se expondrán los conceptos previos y las ecuaciones fundamentales de mecánica de fluidos, ya que la simulación numérica se basa en su resolución para la resolución de los problemas. Estas ecuaciones representan los fenómenos físicos que se dan la mecánica de fluidos.

También se enumerarán los números adimensionales empleados en este proyecto, así como sus definiciones.

3.2. Conceptos previos

3.2.1. Derivada sustancial

Debido al movimiento del fluido, la derivada ordinaria

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3.1)$$

ya no representa toda la variación por unidad de tiempo de una magnitud fluida. Para reflejar esta variación se emplea derivada sustancial.

La derivada sustancial para una magnitud fluida ϕ es:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla(\phi) \quad (3.2)$$

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial x}u + \frac{\partial \phi}{\partial y}v + \frac{\partial \phi}{\partial z}w + \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3.3)$$

donde el término temporal se denomina derivada local y los términos en función de la posición forman parte de la derivada convectiva.

3.2.2. Teorema del transporte de Reynolds.

La derivada sustancial permite calcular la variación de una magnitud fluida respecto a una partícula fluida. El teorema de transporte de Reynolds, por su parte, permite calcular la variación de una magnitud fluida extensiva ligada a un volumen fluido.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{f_1}(t)}^{V_{f_2}(t)} \phi \, d\Omega = \frac{d}{dt} \int_{V_{c_1}(t)}^{V_{c_2}(t)} \phi \, d\Omega + \int_{S_{c_1}(t)}^{S_{c_2}(t)} \phi (V - V_c) \cdot n \, d\sigma \quad (3.4)$$

donde ϕ es la magnitud fluida extensiva definida por unidad el volumen (una magnitud extensiva por unidad de volúmenes una magnitud intensiva), V_f es un volumen fluido, V_c es un volumen de control que coincide con V_f en el instante t , S_c es la superficie dicho volumen de control, V es la velocidad del fluido y V_c es la velocidad la superficie control.

3.3. Ecuaciones fundamentales

Las ecuaciones fundamentales que rigen la mecánica de fluidos son:

- Ecuación de continuidad
- Ecuación de cantidad de movimiento
- Ecuación de conservación de la energía

Estas ecuaciones pueden darse en forma integral o diferencial, dependiendo del problema. Al conjunto de estas ecuaciones en su forma diferencial se le denomina sistema de ecuaciones de Navier-Stokes.

3.3.1. Ecuación de continuidad.

Al plantear sobre el principio de conservación de la masa el teorema de transporte de Reynolds se obtiene la ecuación de continuidad.

El principio de conservación de la masa indica que la base un sistema cerrado permanece constante en el tiempo, así, para un volumen fluido, la conservación de la masa es:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \rho(\vec{x}, t) \, d\Omega = 0 \quad (3.5)$$

Aplicando el teorema de transporte de Reynolds, queda:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \rho(\vec{x}, t) \, d\Omega + \int_{S_C(t_1)}^{S_C(t_2)} \rho(\vec{x}, t) [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] \, d\sigma = 0 \quad (3.6)$$

Tras el desarrollo matemático, su forma diferencial, aplicada a un volumen de control fijo, es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.7)$$

La ecuación de continuidad, tanto en su forma integral como diferencial, representa la variación de la masa de un volumen de control a través de sus superficies de control por unidad de tiempo.

3.3.2. Ecuación de cantidad de movimiento

La Segunda ley de Newton es:

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{d}{dt} (m\vec{v}) \quad (3.8)$$

La variación de cantidad de movimiento para un volumen fluido es:

$$\frac{d}{dt} (m\vec{v}) = \frac{d}{dt} \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \rho(\vec{x}, t) \vec{v}(\vec{x}, t) d\Omega = \frac{d}{dt} \int_{V_C(t_1)}^{V_C(t_2)} \rho \vec{v} d\Omega \quad (3.9)$$

Las fuerzas externas consisten en:

- Fuerzas superficiales:

$$\vec{f}_S = \bar{\tau} \vec{n} \quad (3.10)$$

- Fuerzas volumétricas, de las cuales solo se considerarán la fuerza gravitatoria y las fuerzas inerciales:

$$\vec{f}_V = \rho \vec{f}_m = \rho (\vec{g} - \vec{a}) \quad (3.11)$$

Sustituyendo y aplicando el teorema del transporte de Reynolds para un volumen de control, se obtiene la forma integral de la ecuación de cantidad de movimiento:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V_C(t_1)}^{V_C(t_2)} \rho \vec{v} d\Omega + \int_{SC(t_1)}^{SC(t_2)} \rho \vec{v} [(\vec{v} - \vec{v}_c) \vec{n}] d\sigma \\ = - \int_{SC(t_1)}^{SC(t_2)} p \vec{n} d\sigma + \int_{SC(t_1)}^{SC(t_2)} \bar{\tau}' \vec{n} d\sigma + \int_{V_C(t_1)}^{V_C(t_2)} \rho \vec{f}_m d\Omega \end{aligned} \quad (3.12)$$

Siendo su formulación diferencial:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \nabla \bar{\tau} + \rho \vec{f}_m = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{f}_m \quad (3.13)$$

3.3.3. Ecuación de conservación de la energía

El principio de conservación de la energía establece que la variación de energía en un cuerpo corresponde al trabajo aplicado sobre él, producido por las fuerzas externas, y al calor recibido el exterior:

$$\Delta E = \dot{Q} + \dot{W} \quad (3.14)$$

Así, para un volumen fluido la variación toda la energía es:

$$\Delta E = \frac{d}{dt} \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \rho \left(u + \frac{1}{2} U^2 \right) d\Omega \quad (3.15)$$

El trabajo realizado por las fuerzas externas se obtiene multiplicando, de forma escalar, estas fuerzas por la velocidad:

$$- \int_{S_f(t_1)}^{S_f(t_2)} (p\vec{n})\vec{v} d\sigma + \int_{S_f(t_1)}^{S_f(t_2)} (\bar{\tau}\vec{n})\vec{v} d\sigma + \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \rho \vec{f}_m \vec{v} d\Omega \quad (3.16)$$

El calor que un volumen fluido recibe por sus superficies viene dado por fenómenos de conducción o radiación. En su interior puede generarse calor mediante reacciones químicas. El en seno del fluido, el calor es transportado por fenómenos de convección. Así, la variación de calor en un fluido viene dada por:

$$- \int_{S_f(t_1)}^{S_f(t_2)} \vec{q}\vec{n} d\sigma + \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \dot{Q}_{rad} d\Omega + \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \dot{Q}_{quim} d\Omega \quad (3.17)$$

Empleando el teorema del transporte de Reynolds y sustituyendo términos, se obtiene la forma integral de la ecuación de conservación de la energía para un volumen fluido:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int_{V_c(t_1)}^{V_c(t_2)} \rho \left(u + \frac{1}{2} U^2 \right) d\Omega + \frac{d}{dt} \int_{S_c(t_1)}^{S_c(t_2)} \rho \left(u + \frac{1}{2} U^2 \right) [(\vec{v} - \vec{v}_c)\vec{n}] d\sigma \\ & = - \int_{S_c(t_1)}^{S_c(t_2)} (p\vec{n})\vec{v} d\sigma + \int_{S_c(t_1)}^{S_c(t_2)} (\bar{\tau}\vec{n})\vec{v} d\sigma + \int_{V_c(t_1)}^{V_c(t_2)} \rho \vec{f}_m \vec{v} d\Omega \\ & - \int_{S_f(t_1)}^{S_f(t_2)} \vec{q}\vec{n} d\sigma + \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \dot{Q}_{rad} d\Omega + \int_{V_f(t_1)}^{V_f(t_2)} \dot{Q}_{quim} d\Omega \end{aligned} \quad (3.18)$$

Si a esta ecuación se le restan los términos de energía mecánica y se expresa en forma diferencial, se genera la ecuación de conservación de la energía interna en forma diferencial:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -p(\nabla \cdot \vec{v}) + \phi_v - \nabla \vec{q} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{quim} \quad (3.19)$$

siendo ϕ_v la función de disipación de Rayleigh.

Por lo tanto, el sistema de ecuaciones de Navier-Stokes sería:

- Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.20)$$

- Ecuación de cantidad de movimiento

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \nabla \vec{\tau} + \rho \vec{f}_m = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{f}_m \quad (3.21)$$

- Ecuación de conservación de la energía

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -p(\nabla \cdot \vec{v}) + \phi_v - \nabla \vec{q} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{quim} \quad (3.22)$$

Para resolver este sistema de ecuaciones en derivadas parciales, es necesario establecer una serie de condiciones iniciales para las derivadas temporales y una serie de condiciones de contorno para las derivadas espaciales. Además, también es necesario plantear las ecuaciones de estado en función de las variables termodinámicas que se deseen obtener.

3.4. Números adimensionales

En este proyecto se emplearán con los números adimensionales expuestos en este apartado.

3.4.1 Graetz

El número de Graetz caracteriza el flujo laminar en un conducto.

$$Gz = \frac{\pi D_h}{4 z} Re Pr \quad (3.23)$$

3.4.2 Grashof

Se trata de un número adimensional que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$Gr = \frac{g\beta d^3(T_s - T_f)}{\nu^2} \quad (3.24)$$

donde g es la intensidad del campo gravitatorio, β es el coeficiente de expansión térmica y ν la viscosidad cinemática.

3.4.3 Nusselt

El número de Nusselt representa la relación entre la transferencia de calor por convección y por conducción.

$$Nu = \frac{h_c L}{k_f} \quad (3.25)$$

donde L es la longitud característica, k_f es la conductividad térmica del fluido y h_c el coeficiente de transferencia de calor por convección.

3.4.4 Prandtl

Este número adimensional relaciona la difusividad viscosa frente a la difusividad térmica. Depende únicamente de las propiedades del fluido.

$$Pr = \frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \quad (3.26)$$

donde k_f es la conductividad térmica del fluido, μ_f es la viscosidad dinámica del fluido y C_{pf} es la capacidad calorífica del fluido a presión constante.

3.4.5 Rayleigh

El número de Rayleigh asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Si éste está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.

$$Ra_z = Gr_z Pr \quad (3.27)$$

3.4.6 Reynolds

Este número adimensional relaciona los términos convectivos y viscosos, caracterizando el movimiento del fluido. A partir de él es posible determinar la naturaleza del flujo, determinando si es un flujo laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho_f U D_h}{\mu_f} \quad (3.28)$$

donde ρ es la densidad del fluido, U es la velocidad del mismo, D_h es el diámetro hidráulico del tubo y μ es la viscosidad dinámica del fluido.

3.4.7 Richardson

El número de Richardson representa la relación entre las fuerzas de flotación y convectivas, permitiendo determinar la existencia de convección natural o forzada. Para altos números de Richardson, el flujo se caracterizará por la presencia de convección natural. Para números de Richardson bajos, encontraremos convección forzada.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.29)$$

Capítulo 4. Transmisión del calor en tubos

4.1. Introducción y conceptos previos

La transferencia de calor en conductos es uno de los procesos más importantes en ingeniería. El diseño de intercambiadores de calor y el conocimiento de la transferencia del mismo entre un tubo y el fluido que circula por él está estrechamente relacionado con eficiencia energética de los procesos en los que se produce un intercambio de calor. El calor transferido depende del coeficiente transferencia de calor, el área, y la diferencia de temperaturas.

$$q_c = \bar{h}_c A (T_{surface} - T_{fluid}) \quad (4.1)$$

Esta relación también sirve para determinar el flujo necesario de calor una vez conocido los demás términos.

Cuando la transferencia de calor tiene lugar entre un fluido el interior de un tubo y las paredes del mismo, la temperatura del fluido varía a lo largo del conducto en dirección perpendicular a él, por lo tanto, la temperatura del fluido debe de ser determinada con precisión para obtener resultados acertados.

4.1.1. Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor h_c se puede obtener a partir del número de Nusselt y el diámetro hidráulico, ya que el número de Nusselt se obtiene normalmente de forma experimental.

$$h_c = \frac{Nu K}{D_h} \quad (4.2)$$

$$Nu = \Phi(Re)\psi(Pr) \quad (4.3)$$

$$D_h = 4 \frac{\text{flow cross - sectional area}}{\text{wetted perimeter}} \quad (4.4)$$

4.1.2. Temperatura de referencia del fluido

El coeficiente de transferencia de calor h_c , como se ha mencionado antes, depende de la elección de la temperatura referencia el fluido, la cual, en conductos varía en la dirección del flujo másico \dot{m} y en la dirección en la que se produce la transferencia de calor. Se puede seleccionar como temperatura referencia del fluido la temperatura en el centro del mismo, pero esta temperatura es difícil de medir de forma experimental además de que no representa una medida del cambio de energía del fluido en todo el conductor.

Para solventar esto generalmente se emplea la temperatura media del volumen fluido T_b . Esto nos permite realizar balances de calor de forma inmediata, porque la diferencia de temperatura media del volumen fluido entre dos secciones es directamente la cantidad de calor transferida:

$$q_c = \dot{m}c_p\Delta T_b \quad (4.5)$$

donde:

q_c = Cantidad de calor transferido [W]

\dot{m} = Flujo másico [kg/s]

c_p = Calor específico a calor constante [kJ/kg K]

ΔT_b = diferencia media de temperatura del volumen fluido entre dos secciones [K o °C]

Esta estimación de la temperatura de referencia del fluido da buenos resultados cuando se trata de un caso con flujo de calor constante las paredes del tubo.

4.1.3. Efecto del número de Reynolds y la caída de presión en transferencia de calor

Para un fluido dado, el número de Nusselt depende, en principio, las condiciones del flujo, las cuales vienen caracterizadas por el número de Reynolds, Re.

$$Re = \frac{\bar{U}D_H\rho}{\mu} = \frac{\bar{U}D_H}{\nu} \quad (4.6)$$

En tubos lisos con suficiente longitud, donde los efectos de entrada no son importantes, el flujo es laminar cuando el número de Reynolds es inferior a 2100, aproximadamente. En el rango de números de Reynolds comprendido entre 2100 y 10000, se produce la transición desde flujo laminar a flujo turbulento. Para Reynolds mayores de 10000, el flujo es completamente turbulento.

En un flujo laminar a través de un tubo no hay mezcla entre las partículas que fluidas calientes y frías debidas al movimiento turbulento, y la transferencia de calor tiene lugar únicamente por conducción. Debido a esto el coeficiente transferencia de calor en flujo laminar es relativamente pequeño.

Cuando se produce la transición del flujo laminar a turbulento también se produce un aumento de la transferencia de calor bastante acusado. Debido a la turbulencia que se genera las partículas de fluido frías y calientes comienzan a mezclarse entre ellas, lo que produce el aumento de dicha transferencia de calor.

Al volverse el flujo turbulento, los remolinos y la turbulencia hace que las partículas fluidas del grueso del fluido se difundan por la capa límite y probablemente penetren en ella. El calor se transfiere de esta manera de forma más rápida y efectiva entre la capa límite el grueso del fluido completamente turbulento. En la figura 3.1 se puede observar la estructura con flujo turbulento. Las flechas representan los remolinos generados por la turbulencia que van penetrando en la capa límite, facilitando la trasferencia de calor.

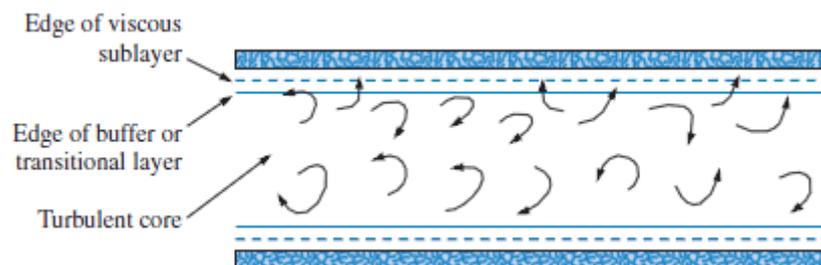


Figura 4. 1 Estructura flujo turbulento

Representando el número de Nusselt frente al número de Reynolds se observa claramente lo indicado anteriormente (Figura 4.2).

En la zona laminar la transferencia de calor se produce únicamente por conducción, por lo tanto, es menor al no producirse mezcla de partículas fluidas calientes y frías. En la zona laminar se comienza a producir la mezcla de las mismas, aumentando la transferencia de calor.

Finalmente, en la zona turbulenta, las partículas se difunden y penetran la capa límite, con lo que la transferencia de calor continúa aumentando conforme aumenta la turbulencia.

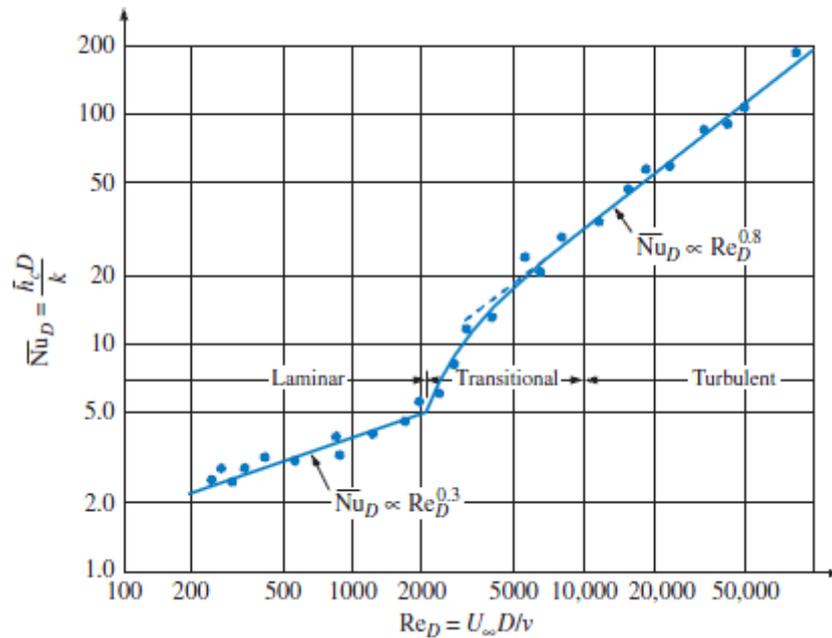


Figura 4. 2 Zona con flujo laminar, zona de transición y zona turbulenta

La parte turbulento del flujo presenta muy poca resistencia a la transferencia de calor, sin embargo, la capa límite si presenta una resistencia térmica a tener en cuenta. El único método efectivo para incrementar la trasferencia de calor en transparente el conductor y el fluido consiste en aumentar la turbulencia en el grueso del fluido con el fin de que los remolinos turbulentos puedan penetrar a mayor profundidad la capa límite. Por otra parte, un aumento de la turbulencia viene acompañado por una mayor pérdida de energía debida caída de presión por fricción en el interior del tubo.

Un diseño óptimo requiere, por lo tanto, un compromiso entre la trasferencia de calor y la caída de presión que se produce el tubo.

4.1.4. Efecto del número de Prandtl

Como se ha mencionado anteriormente, el número de Prandtl es una función únicamente de las propiedades del fluido que relaciona la difusión viscosa frente a difusión térmica.

Cuando el número de Prandtl toma como valor la unidad indica que los perfiles de velocidad y temperatura son similares para ese fluido.

Si el número de Prandtl es menor que uno el gradiente de temperaturas cerca de la superficie por la que transcurre el fluido es menos pronunciado que gradiente de velocidad. El espesor de la capa límite de velocidades será menor que el de la capa límite térmica.

Para fluidos con número de Prandtl mayores a la unidad el gradiente de temperaturas cerca de la superficie por la que transcurre el fluido es más pronunciado que el gradiente de velocidad, con lo que, en este caso, la capa límite de velocidad será mayor que la capa límite térmica.

Se puede concluir que, para un número de Reynolds dado, el gradiente de temperatura cerca de la pared es más pronunciado en fluidos con mayor número de Prandtl que en fluidos con uno menor. Consecuentemente, para un mismo número de Reynolds, fluidos con mayores números de Prandtl darán mayores números de Nusselt.

4.1.5. Efectos de entrada

Al entrar un fluido en un conducto con una velocidad uniforme, las partículas cercanas a la pared del conducto tienden a situarse junto a la misma. A causa de esto aparece una capa límite laminar a lo largo de la pared conducto. Al aumentar la turbulencia del flujo también se vuelve turbulenta. Esta capa límite se servirá desarrollando hasta ocupar el conducto entero. A partir de entonces, el perfil de velocidades permanece sin cambios.

El desarrollo de la capa límite térmica se produce de forma similar al desarrollo de la capa límite hidrodinámica. La capa límite térmica va aumentando su espesor hasta que la transmisión de calor se produce entre conducto y el centro del fluido. A partir de que el perfil de velocidades esté completamente desarrollado el perfil de temperaturas permanece prácticamente constante.

Los perfiles de velocidad y temperatura depende en de si el flujo completamente desarrollado es laminar o turbulento.

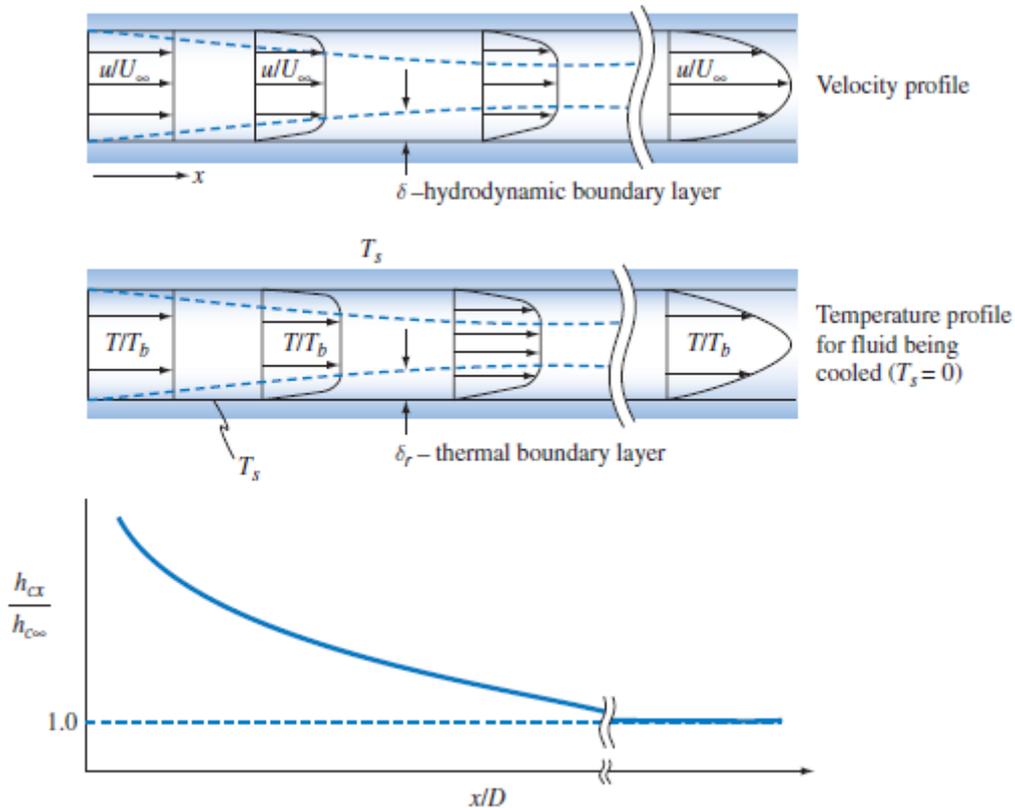


Figura 4. 3 Perfiles de velocidad y temperatura en tubo liso

Para flujo laminar, la longitud para completo desarrollo que los perfiles de velocidad y temperatura en un conducto viene dada, respectivamente, por las siguientes ecuaciones.

$$\left(\frac{x}{D}\right)_{lam} = 0.05 Re_{DH} \quad (4. 7)$$

$$\left(\frac{x}{D}\right)_{lam,T} = 0.05 Re_{DH} Pr \quad (4. 8)$$

4.1.6. Variación de las propiedades físicas

Otro factor que pueden influenciar a la transferencia de calor y en la fricción de forma considerable es la variación de las propiedades físicas con la temperatura. Cuando un fluido que pasa por un conducto es calentado o enfriado su temperatura y, consecuentemente, sus propiedades físicas varían. Para líquidos, la variación de la viscosidad es la más importante. En cambio, para los gases este fenómeno es más complejo ya que, aparte de la viscosidad, la densidad y la conductividad térmica varían significativamente con la temperatura.

Al variar las propiedades del fluido la determinación del número de Reynolds dependerá de la localización donde esas propiedades han sido evaluadas. Se ha establecido como una buena temperatura donde evaluar esas propiedades la temperatura media del fluido.

4.1.7. Condiciones de contorno térmicas

Para fluidos con un número de Prandtl de la unidad o menor, el coeficiente de transferencia de calor también depende de las condiciones de contorno térmicas. Para las mismas condiciones geométricas, un mismo número de Reynolds y un mismo número de Prandtl, el coeficiente de transferencia de calor no toma el mismo valor en el caso en que la pared del conducto se mantenga temperatura uniforme o en el caso en que la pared en conductos recién con flujo de calor constante.

4.1.8. Límites de precisión en la predicción de los valores de los coeficientes de transferencia de calor por convección

Al tratarse de ecuaciones empíricas, se debe de tener en cuenta que los valores coeficiente de transferencia de calor que se llene obtener puede no ser exacto. Los resultados obtenidos en varios experimentos, incluso bajo cuidadosas condiciones controladas, difieren apreciablemente.

4.2. Análisis de la convección forzada en tubos para flujo laminar completamente desarrollado

Para ilustrar los conceptos más importantes de la convección forzada, se procederá a analizar con tubo con flujo laminar, en el que se considerará que éste se encuentra completamente desarrollado.

En primer lugar se analizará el flujo sin tener en cuenta la transferencia de calor para, posteriormente, analizar la misma para dos condiciones de contorno térmicas diferentes: Flujo de calor constante en la pared del conducto y temperatura contante en la pared del conducto.

4.2.1 Análisis hidrodinámico

Para proceder a este análisis nos centraremos en la figura 4.4:

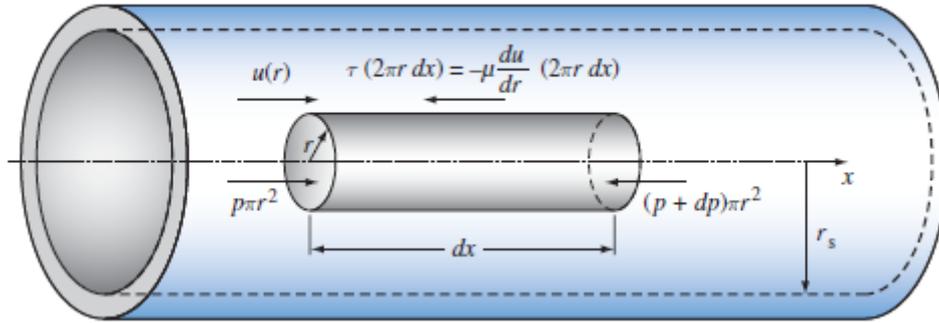


Figura 4. 4 Volumen de control para análisis hidrodinámico

Considerando que la presión es uniforme en la sección transversal y que las fuerzas de presión están compensadas con las fuerzas viscosas que actúan sobre la superficie:

$$\pi r^2 [p - (p + dp)] = \tau 2\pi r dx = -\left(\mu \frac{du}{dr}\right) 2\pi r dx \quad (4.9)$$

De esta relación se obtiene:

$$du = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dx}\right) r dr \quad (4.10)$$

donde dp/dx es el gradiente axial de presiones.

La distribución radial de la velocidad axial es entonces:

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx}\right) r^2 + C \quad (4.11)$$

donde C es una constante de integración cuyo valor es determinado por la condiciones de contorno.

La condición de contorno a emplear es que la velocidad será cero en las paredes del tubo:

$$u = 0 \text{ en } r = r_s \quad (4.12)$$

Empleando estas condiciones para evaluar la constante C obtenemos que la distribución radial de la velocidad axial es:

$$u(r) = \frac{r^2 - r_s^2}{4\mu} \frac{dp}{dx} \quad (4.13)$$

La velocidad máxima (u_{max}) se da en $r = 0$, y su valor es:

$$u_{max} = -\frac{r_s^2}{4\mu} \frac{dp}{dx} \quad (4.14)$$

$$\frac{u}{u_{max}} = 1 - \left(\frac{r}{r_s}\right)^2 \quad (4.15)$$

La pérdida de presión a lo largo del conducto viene dada por:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\rho \bar{U}^2}{2g_c} \quad (4.16)$$

donde \bar{U} es la velocidad media del fluido, L la longitud del conducto, D el diámetro del conducto, ρ la densidad del fluido y f el factor de fricción de Darcy.

Para un flujo en conducto, el flujo másico se obtiene de:

$$\dot{m} = \rho \int_0^{r_s} u 2\pi r dr = \frac{\Delta p \pi \rho}{2L\mu} \int_0^{r_s} (r^2 - r_s^2) r dr = -\frac{\Delta p \pi r_s^4 \rho}{8L\mu} \quad (4.17)$$

Y siendo la velocidad media \bar{U} :

$$\bar{U} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi r_s^2} \quad (4.18)$$

sustituyendo \dot{m} , obtenemos otra expresión para la velocidad media:

$$\bar{U} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi r_s^2} = \frac{\Delta p r_s^2}{8L\mu} \quad (4.19)$$

Cuyo valor es igual a la mitad del valor de u_{max} .

La caída de presión, anteriormente indicada, también se puede expresar como:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{64L\mu}{\rho \bar{U}^2 D} \frac{\bar{U}^2}{2} = \frac{64}{Re_D} \frac{L}{D} \frac{\rho \bar{U}^2}{2g_c} \quad (4.20)$$

Ecuación que si se compara con la ecuación 4.16, se observa que el factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en un conducto es función del número de Reynolds:

$$f = \frac{16}{Re_D} \quad (4.21)$$

La potencia de bombeo necesaria para compensar la caída de presión es igual al producto de la caída de presión dada por el caudal, dividido entre la eficiencia de la bomba:

$$P_p = \frac{\Delta p \dot{Q}}{\eta_p} \quad (4.22)$$

4.2.2. Transferencia de calor

A continuación se procede a añadir el cálculo de la transmisión de calor al análisis anteriormente realizado. Para ello emplearemos dos condiciones de contorno térmicas.

En primer lugar se realizará el análisis imponiendo en la pared del conducto un flujo de calor uniforme. Posteriormente se analizará el caso en el que imponemos como condición de contorno una temperatura contante en la pared del tubo.

4.2.2.1. Flujo de calor uniforme en la pared del tubo.

Para el análisis energético se considera el volumen de control de la figura 4.5:

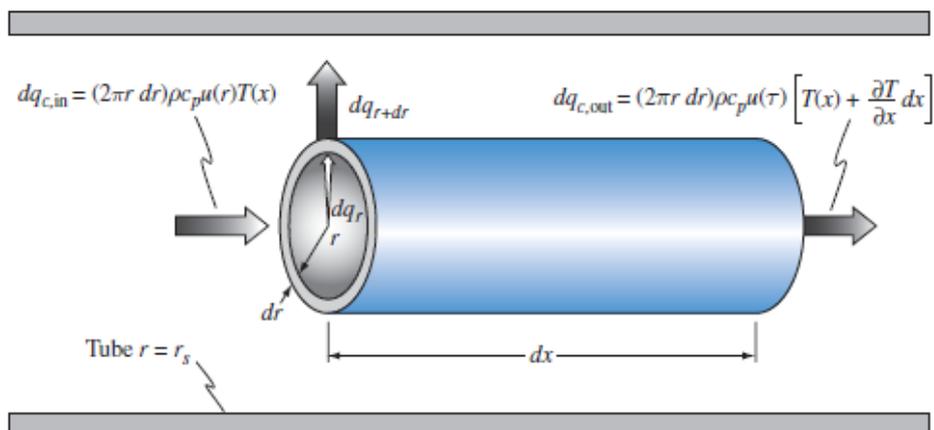


Figura 4.5 Volumen de control para análisis energético

En flujo laminar, la transferencia de calor entra y sale del volumen de control mediante conducción en dirección radial mientras que, en dirección axial, la energía es transportada por convección.

La transferencia de calor por conducción en el elemento fluido es:

$$dq_{k,r} = -k2\pi r dx \frac{\partial T}{\partial r} \quad (4.23)$$

Mientras que la transferencia de calor por conducción fuera del elemento fluido:

$$dq_{k,r+dr} = -k2\pi(r+dr)dx \left[\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} dr \right] \quad (4.24)$$

La transferencia de calor por convección fuera del elemento fluido viene dada por:

$$dq_c = 2\pi r dr \rho c_p u(r) \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad (4.25)$$

Realizando un balance energético que relacione la transferencia de calor por conducción y convección:

$$dq_{k,r+dr} - dq_{k,r} = dq_c \quad (4.26)$$

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) dx dr = r \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} dx dr \quad (4.27)$$

Y despreciando los términos de segundo orden y reordenando, se obtiene:

$$\frac{1}{ur} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.28)$$

La temperatura del fluido aumenta linealmente en dirección axial debido al flujo de calor uniforme en la pared del conducto:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \text{constante} \quad (4.29)$$

Como el gradiente de temperaturas es constante en dirección axial (ec. 4.29), la ecuación 4.28 se reduce de una ecuación en derivadas parciales a una ecuación diferencial ordinaria, siendo r la única coordenada espacial.

Las condiciones de contorno para la ecuación 4.28 son:

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ en } r = 0 \quad (4.30)$$

$$\left| k \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_s} = q_s'' = \text{constante en } r = r_s \quad (4.31)$$

Para resolver esta ecuación se sustituye el perfil de velocidad de la ecuación 4.15:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} u_{max} \left(1 - \frac{r^2}{r_s^2} \right) r \quad (4.32)$$

Aplicando las condiciones de contorno e integrado dos veces respecto a r , se obtiene la distribución de temperaturas:

$$T - T_c = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \frac{u_{max} r_s^2}{4} \left[\left(\frac{r}{r_s} \right)^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_s} \right)^4 \right] \quad (4.33)$$

La temperatura media del fluido (T_b), empleada para la obtención de las propiedades fluidas, se puede determinar como:

$$T_b = \frac{\int_0^{r_s} (\rho u c_p T) (2\pi r dr)}{\int_0^{r_s} (\rho u c_p) 2\pi r dr} = \frac{\int_0^{r_s} (\rho u c_p T) 2\pi r dr}{c_p \dot{m}} \quad (4.34)$$

La temperatura media del fluido también se puede calcular de la forma:

$$T_b - T_c = \frac{7}{96} \frac{u_{max} r_s^2}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.35)$$

Y la temperatura de la pared:

$$T_s - T_c = \frac{3}{16} \frac{u_{max} r_s^2}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.36)$$

Siendo el gradiente de temperaturas radial constante, el coeficiente de transferencia de calor medio es:

$$\bar{h}_c = \frac{q_c}{A(T_s - T_b)} = \frac{k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_s}}{T_s - T_b} \quad (4.37)$$

Evaluando este gradiente de temperaturas en $r = r_s$ y sustituyendo las ecuaciones 4.35 y 4.36 en la ecuación 4.37, se obtiene:

$$\bar{h}_c = \frac{24k}{11r_s} = \frac{48k}{11D} \quad (4.38)$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_c D}{k} = 4.364 \quad (4.39)$$

Dándose este valor medio del número de Nu para el caso de flujo laminar completamente desarrollado con transferencia de calor contante en las paredes del conducto.

4.2.2.2. Temperatura uniforme en la pared del tubo.

Cuando la temperatura de la superficie del fluido es uniforme, el análisis es más complicado porque la diferencia de temperaturas de la pared del conducto y la temperatura media del fluido varía a lo largo del tubo, es decir, el gradiente de temperatura en dirección axial es función de la longitud.

$$\frac{\partial T_b}{\partial x} = f(x) \quad (4.40)$$

La ecuación:

$$\frac{1}{ur} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.41)$$

En este caso, puede ser resuelta suponiendo que

$$r = r_s \rightarrow T(x, r_s) = \text{constante} \quad (4.42)$$

pero es necesario un proceso iterativo. El resultado no es una simple expresión algebraica, pero el número de Nusselt se puede determinar:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_c D}{k} = 3.66 \quad (4.43)$$

En la siguiente imagen se puede observar las diferencias entre flujo de calor uniforme temperatura constante las paredes del conducto.

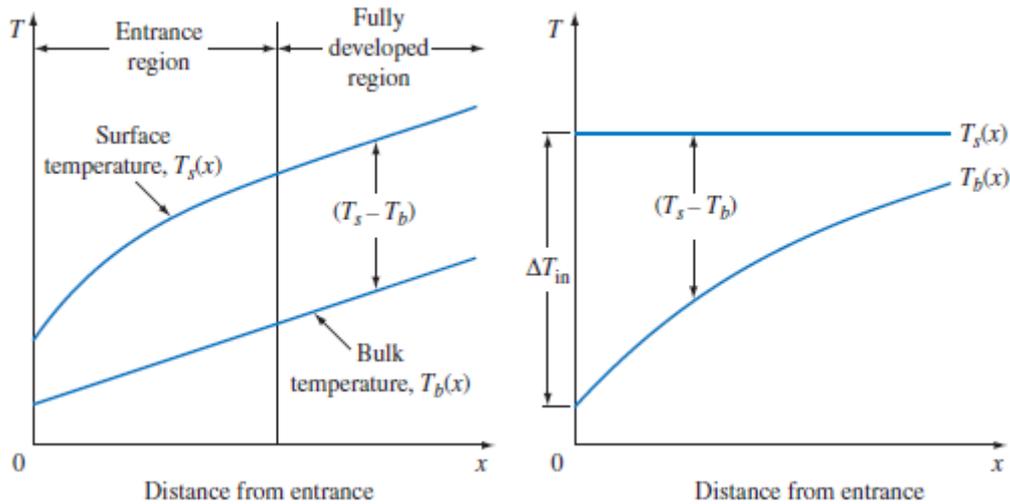


Figura 4.6 Variación de la temperatura media del fluido en función de condición de contorno: Calor uniforme en pared o condición de contorno: Temperatura de pared constante

Como se ha mencionado anteriormente, se observa, para el caso en el que el flujo de calor es constante la par del conducto que, tras los efectos de entrada la diferencia de temperatura entre la pared de temperatura media del fluido es constante. Sin embargo, en el caso de temperatura constante en la pared del conducto, la diferencia de temperatura va variando en función de la distancia a la entrada. Debido a esta variación, se deben aplicar otros valores de temperatura para evaluar la transferencia de calor.

El balance de calor al conducto es:

$$dq_c = \dot{m}c_p dT_b = q_s'' P dx \quad (4.44)$$

donde P es el perímetro de la sección del conducto.

Por lo tanto, el gradiente de temperaturas es de la forma:

$$\frac{dT_b}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h_c (T_s - T_b) \quad (4.45)$$

para una temperatura de superficie constante se tiene que:

$$\frac{dT_b}{dx} = \frac{d(T_b - T_s)}{dx} \quad (4.46)$$

reordenando, se obtiene:

$$\int_{\Delta T_{ent}}^{\Delta T_{sal}} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L h_c dx \quad (4.47)$$

donde:

$$\Delta T = T_s - T_b \quad (4.48)$$

A continuación, integrando:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_{sal}}{\Delta T_{ent}}\right) = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}_c \quad (4.49)$$

donde:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{L} \int_0^L h_c dx \quad (4.50)$$

Como T_s es constante, la transferencia de calor por convección en el tubo se puede expresar como:

$$q_c = \dot{m}c_p[(T_s - T_{b,ent}) - (T_s - T_{b,sal})] = \dot{m}c_p(\Delta T_{ent} - \Delta T_{sal}) \quad (4.51)$$

$$q_c = \bar{h}_c A_s \left[\frac{\Delta T_{sal} - \Delta T_{ent}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{sal}}{\Delta T_{ent}}\right)} \right] \quad (4.52)$$

donde el término:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_{sal}}{\Delta T_{ent}}\right) \quad (4.53)$$

es la diferencia de temperatura media logarítmica LMTD, quedando:

$$q_c = \bar{h}_c A_s \left[\frac{\Delta T_{sal} - \Delta T_{ent}}{LMTD} \right] \quad (4.54)$$

4.3 Convección mixta

A continuación realizaremos un breve estudio sobre los fenómenos de convección mixta, tipo de transmisión de calor que se da con frecuencia en colectores solares planos.

4.3.1. Efectos de flotación

Estos fenómenos se producen a causa de la aparición de un gradiente de densidad causado por la mayor temperatura en la pared del tubo respecto a la del fluido. Esto provoca fluido en contacto con la pared ascienda a por la misma hasta la generatriz superior del tubo, ya que éste está más caliente que el fluido que se encuentra el interior del tubo.

Este fenómeno se produce simétricamente, dando lugar a que fluido alojado en la parte superior del tubo desplace hacia la generatriz inferior del mismo, por la parte central. Esto produce las partículas tracen a lo largo del tubo una trayectoria en espiral.

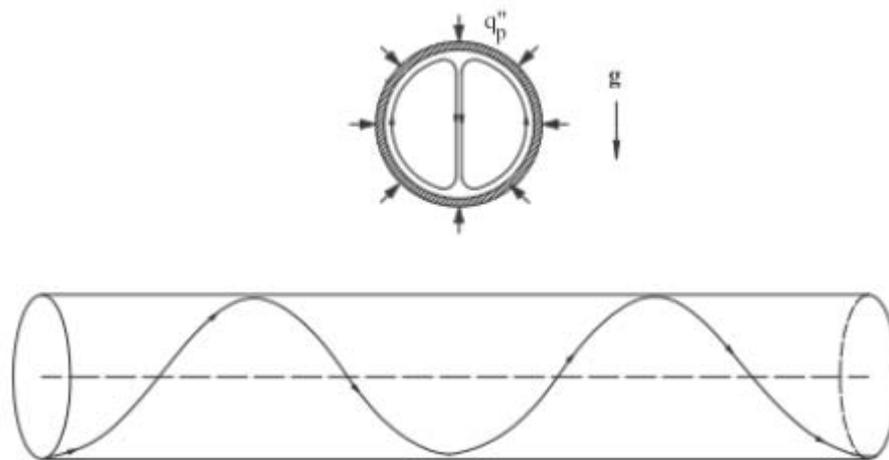


Figura 4. 7 Trayectoria de partículas fluidas en perfil transversal y longitudinal de tubo donde se produce el fenómeno de convección mixta.

Debido a estas corrientes el coeficiente de transmisión de calor es mayor la parte superior del tubo. Así, el coeficiente de transmisión de calor varía a lo largo del tubo y a lo largo de cada sección transversal al flujo.

Podemos estimar número de Nusselt promediado en una sección concreta:

$$\overline{Nu_x} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Nu_x d\vartheta \quad (4.55)$$

Quedando, para el caso de calor uniforme:

$$\overline{Nu_x} = \frac{q_p'' d}{k(\bar{T}_s - T_f)} \quad (4.56)$$

Al igual que la convección forzada, la condición de contorno térmica también influye en convección mixta:

Para un flujo de calor constante en la pared del tubo, la diferencia de temperatura entre la pared y el fluido es constante una vez se ha desarrollado térmicamente el flujo.

Para el caso en que la temperatura de pared es constante, el flujo secundario desaparecerá medida que la temperatura del fluido se aproxima la de la pared.

4.3.2. Descripción matemática del fenómeno

4.3.2.1 Introducción

En cualquier fenómeno de transferencia de calor se produce cambios en la densidad del fluido. En el caso de que los efectos de convección forzada sean elevados, las circulaciones mencionadas anteriormente pueden ser despreciables, mientras que en convección natural, los efectos de convección forzada no se tienen en cuenta. Por lo tanto, se hace necesario determinar cuándo predomina un tipo de convección sobre el otro.

Para obtener una idea del efecto de la convección natural o forzada en un flujo se empleará la ecuación de Navier-Stokes, incluyendo los efectos de la convección natural:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - T_\infty) \quad (4.57)$$

Que, sustituyendo:

$$X = \frac{x}{L} \quad (4.58)$$

$$Y = \frac{y}{L} \quad (4.59)$$

$$\theta = \frac{(T - T_{\infty})}{(T_0 - T_{\infty})} \quad (4.60)$$

$$P = \frac{(p - p_{\infty})}{\left(\frac{\rho U_{\infty}^2}{2g}\right)} \quad (4.61)$$

$$U = \frac{u}{U_{\infty}} \quad (4.62)$$

$$V = \frac{v}{U_{\infty}} \quad (4.63)$$

Quedaría:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\mu}{\rho U_{\infty} L}\right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \left[\frac{g\beta L^3 (T_0 - T_{\infty})}{v^2}\right] \frac{v^2}{U_{\infty}^2 L^2} \theta \quad (4.64)$$

En la capa límite los miembros del lado izquierdo de la ecuación son del orden de la unidad, así como los dos primeros miembros de la parte derecha de la misma. De esta forma, los efectos de flotación influenciarán al perfil de velocidades, del cual depende la distribución temperaturas si $\Theta = 1$. Quedando la ec. 4.64 como:

$$\frac{g\beta L^3 (T_0 - T_{\infty})}{\left(\frac{U_{\infty} L}{v}\right)^2} = \frac{Gr_L}{Re_L^2} \cong 1 \quad (4.65)$$

La relación $\frac{Gr_L}{Re_L^2}$, conocida como el número de Richardson (Ri), indica la importancia relativa de los efectos de flotación frente los efectos de convección forzada. Si es mucho menor que la unidad, entonces tenemos un problema de convección forzada pura. Para valores mucho mayores que la unidad los términos de flotación son dominantes y se tiene un problema de convección natural pura. Entre estos dos límites el problema es de convección mixta, cuando los efectos de convección natural o forzada tienen una magnitud semejante.

En la práctica los efectos de convección natural en flujo turbulento son insignificantes.

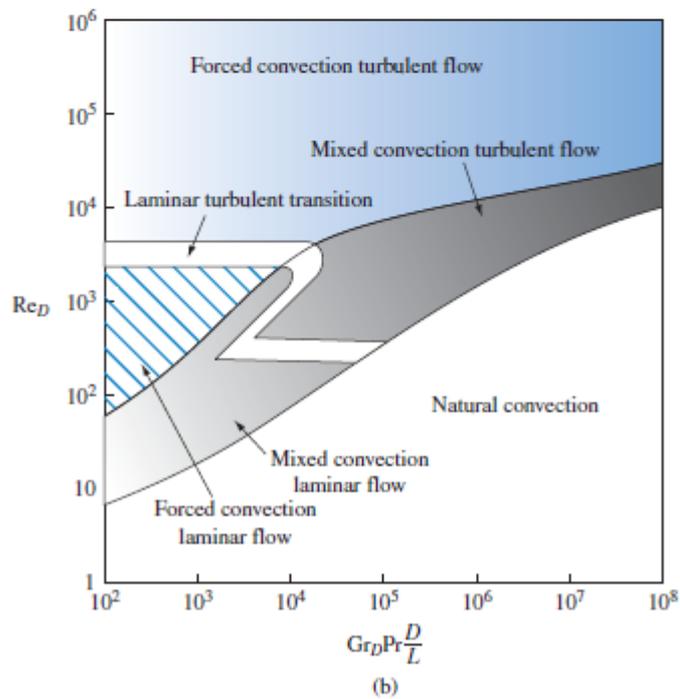
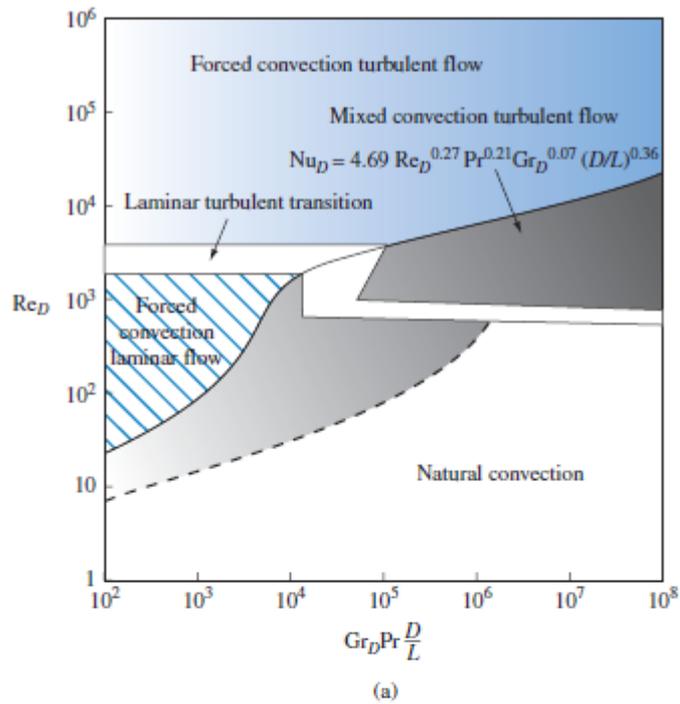


Figura 4. 8 Convección natural, forzada y mixta en tubos horizontales (a) y verticales (b)

4.3.2.2 Correlaciones de convección mixta para flujo de calor uniforme

Dentro de las distintas correlaciones para obtener el valor de Nusselt local en caso de flujo de calor uniforme en tubo liso, se encuentra la de Petukhov y Polyakov. Esta correlación tiene en cuenta tanto el efecto de la convección forzada como el de la convección natural:

$$\overline{Nu}_z = Nu_{z,cf} \left[1 + \left(\frac{Ra_q}{B} \right)^4 \right]^{0.045} \quad (4.66)$$

$$Nu_{z,cf} = 4.36 + 1.31(x^*)^{\frac{-1}{3}} \exp - 13\sqrt{x^*} \quad (4.67)$$

$$B = \begin{cases} 5 \cdot 10^3 (x^*)^{-1} & \text{si } x^* < 1.7 \cdot 10^{-3} \\ 1.8 \cdot 10^4 + 55 (x^*)^{-1.7} & \text{si } x^* > 1.7 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (4.68)$$

Capítulo 5. Inserción de muelles en tubos

5.1 Introducción

La mejora de la transferencia de calor se considera hoy día como una rama más de la transmisión de calor. El principal objetivo de la mejora es aumentar el calor obtenido, partiendo de la ecuación:

$$q_c = \overline{h}_c A \Delta T \quad (5.1)$$

El estudio de la mejora de la transmisión de calor se basa en diversas disciplinas, siendo una de ellas la mecánica de fluidos.

El empleo de técnicas de mejora lleva asociada una penalización debida las pérdidas por fricción que se producen. Así, para obtener una mejora global debe de hallar la relación óptima mejora la transferencia de calor pérdidas por fricción.

5.2 Técnicas de mejora de la transferencia de calor

Las diversas técnicas de mejorar pueden ser divididas en dos grandes grupos:

- Técnicas activas: Aquellas en las que se requiere una potencia adicional externa a la del movimiento del fluido.

- Técnicas pasivas: Aquellas en las que no se requiere una potencia adicional externa a la del movimiento de fluido.

La mayoría de las técnicas empleadas en la actualidad son pasivas. Éstas consisten en la modificación de las superficies de intercambio, mediante edición de partículas sólidas o mediante la inserción de dispositivos. Estas técnicas de mejora permiten la posibilidad de emplear más de una a la vez, de tal manera que la mejora obtenida sea mayor que la obtenida empleándolas de forma individual.

De todas las técnicas pasivas existentes, las viables económicamente son las superficies rugosas paredes del conducto y la inserción de elementos.

Entre los tubos con rugosidad integral destacan aquellos en los que la rugosidad se produce por deformación en frío de la pared del tubo liso. Estos tubos suelen ser más efectivos en flujo turbulento.

Respecto a los elementos insertados, éstos permiten adelantar la transición de régimen laminar a turbulento, además de aumentar la propia turbulencia. En flujo laminar en un tubo liso, las partículas siguen trayectorias longitudinales, por lo que sólo hay transferencia de calor mediante transporte molecular y existe una resistencia térmica que ocupa todo el tubo. Un aumento significativo de la turbulencia se traduce en un aumento de la transferencia de calor ya que las partículas fluidas se mezclan entre sí todas direcciones, reduciendo la resistencia térmica anteriormente mencionada.

De entre todos los posibles elementos insertados destacan las láminas y los muelles en espiral. Las láminas en espiral han sido ampliamente estudiadas y existen correlaciones para régimen laminar, de transición, y turbulento. Por el contrario, los estudios del uso de muelles en espiral son escasos.

5.3. Muelles insertados en tubos

Actualmente los muelles insertados en tubo son usados en aplicaciones como positivos de refrigeración de aceite, precalentadores o calderas. Estos presentan algunas ventajas respecto a otros sistemas de mejora de la transferencia de calor:

- Bajo coste.
- Fácil instalación y desinstalación.
- Conservan la resistencia mecánica del tubo original.
- Posibilidad de introducirlos en un tubo liso de una instalación existe.

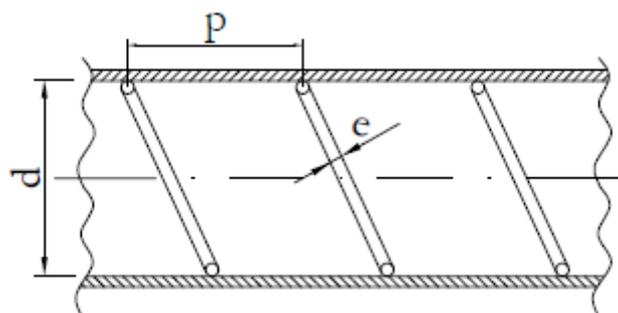


Figura 5.1 Sección longitudinal tubo con muelle helicoidal insertado

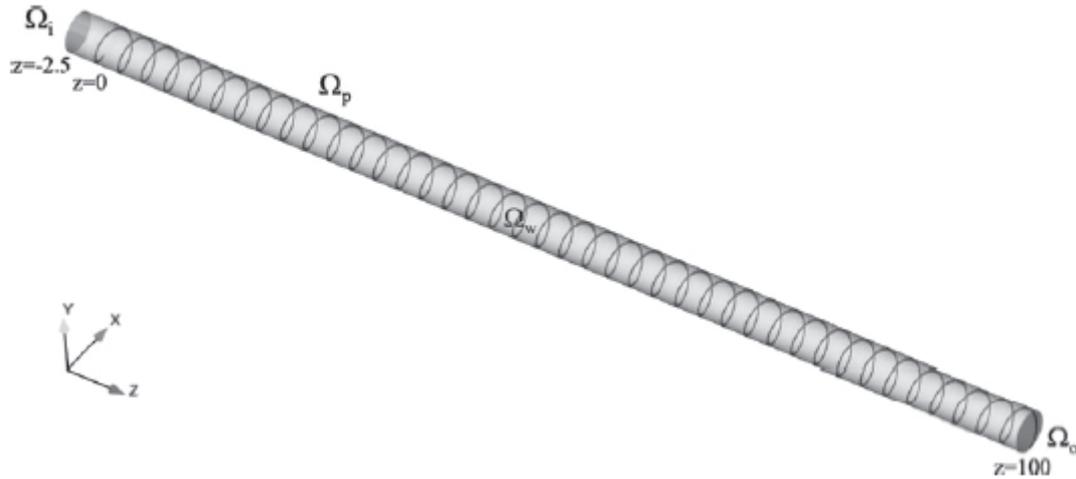


Figura 5. 1 Tubo con muelle helicoidal insertado

A causa de la presencia del muelle el flujo se modificada, respecto al que encontraríamos el tubo liso:

- El muelle puede actuar generando una espiral en el flujo de propicia fuerzas centrífugas que favorece la convección y mejora la transferencia de calor.

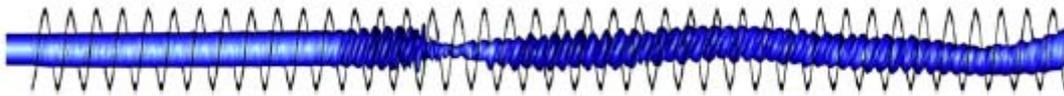


Figura 5. 2 Espiral creada en el flujo a causa de la inserción de un muelle helicoidal

- Por otra parte, muelle también puede actuar incrementando la turbulencia del flujo, adelantando la transición de régimen laminar a turbulento. Este hecho también aumentaría la transferencia de calor. Los muelles insertados, al estar en contacto con la pared del tubo, también actúan como elementos de rugosidad, perturbando la subcapa límite laminar existente.

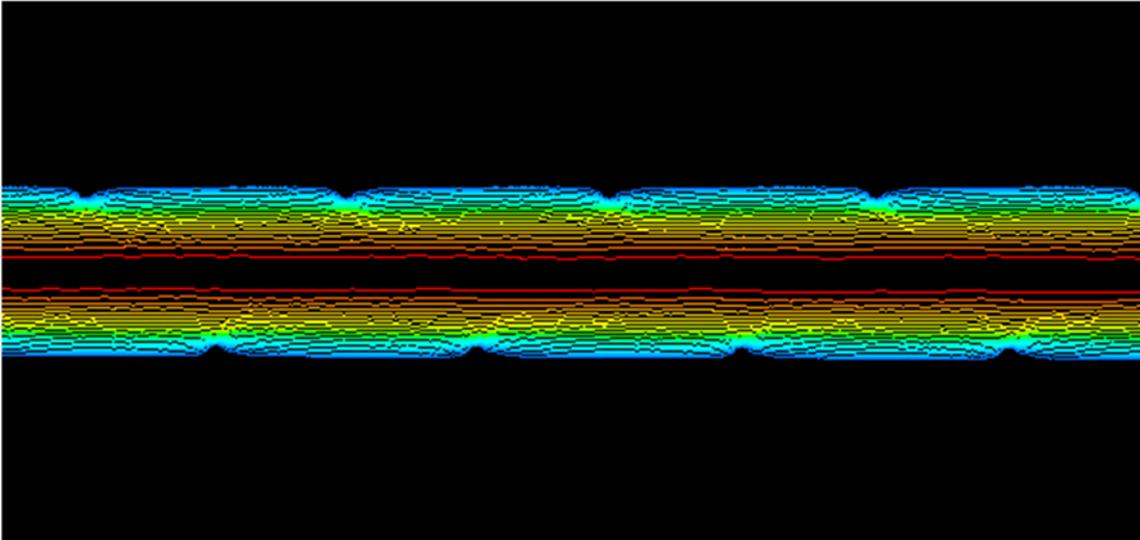


Figura 5. 3 Sección transversal en tubo con muelle helicoidal insertado $Re=90$

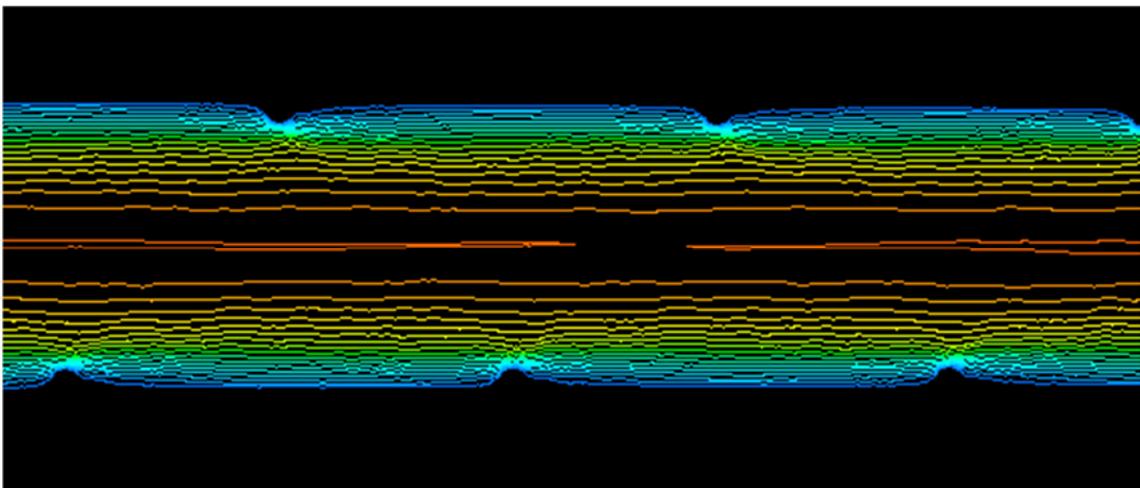


Figura 5. 4 Sección transversal en tubo con muelle helicoidal insertado $Re=600$

A partir de los dos mecanismos citados anteriormente, los muelles insertados mejoran la transferencia de calor. Dependiendo de las condiciones del flujo y la geometría del muelle pueden darse uno o los dos fenómenos.

Actualmente, a pesar de ser una disciplina interesante para la mejora de la transferencia de calor en tubos, son necesarias correlaciones fiables para extender su uso.

PARTE III. FUNDAMENTOS DEL CFD

Capítulo 6. Mecánica de fluidos computacional

6.1 Introducción al CFD

El desarrollo teórico de la mecánica de fluidos se centra construcción y solución de ecuaciones fundamentales para las diferentes categorías dentro de la mecánica de fluidos, y en el estudio de las aproximaciones a estas ecuaciones. Estas ecuaciones fundamentales, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes, reconoce en desde hace aproximadamente 150 años. La experimentación en la mecánica de fluidos ha jugado un papel muy importante en la validación y acotación de las diferentes aproximaciones a las ecuaciones fundamentales.

Por otro lado, desde desarrollo de los ordenadores ha aparecido la mecánica de fluidos computacional (CFD). Esta rama de la mecánica de fluidos complementar estudio experimental y teórico, siendo una alternativa de bajo coste para simulación de flujos reales. Así, se permiten realizar estudios cuando no se disponen de instalaciones experimentales.

El desarrollo de los ordenadores es últimos años ha generado gran interés en la mecánica de fluidos computacional, permitiendo la resolución de los problemas de mecánica de fluidos un menor tiempo, aumentando así su eficiencia. A pesar de ello, en muchos casos deben de emplear simplificaciones, despreciando los términos de las ecuaciones fundamentales. Esto da lugar a la comprobación de diversos modelos teóricos.

Podemos considerar la mecánica de fluidos computacional como una rama intermedia entre la mecánica de fluidos puramente teórica y la mecánica de fluidos puramente experimental.

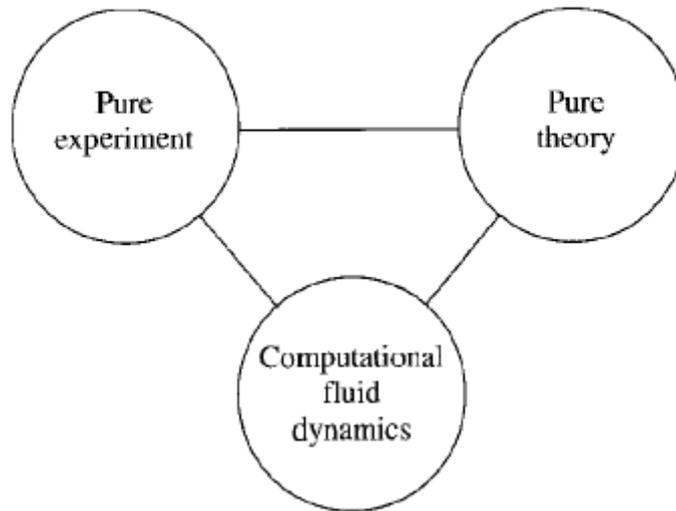


Figura 6. 1 Dimensiones de la mecánica de fluidos

Las técnicas computacionales reemplazan las ecuaciones en derivadas parciales por un sistema de ecuaciones algebraicas. Para ello, las ecuaciones fundamentales, expresadas de forma continua, han expresarse de forma discreta para dar lugar al sistema de ecuaciones algebraico. Así, se puede decir que se pasa de estudiar un sistema continuo a un sistema discreta, de tal forma que éste sea capaz de acercarse a la solución verdadera del sistema continuo.

Dado que las ecuaciones fundamentales para la mayoría de los casos no son lineales, la solución numérica se alcanza mediante un proceso iterativo, de manera que el Valor de cada variable de cada punto de la malla es corregido secuencialmente, empleando las ecuaciones fundamentales en forma discreta.

Esta discretización da lugar a un error que si bien puede ser reducido refinando la malla de forma que las ecuaciones discretas sean una representación final de las continuas, no se deben de emplear una malla excesivamente densa, ya que los tiempos de cálculos sería mayores. Es por tanto crucial en la mecánica de fluidos computacional discretizar el sistema de forma óptima.

6.2 Ventajas de la mecánica de fluidos computacional

Las ventajas de la mecánica de fluidos computacional respecto a la experimentación son:

- Menor tiempo en empleado en el diseño y el desarrollo del experimento. El tiempo empleado una construcción adecuada de un modelo para ensayar un experimento ocupa parte importante de investigación. En mecánica de fluidos computacional, empleando un código adecuado posible evaluar diferentes diseños alternativos, variando diferentes condiciones como tipo de fluido, materiales empleados, diferentes velocidades de flujo, diferentes flujos de calor, diferentes condiciones de operación, etc. Generalmente la mecánica de fluidos computacional se emplea para determinar el diseño más adecuado, que finalmente se experimenta en una instalación real.

- La mecánica de fluidos computacional puede simular condiciones de flujo que no son reproducibles en ensayos experimentales, ya sea por el rango de las magnitudes que se pueden evaluar (temperatura, reacciones químicas, tamaño del modelo, decisión de los equipos de medida en la instalación real, etc.).

- A partir de la mecánica de fluidos computacional también podemos obtener información más detallada y completa, como perfiles de velocidades y presión de los modelos o obtener información en diversos puntos en los que de forma experimental entrañaría gran dificultad de estudio.

- La mecánica de fluidos computacional tiene un coste significativamente mucho más reducido que la experimentación, tanto en los equipos empleados como la energía consumida para el desarrollo de la investigación. Esto, acompañado de la mejora de los equipos y algoritmos de cálculo propiciado que el auge de esta disciplina.

6.2 Inconvenientes de la mecánica de fluidos computacional

Los inconvenientes de la mecánica de fluidos computacional respecto a la experimentación son:

- La fiabilidad de los resultados de la mecánica de fluidos computacional está ligada a la correcta discretización y la elección del modelo adecuado para la resolución caso. Esto implica que los resultados obtenidos deben de ser validados.

- Dependiendo del caso a resolver, los tiempos de cálculo pueden ser excesivos. Sí la instalación experimental está ya realizada, el tiempo en discretizar y simular un caso posiblemente sea mayor que la toma de datos en la propia instalación.

Capítulo 7. Metodología de trabajo

7.1 Pre-processing

Durante el pre-processing, deberemos desarrollar la geometría a estudiar, discretizarla e imponer las condiciones de contorno necesarias. Para este paso emplearemos el software GAMBIT, perteneciente a la empresa ANSYS. Este software nos permite desarrollar el pre-procesado de nuestro caso y exportarlo posteriormente a Fluent para realizar las simulaciones correspondientes. El mallado de una geometría en GAMBIT se puede realizar con la interfaz que el programa nos presenta por automáticamente a partir de journals. En este proyecto se emplearán ambas formas combinadas.

Para el mallado de los dos muelles a estudiar emplearemos el código de MATLAB "cmsh.m". Este código nos permitirá automatizar el proceso de mallado en la medida de lo posible, facilitando así el pre-procesado, mediante journals.

En primer lugar, describiremos los datos a introducir en este código antes de ejecutarlo y su funcionamiento general para, posteriormente, proceder al mallado de ambos muelles.

Antes de ejecutar el código debemos introducir los datos geométricos característicos del muelle a estudiar. Estos datos serán el paso del muelle, el diámetro interior del conducto, el espesor de alambre, la zona de contacto entre el muelle y el interior del conducto, etc. Deberán ir en milímetros y en grados. Se tiene que indicar también los pasos que queremos que tenga el muelle, así como los elementos por paso.

```

%% VALORES GEOMETRICOS POR DEFECTO
G = [      % UNIDADES EN (mm)
      10.5; % paso del muelle
        7;  % diametro interior del tubo; typical diameter in solar collectors is 7 mm
        0.5; % espesor de alambre
        0.51; %"special coordinate"
      ];

%% VALORES DISCRETIZACION POR DEFECTO
E = [      % SIN UNIDADES
        50; % elementos por paso %50
        1;  % pasos totales
      ];

%% TAMAÑO DE LA ZONA DE CONTACTO
V = [      % UNIDADES EN (°)
        8;  % limite de contacto
        15; % limite de transicion
      ];

```

Figura 7. 1 Código para realización de mallado

Respecto al apartado “tamaño de la zona de contacto”, el término “límite de contacto” se refiere al ángulo de contacto entre la pared interior del conducto y el muelle, es decir, en la zona soldada. El otro término que encontramos, denominado “límite de transición”, se refiere al ángulo de la zona de transición, que va desde la zona soldada hasta el límite donde comienza el mallado más denso. Esta zona nos indica el hueco de menor tamaño que hay entre el muelle y la pared. La zona a mallar para esas cara será el límite de transición menos el límite de contacto.

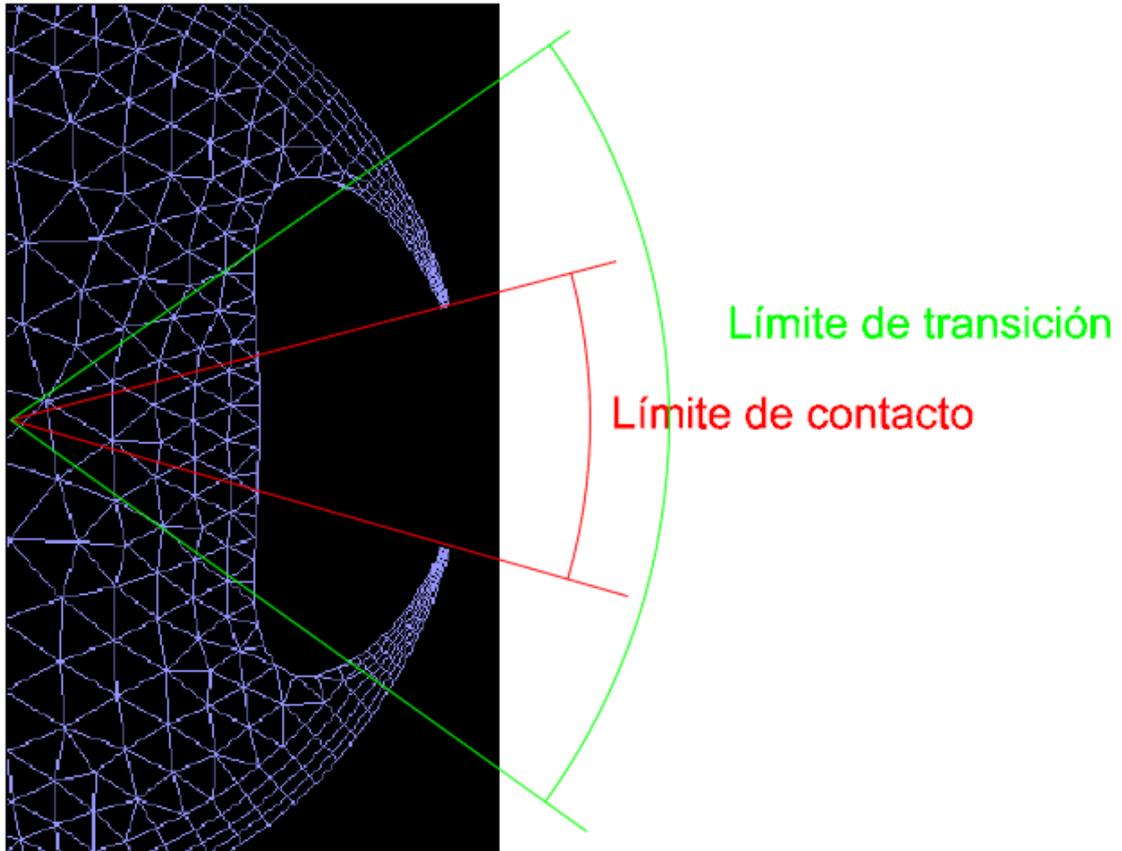


Figura 7. 2 Límite de contacto y límite de transición

Una vez introducidos los datos el código nos irá generando activos .jou, los cuales habrá que correr en GAMBIT para ir mallando los muelles. Este proceso se describirá paso a paso el mallado de cada uno de ellos.

7.1.1 Muelle W01.

Las características geométricas de este muelle son las siguientes:

- Espesor: 0.5 mm
- Paso: 10.5 mm
- Límite de contacto: 8°
- Límite de transición: 15°

Los valores de discretización para el mallado han sido de 50 elementos por paso y se mallará un único paso. Posteriormente se obtendrán los demás pasos.

Así, los valores de introducidos en el código son:

```

%% VALORES GEOMETRICOS POR DEFECTO
G = [      % UNIDADES EN (mm)
      10.5; % paso del muelle
        7;  % diametro interior del tubo; typical diameter in solar collectors is 7 mm
        0.5; % espesor de alambre
        0.51; %"special coordinate"
      ];

%% VALORES DISCRETIZACION POR DEFECTO
E = [      % SIN UNIDADES
      50;  % elementos por paso %50
        1;  % pasos totales
      ];

%% TAMAÑO DE LA ZONA DE CONTACTO
V = [      % UNIDADES EN (°)
      8;   % limite de contacto
      15;  % limite de transicion
      ];

```

Figura 7. 3 Datos Muelle W01

Tras esto, corremos el código en MATLAB, generándose un fichero denominado “a1.jou”. Este archivo nos genera una cara del tubo y el muelle, con las características geométricas indicadas anteriormente.

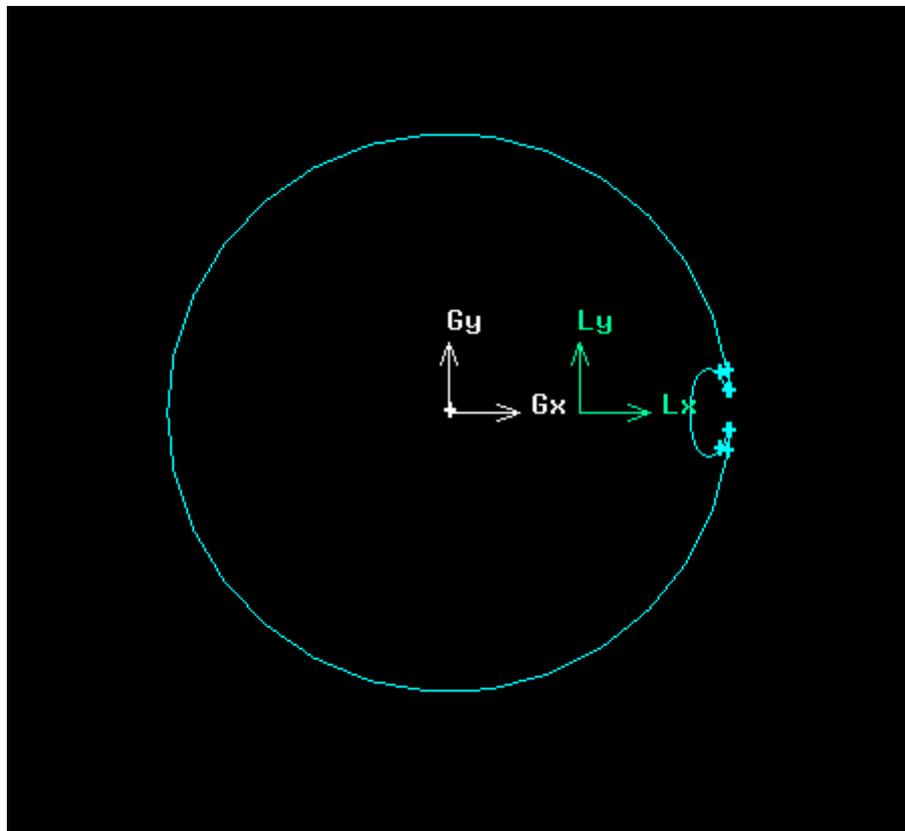


Figura 7. 4 Sección tubo liso con muelle W01

Antes de continuar ejecutando el código de MATLAB se deben de realizar una serie de operaciones en GAMBIT:

En primer lugar, borrar el sistema de coordenadas "L", denominado el programa como "c_sys.2". Esto es posible realizarlo desde el menú OPERATION y el submenú TOOLS, mediante el acceso a COORDINATE SYSTEM.

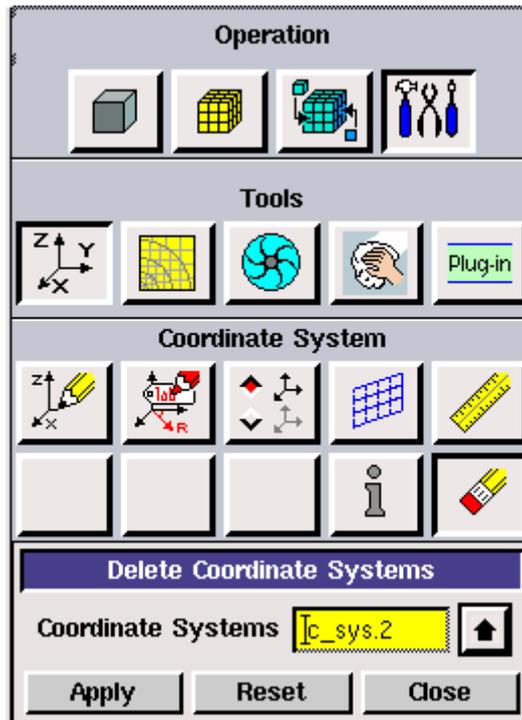


Figura 7. 5 Menú "Operation" de GAMBIT, submenú "Tools"

A continuación se deben de renombrar las caras de la superficie. Para ello debemos acceder a MODIFY FACE LABEL, opción que se encuentra dentro de GEOMETRY/FACE.

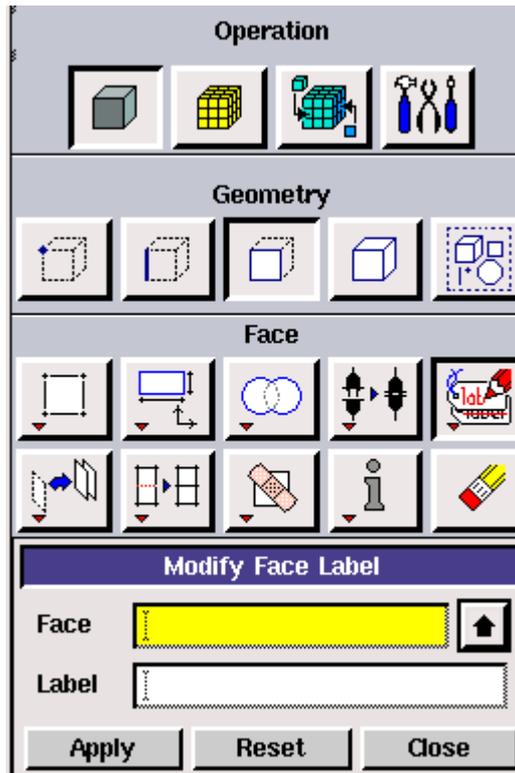


Figura 7. 6 Menú "Operation" de GAMBIT, submenú "Geometry"

La cara correspondiente al grueso del fluido deberemos llamarla "face.3". Las otras dos caras de menor tamaño situadas en la parte en la que el muelle está soldado el interior del conducto las denominaremos "face.1" y "face.2", indistintamente.

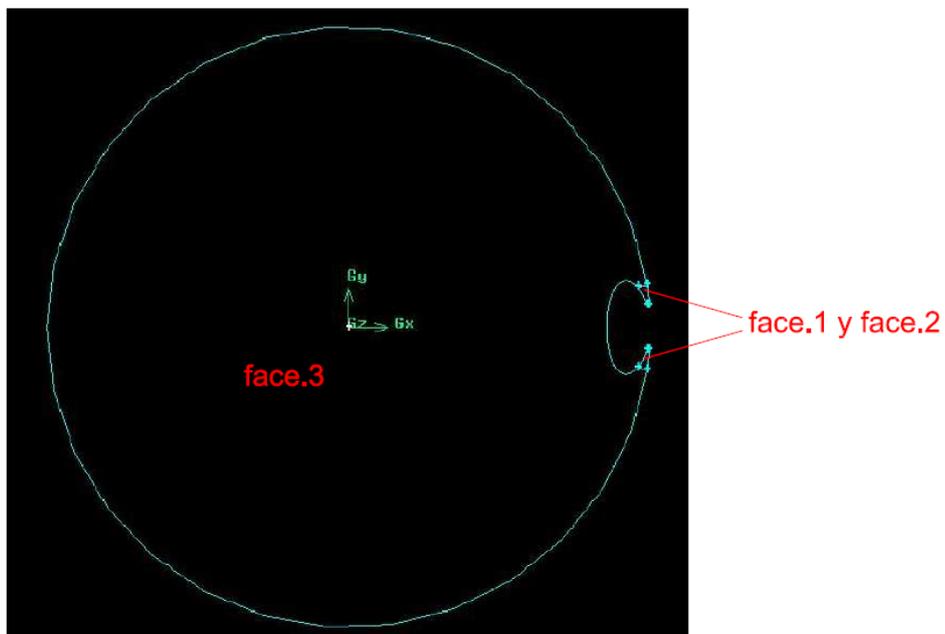


Figura 7. 7 Caras de tubo liso con muelle W01

Finalmente, se procede al mallado de las tres caras.

Las caras denominadas como face.1 y face.2 contarán en su lado más largo con seis nodos y cinco elementos. En su lado más corto comparado con cuatro nodos y tres elementos, quedando así cada superficie mallada con quince elementos. Los elementos seleccionados para el mallado son QUAD y tipo MAP.

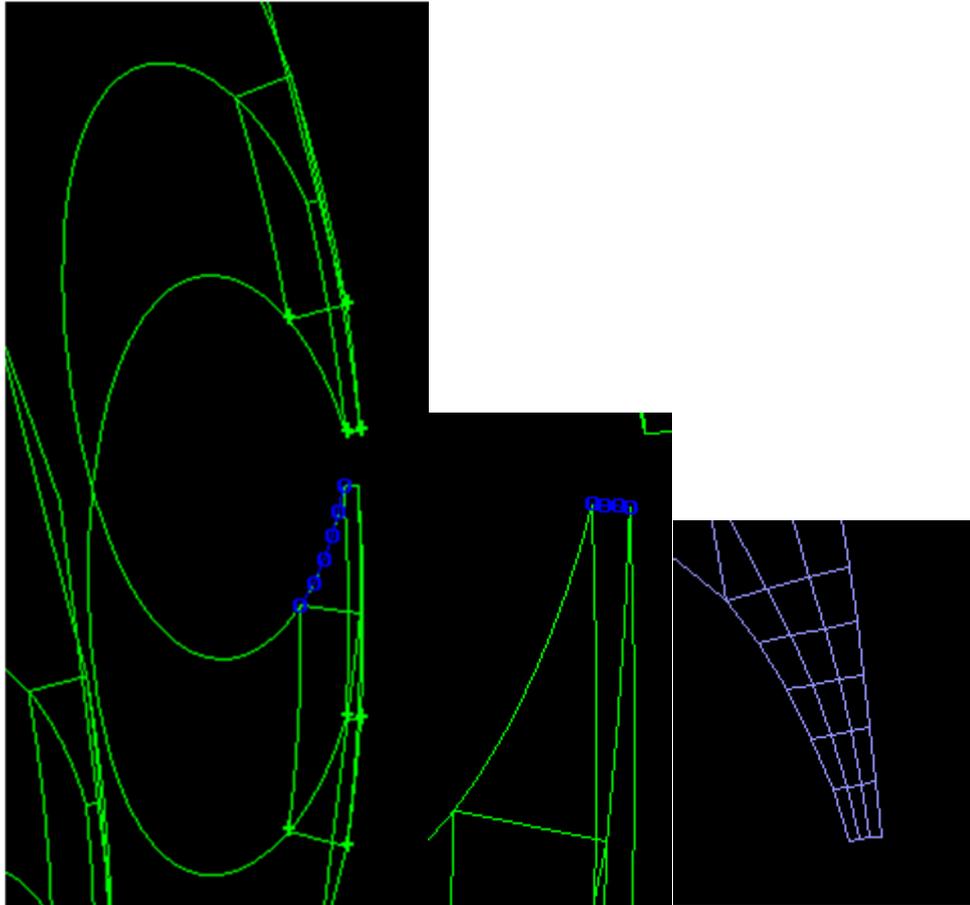


Figura 7. 8 Nodos en arista y elementos bidimensionales face.1 y face.2

La cara denominada face.3 contará con una capa límite próxima a la superficie exterior del tubo. Para el mallado del grueso del fluido se empleará una función del tamaño. La arista del muelle en contacto con el grueso del fluido será mallada con dieciséis nodos y quince elementos equidistanciados.

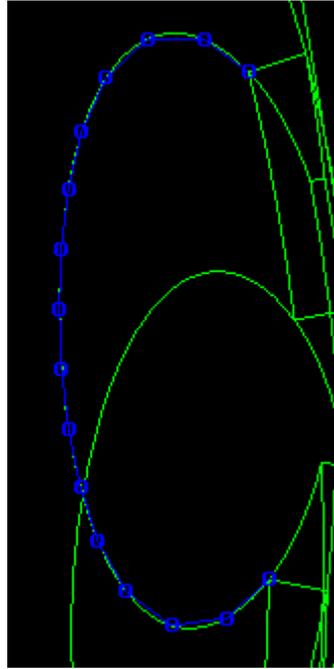


Figura 7. 9 Nodos arista muelle face.3

La arista interior del conducto que resta será mallada con 71 nodos y 70 elementos. Así, la superficie correspondiente al grueso del fluido cuenta con 354 nodos y 475 elementos TRI PAVE.

Gracias a la función de tamaño se pueden conseguir un mayor número de elementos cerca de las paredes del conducto y un menor número el centro del fluido permitiendo así aligerar la malla sin comprometer la precisión de los resultados. Ya ha quedado mallada una superficie del conducto con el muelle insertado perpendicular a la dirección del flujo. A partir de ésta generaremos del tubo completo.

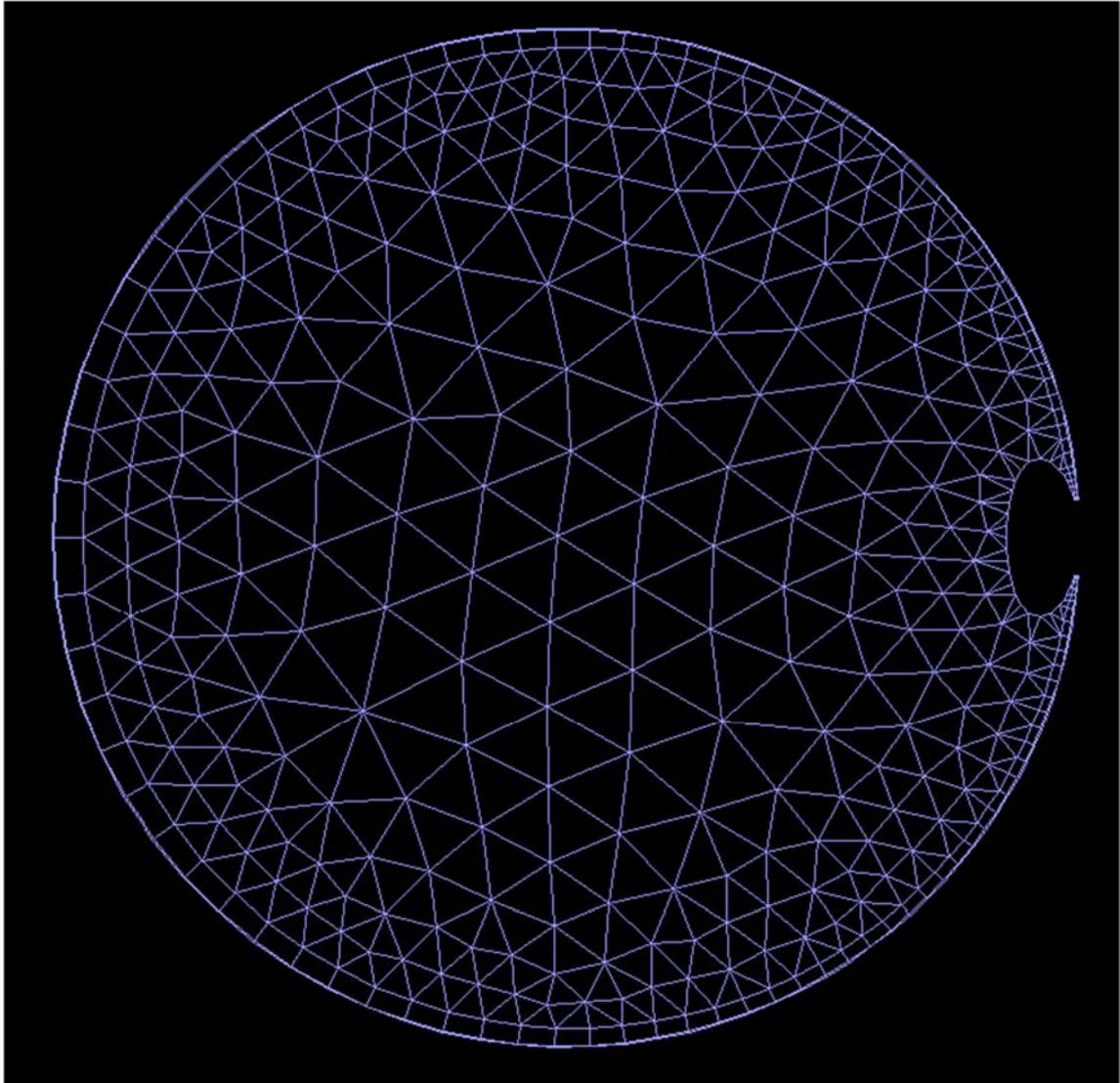


Figura 7. 10 Sección tubo liso con muelle W01 mallada

Ya estamos en condiciones de continuar ejecutando el código en MATLAB.

Esto hará que se genere otro fichero denominado "a2.jou". Tras correrlo en GAMBIT deberemos indicar las partes de la geometría que serán la pared (en GAMBIT, "Wall"). Esta opción encontramos en ZONES/SPECIFY BOUNDARY TYPES.

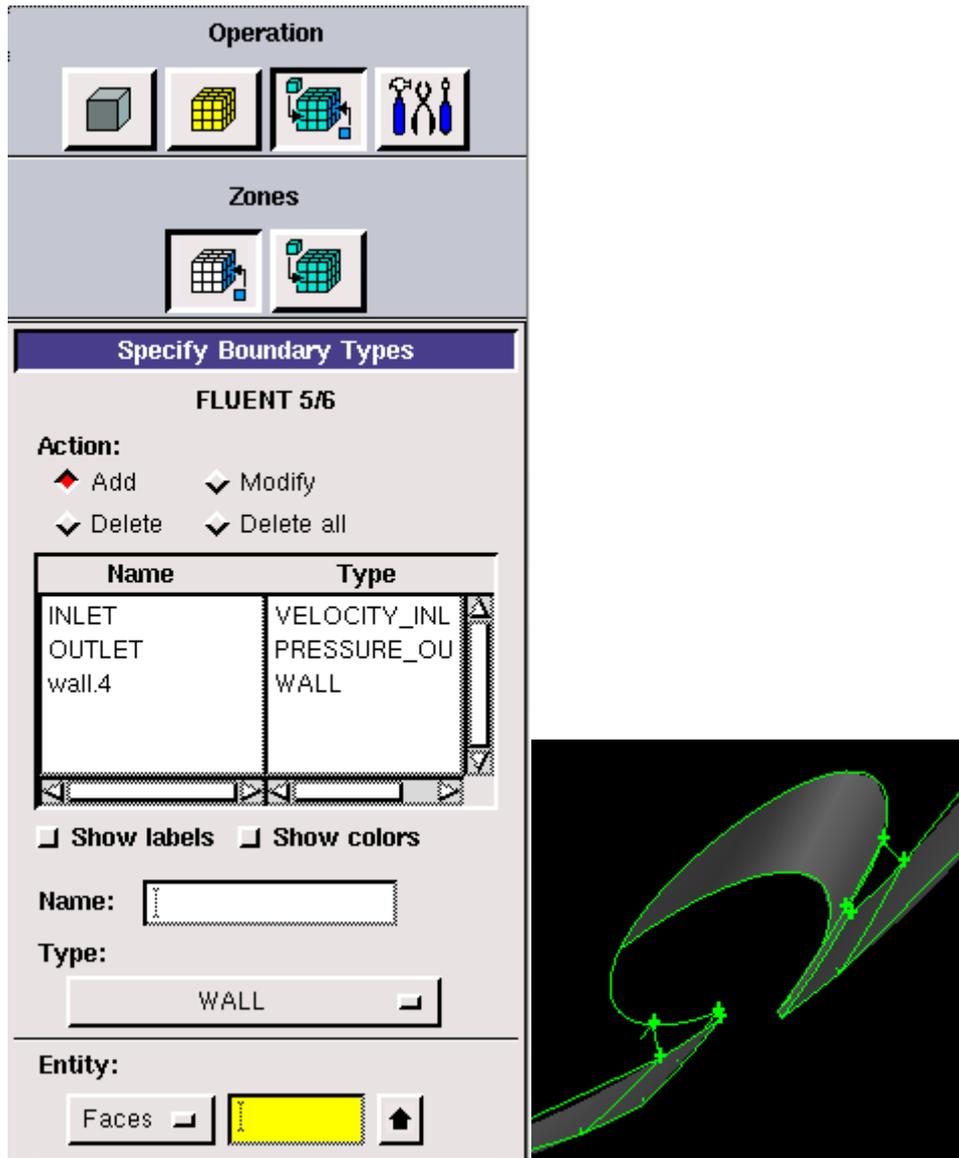


Figura 7. 11 Paredes exteriores tubo

Una vez realizado esto volveremos a MATLAB. Siguiendo con la ejecución de “Cmsh.m”, se nos generará otro archivo llamado “a3.jou” el cual, como los anteriores, deberemos correr en GAMBIT.

Ya en GAMBIT, debemos ir a ZONES/SPECIFY BOUNDARY TYPES, seleccionar “Modify” en las acciones disponibles y aplicarlo a INLET y OUTLET. A continuación se debe de guardar el caso. Tras esto se debe de abrir el archivo .jou que se ha generado (con el nombre que nosotros lo hayamos indicado) y copiar “physics-modify-inlet” y “physics-modify-outlet” en un fichero .txt al que llamaremos “faces.txt”. En este fichero debemos eliminar las comillas para el correcto funcionamiento del programa.

Tras esto volvemos a MATLAB y continuamos con la ejecución del código. Se generará un último archivo llamado "a4.jou". Corriendo este en GAMBIT obtenemos la geometría final, para los pasos que se hayan indicado al comienzo. En nuestro caso, tenemos un paso del muelle W01. Este fichero deberá ser exportado en formato .msh para poder abrirlo mediante Fluent.

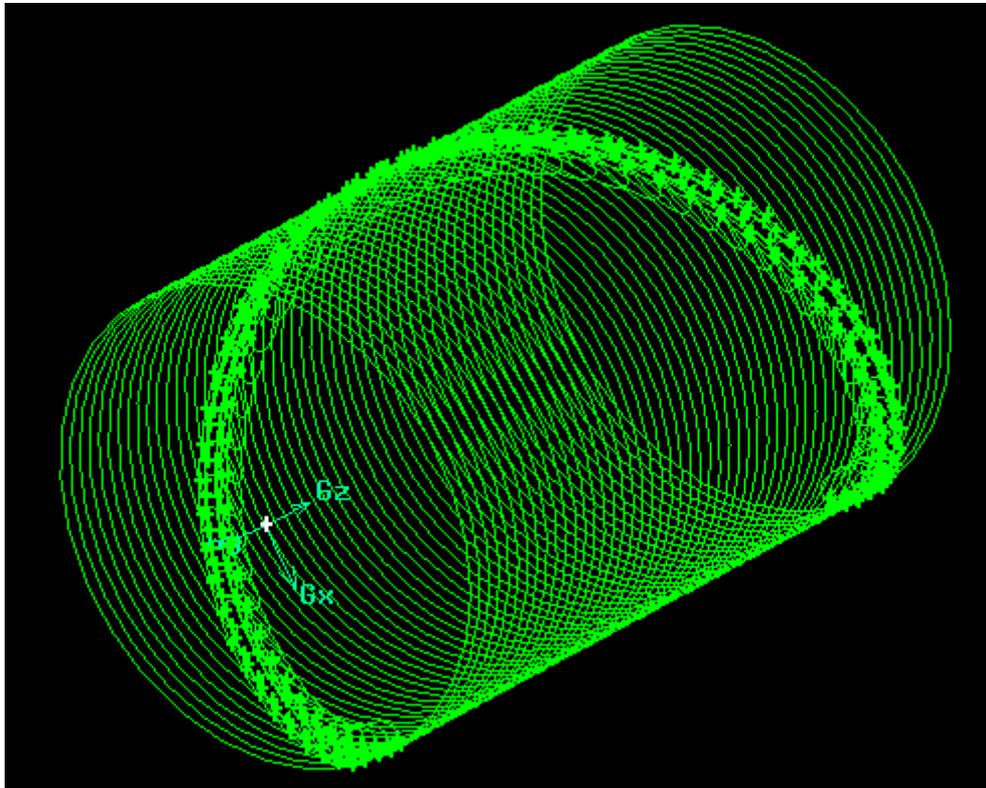


Figura 7. 12 Mallado de un paso del muelle W01

7.1.2 Mallado W02

Las características geométricas de este muelle son las siguientes:

- Espesor: 1.4 mm
- Paso: 7.5 mm
- Límite de contacto: 23 °
- Límite de transición: 49 °

El mallado de este muelle es análogo al del muelle anterior y se seguirán manteniendo los 50 elementos por paso.

Los valores introducidos en "Cmsh.m" son:

```

%% VALORES GEOMETRICOS POR DEFECTO
G = [      % UNIDADES EN (mm)
      7.5;  % paso del muelle
      7;    % diametro interior del tubo; typical diameter in solar collectors is 7 mm
      1.4;  % espesor de alambre
      0.51; % "special coordinate"
      ];

%% VALORES DISCRETIZACION POR DEFECTO
E = [      % SIN UNIDADES
      50;  % elementos por paso %50
      1;   % pasos totales
      ];

%% TAMAÑO DE LA ZONA DE CONTACTO
V = [      % UNIDADES EN (°)
      23;  % limite de contacto
      49;  % limite de transicion
      ];
    
```

Figura 7. 13 Datos Muelle W02

En este caso las aristas más largas de la zona de transición de las caras llamadas face.1 y face.2 contarán con 13 nodos y 12 elementos. A su vez, las aristas más cortas contarán con 7 nodos y 6 elementos. Quedando estas caras malladas con 91 nodos y 72 elementos QUAD/MAP.

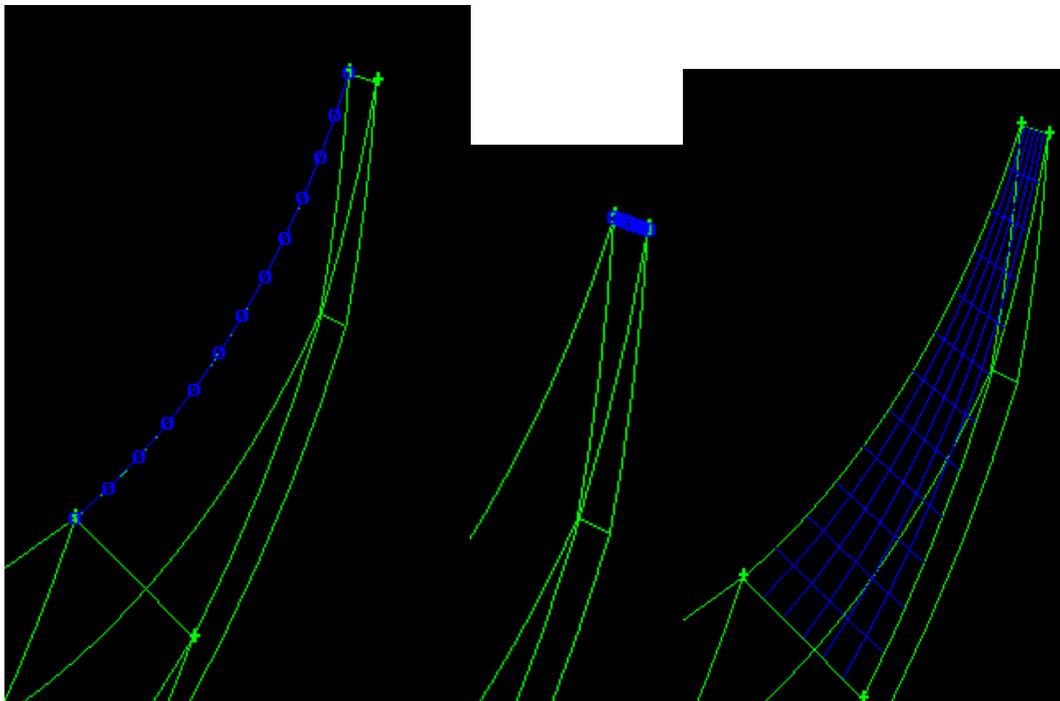


Figura 7. 14 Nodos en aristas y elementos bidimensionales en unión muelle W02-tubo liso

La arista del muelle en contacto con el grueso del fluido será mallada con 31 nodos y 30 elementos equidistanciados.

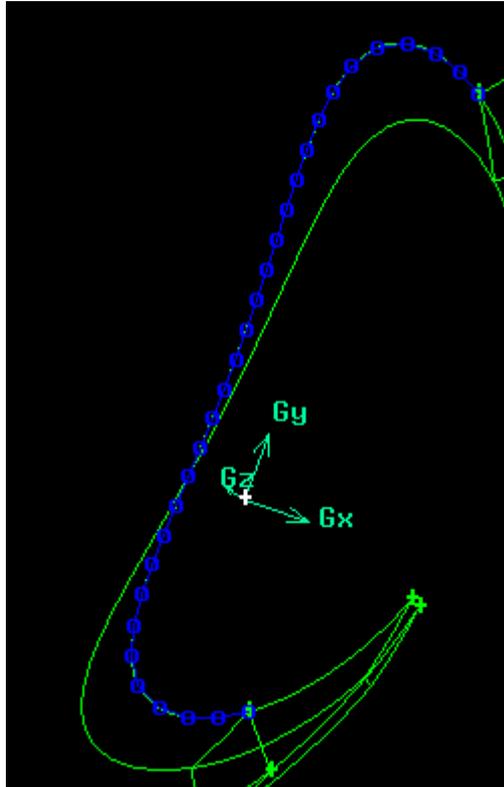


Figura 7. 15 Nodos pared muelle W02

Mientras que la parte interior del conducto en contacto con el fluido tendrá 61 nodos y 60 elementos, distribuidos con una función de aspecto, de tal forma que en la parte cercana al muelle se dispongan de una manera más densa los elementos.

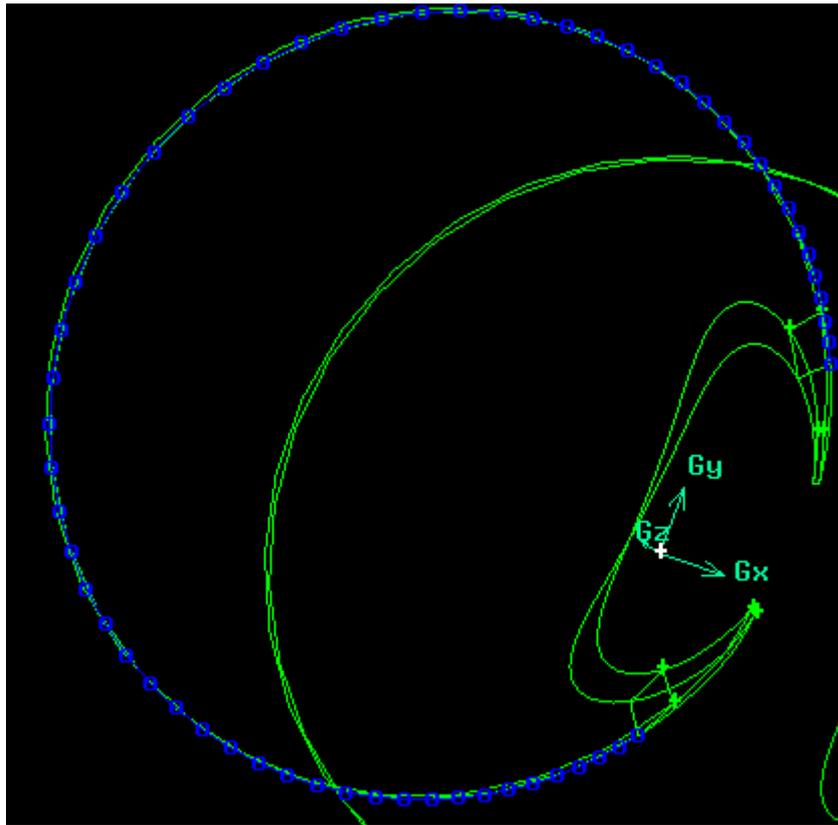


Figura 7. 16 Nodos pared interior tubo liso

Para mallar esta cara, se ha empleado una capa límite en la parte cercana a la pared interior del conducto, mientras que el grueso del fluido ha sido mallado mediante una función de forma para aligerar la malla y no perder precisión. Por lo tanto, la parte más cercana al conducto ha sido mallada a partir de la capa límite, mientras que el resto ha sido mallado con la función de forma, con elementos TRI/PRIMITIVE.

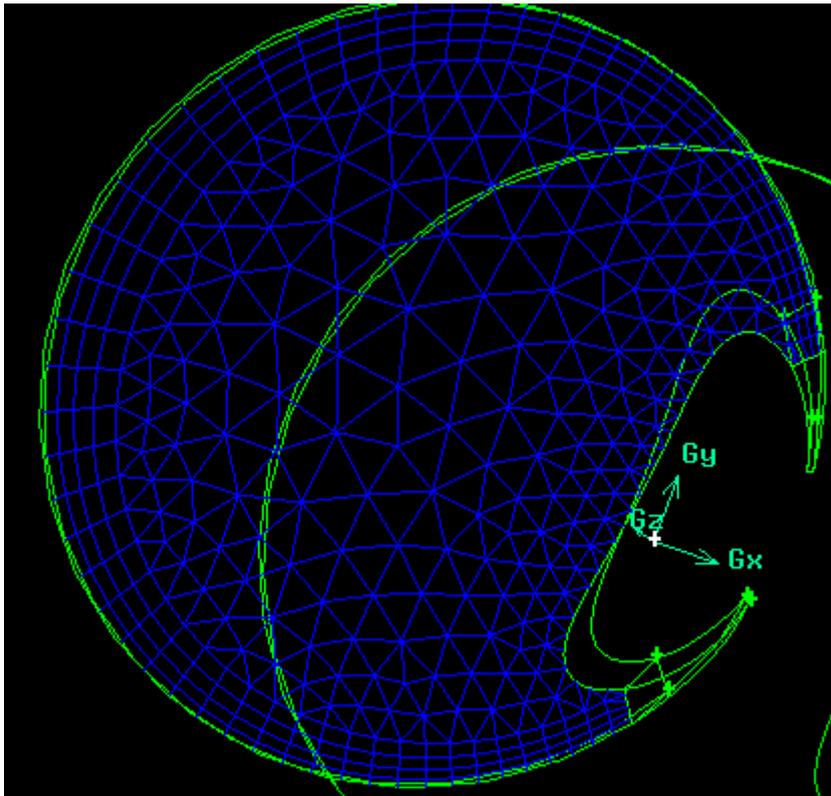


Figura 7. 17 Elementos bidimensionales zona fluida

Ya tenemos mallada una cara del el muelle W02.

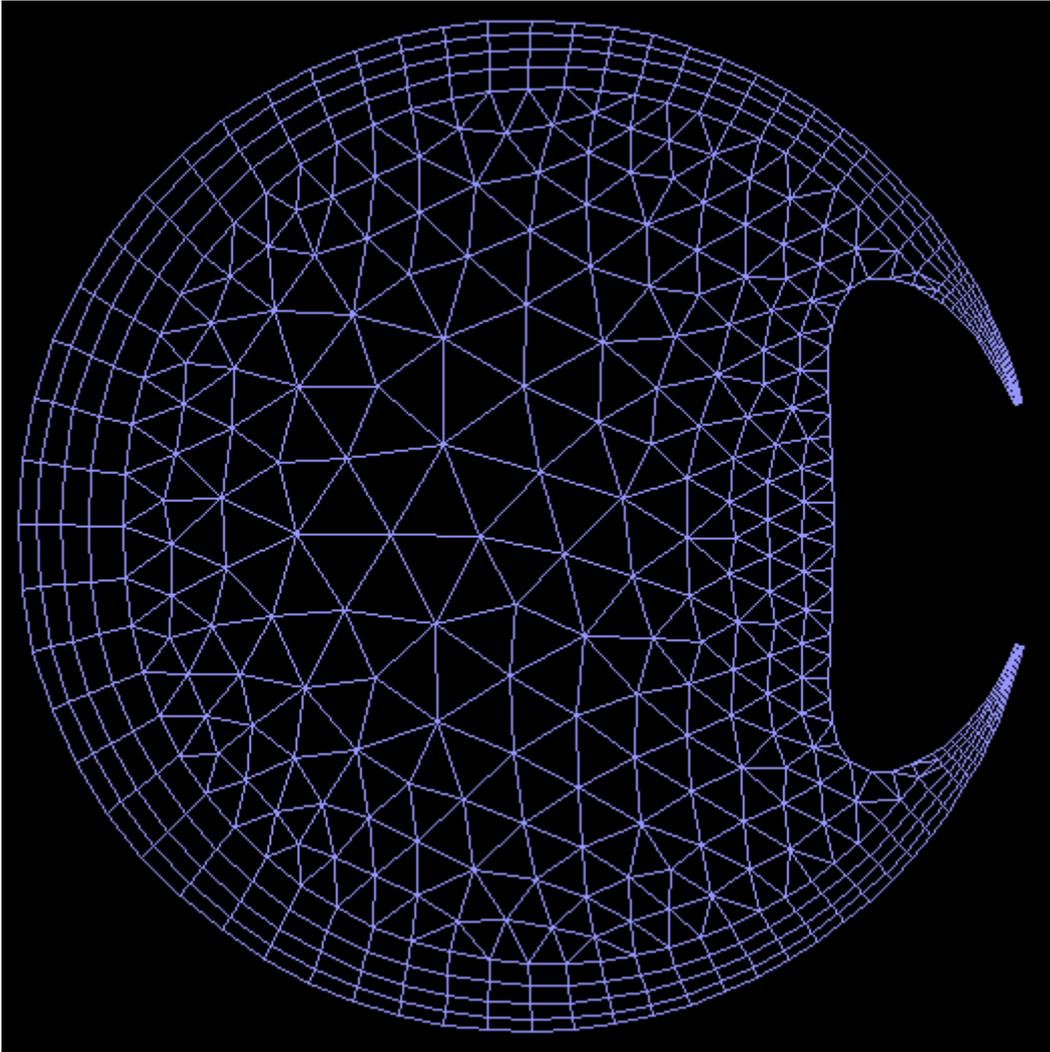


Figura 7. 18 Sección perpendicular al flujo muelle W02 mallada

Tras esto, debemos seguir los pasos tal y como se han indicado para el muelle W01: Determinar los elementos que serán las paredes, guardar el caso, crear el fichero faces.txt, etc. Una vez concluida la ejecución del código tendríamos un paso del muelle W02. Exportamos ese fichero en formato .msh para poder abrirlo posteriormente mediante Fluent.

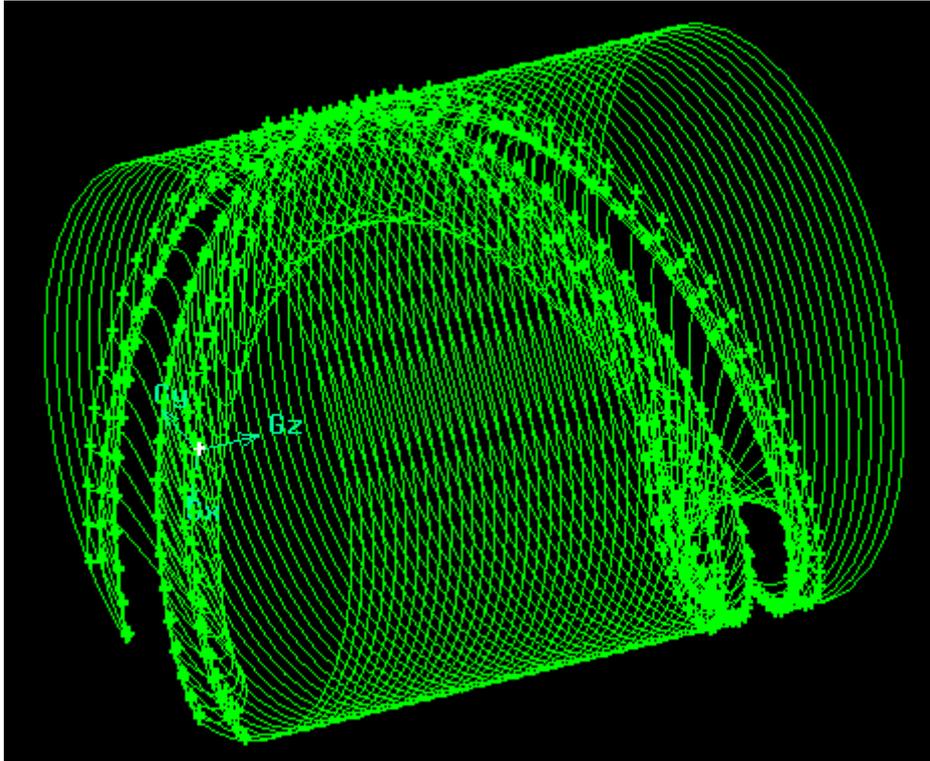


Figura 7. 19 Mallado de un paso del muelle W02

7.1.3 Obtención de los pasos necesarios

Finalizando el pre-procesado, debemos crear un conducto con el número de pasos necesario, ya que únicamente tenemos un paso para cada muelle. Este proceso se puede realizar fácilmente con Fluent como indicamos a continuación. Sólo se explicará para un muelle (W02 en este caso), ya que el proceso es completamente análogo para ambos.

En primer lugar, desde GAMBIT exportamos un fichero .msh con un paso de muelle. Este fichero deberemos introducirlo en Fluent mediante el comando “file/read/case”.

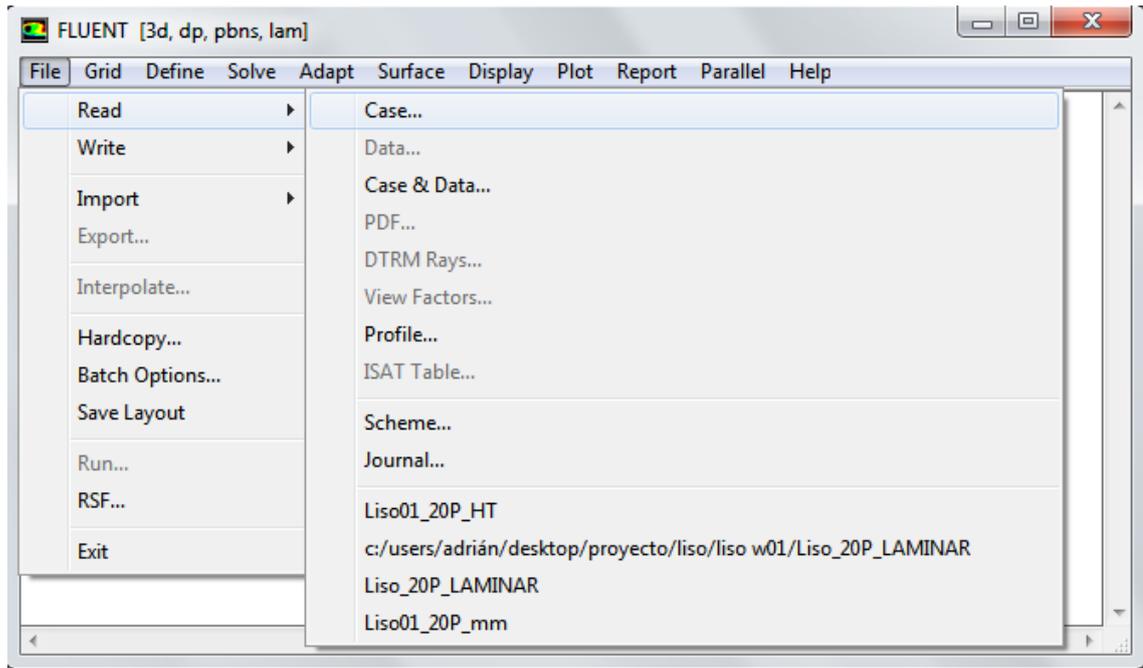


Figura 7. 20 Submenú “Read/Case” de Fluent

A continuación guardaremos el fichero mediante el comando “file/write/case” en formato “.cas.gz”. Ya tenemos un archivo “Case” para un paso del muelle. Ahora debemos ampliar el número de pasos.

El número de pasos considerados como suficientes para el desarrollo completo de las correspondientes capas límite es de 20. Así, para llegar a 20 pasos debemos seguir la siguiente metodología:

En primer lugar debemos trasladar en dirección longitudinal nuestro tubo de un paso en tal longitud que permita introducir otro paso donde él se encontraba. Esta longitud (L_{Trasl}) depende del muelle y tiene como valor la longitud del paso (L_{paso}) del muelle multiplicada por el número de pasos que hayamos ampliado (n^o pasos a ampliar). Es decir:

$$L_{Trasl} = L_{paso} \cdot n^o \text{ pasos a ampliar}$$

Por lo tanto, para el muelle W01 será:

$$L_{TraslW01} = 10.5 \cdot n^o \text{ pasos a ampliar}$$

Y para el muelle W02:

$$L_{TraslW02} = 7.5 \cdot n^o \text{ pasos a ampliar}$$

Esta acción se realiza mediante el comando “Translate grid”.

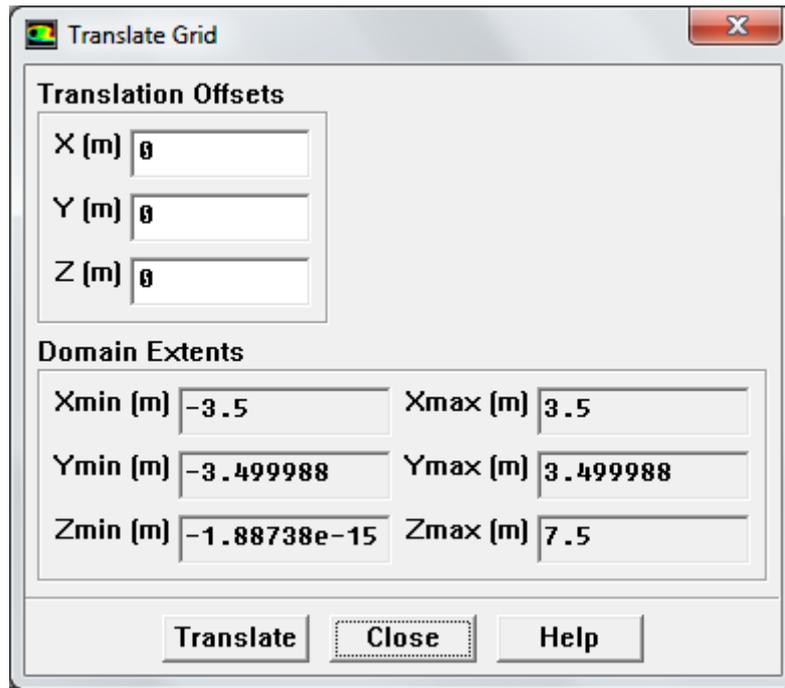


Figura 7. 21 Submenú “Translate Grid” de Fluent, antes de mover malla

En esta ventana en dirección Z debemos indicar si la longitud que queremos trasladar nuestro muelle. Como queremos ampliarlo en un paso y tratándose del muelle W02, la longitud que debemos de indicar que es:

$$L_{TraslW02} = 7.5 \cdot 1$$

$$L_{TraslW02} = 7.5$$

Una vez realizado esto observamos que nuestra malla se ha trasladado en el espacio la distancia indicada.

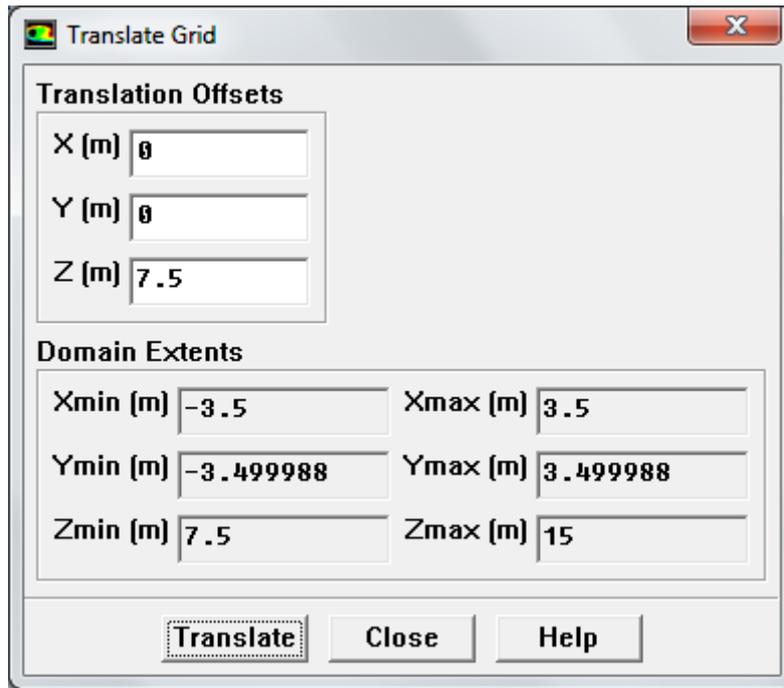


Figura 7. 22 Submenú “Translate Grid” de Fluent, tras traslado de malla

El siguiente paso es introducir el encuentro que queda (desde 0 a 7.5 m) el paso o número de pasos (si son más de uno los que hemos introducido).

Esto se realiza mediante el comando “Grid/Zone/Append Case File”.

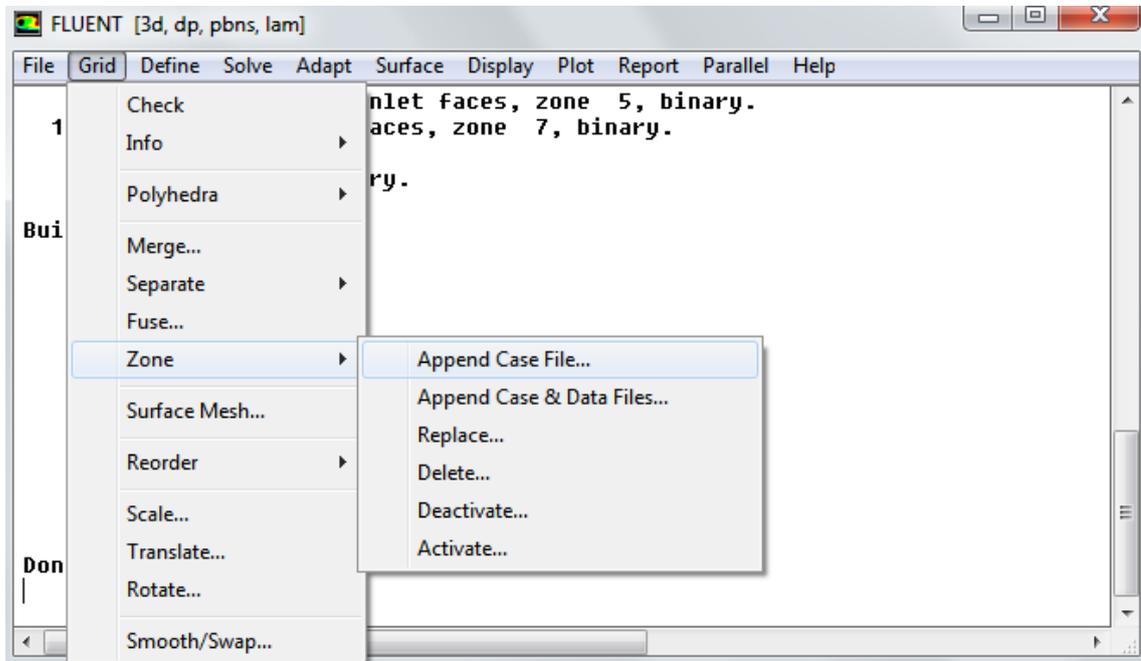


Figura 7. 23 Submenú “Append Case File” de Fluent

En este momento tenemos dos geometrías independientes en Fluent. Debemos fusionarlas para que formen una sola. Para ello, tenemos que saber que caras han quedado solapadas al introducir la segunda geometría. Esto se comprueba mediante el menú “Display/Grid”.

En este menú debemos seleccionar las superficies (surfaces) de entrada, de salida, e interiores de nuestra geometría. En este caso son “inlet”, “inlet.1”, “outlet” y “outlet.1”.

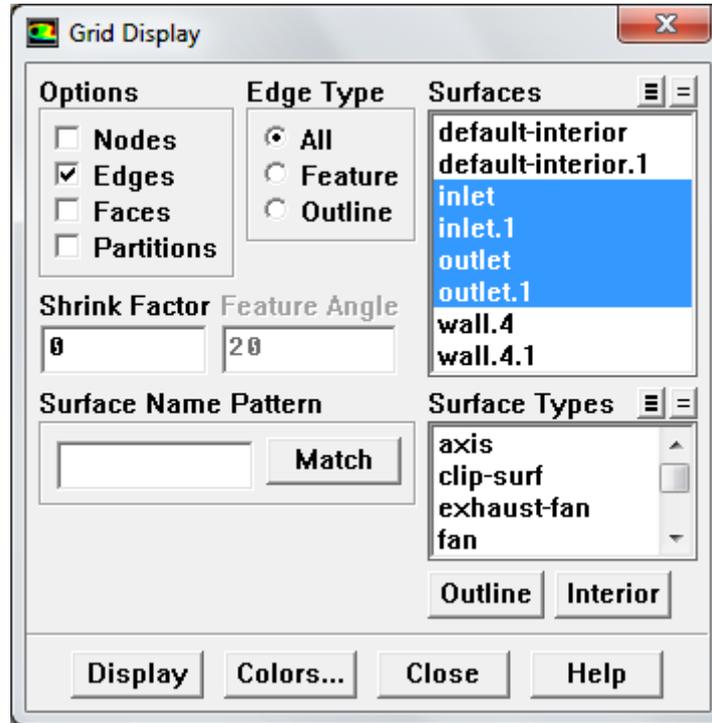


Figura 7. 24 Submenú “Grid Display” de Fluent

Representando estas cuatro superficies observamos que sólo aparecen tres, ya que dos de ellas están solapadas. Esas dos son las que tendremos que fusionar.

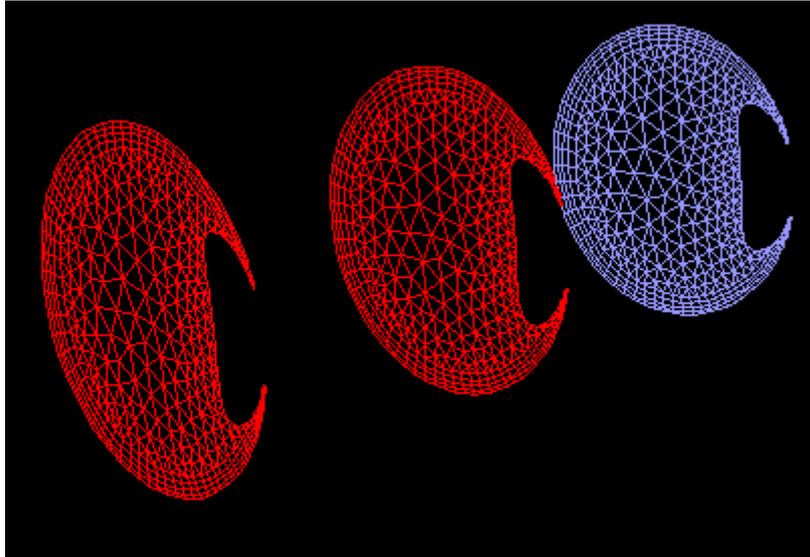


Figura 7. 25 Secciones de tubo liso con muelle

Dejando para la representación únicamente “inlet” y “outlet.1” encontramos representada una única superficie. Por lo tanto, son estas dos caras las que debemos de fusionar.

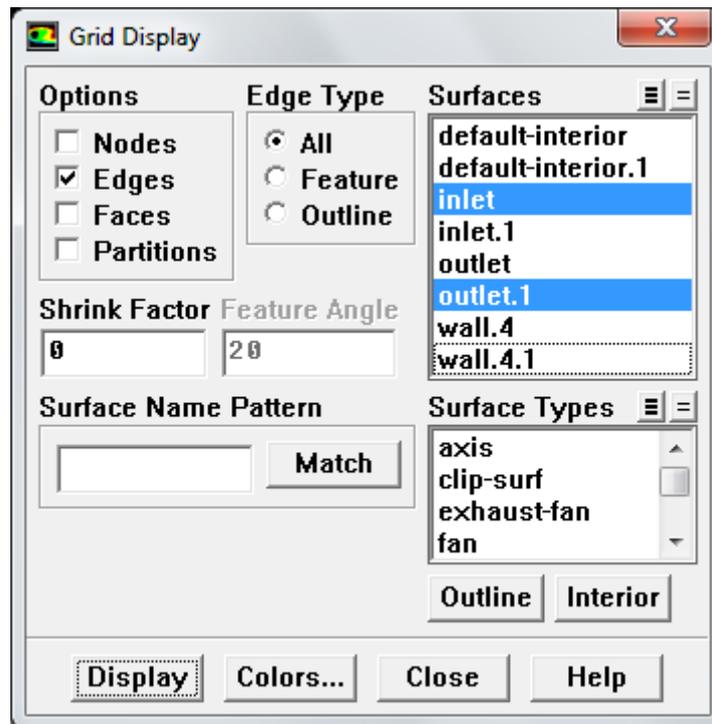


Figura 7. 26 Selección de posibles superficies solapadas en submenú “Grid Translate”

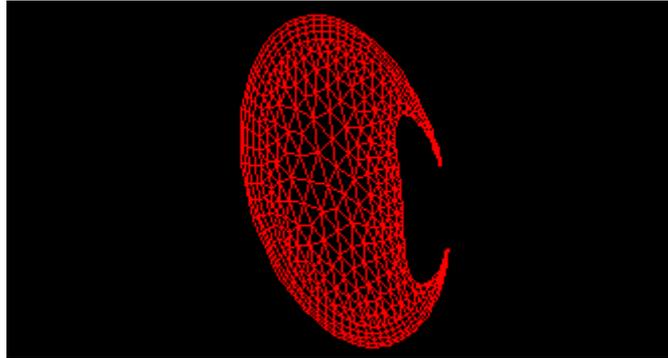


Figura 7. 27 Imagen de las dos superficies solapadas

Para realizar esto nos vamos a la opción “Grid/Fuse” y seleccionamos las caras indicadas anteriormente. Tras darle a “Fuse” las caras quedarán fusionadas.

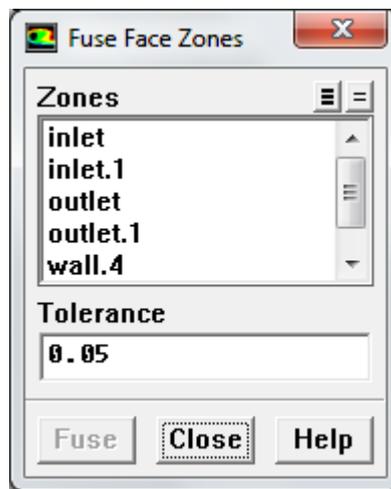


Figura 7. 28 Submenú “Fuse Face Zone” de Fluent

Para comprobarlo, volvemos a representar las caras de entrada, salida, y las caras intermedias. Observamos ahora que las caras fusionadas han desaparecido y se han transformado en otra nueva denominada “interior-12”.

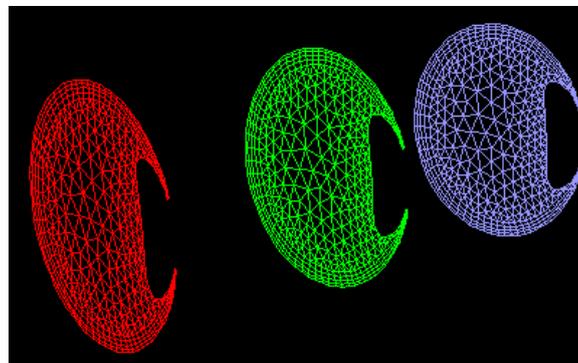
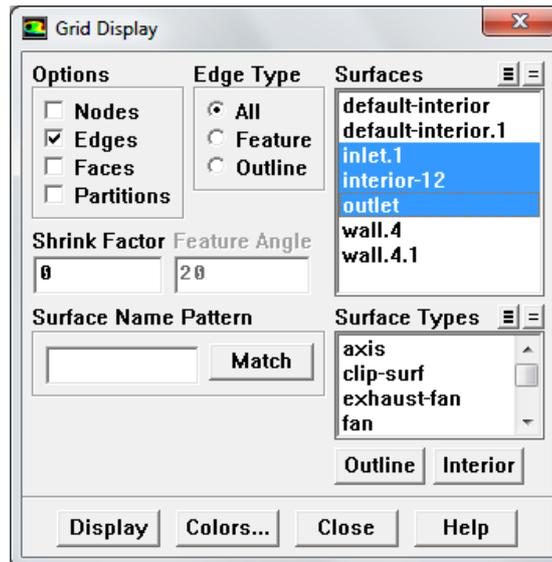


Figura 7. 29 Representación superficies tras fusión de las que se encontraban solapadas

A continuación, guardaremos mediante el comando “Write” el archivo de dos pasos de muelle y continuaremos aumentando la longitud del tubo hasta alcanzar los 20 pasos. Una vez realizado esto, se da por finalizado el pre-procesado y podemos comenzar a configurar nuestro caso para su resolución.

7.2 Solver

En este apartado se configurará Fluent para poder proceder a la resolución de los casos. Esto consiste en indicar el fluido de trabajo, las propiedades del mismo, las condiciones de trabajo, las condiciones de contorno, los modelos y métodos de resolución, etc.

Esta configuración es similar para ambos muelles, por lo tanto se presentará aquí de forma general, describiendo las distintas opciones que nos ofrece Fluent.

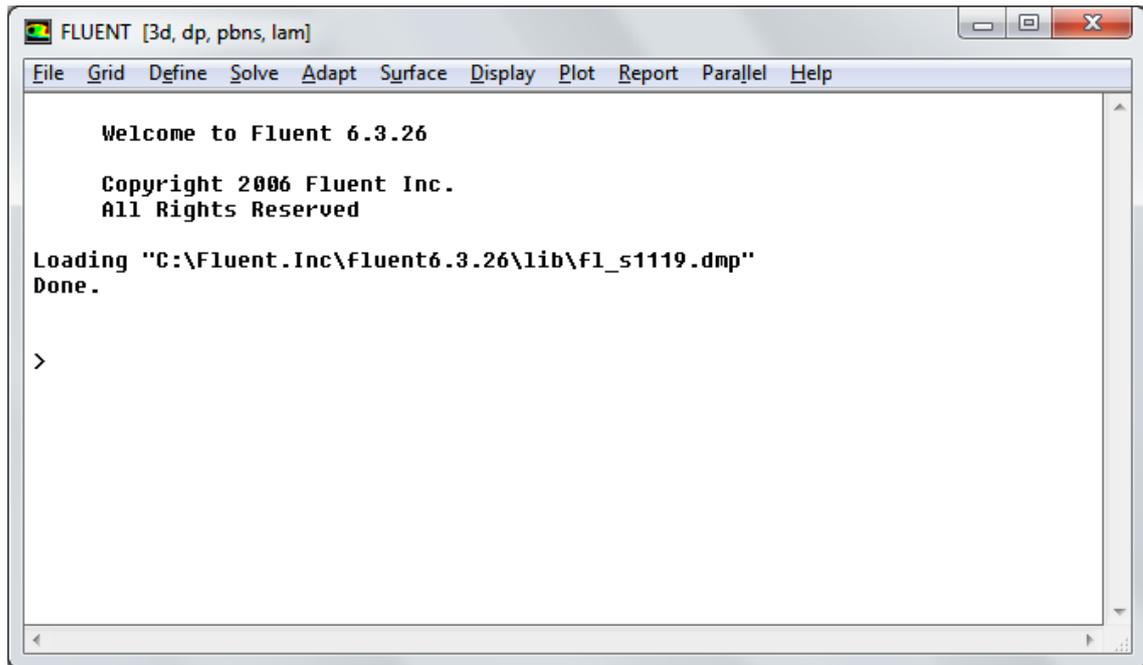


Figura 7. 30 Ventana inicial Fluent

En Fluent, al igual que GAMBIT, podemos proceder a la configuración de los casos mediante su interfaz o a partir de journals. En este proyecto se emplearán ambos métodos.

7.2.1 Materiales

A la hora de simular un caso es necesario indicar las propiedades de los fluidos y los materiales sólidos implicados. Para ello, Fluent posee una gran base de datos con diferentes materiales y fluidos y sus correspondientes propiedades. También es posible modificar las propiedades de los materiales de Fluent trae por defecto o añadir nuevos materiales.

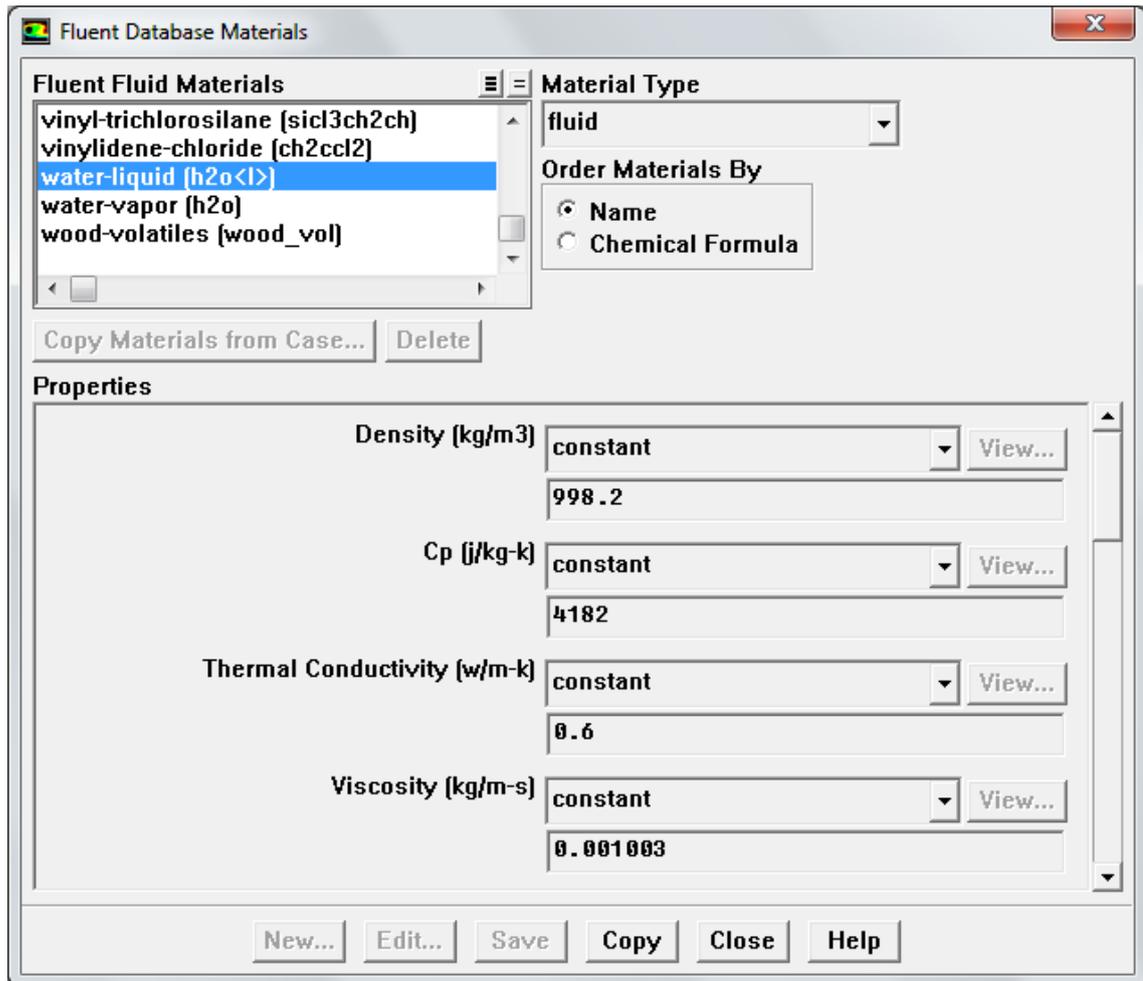


Figura 7. 31 Submenú "Fluent Database Materials" de Fluent

7.2.2 Condiciones de operación

En Fluent también se deben de determinar las condiciones de operación, tales como la presión de trabajo, la temperatura de trabajo, el efecto de la gravedad, etc. En este caso, se activará la casilla de "gravity" para tener en cuenta el efecto de la gravedad, considerando que el tubo se encuentra completamente plano respecto al suelo.

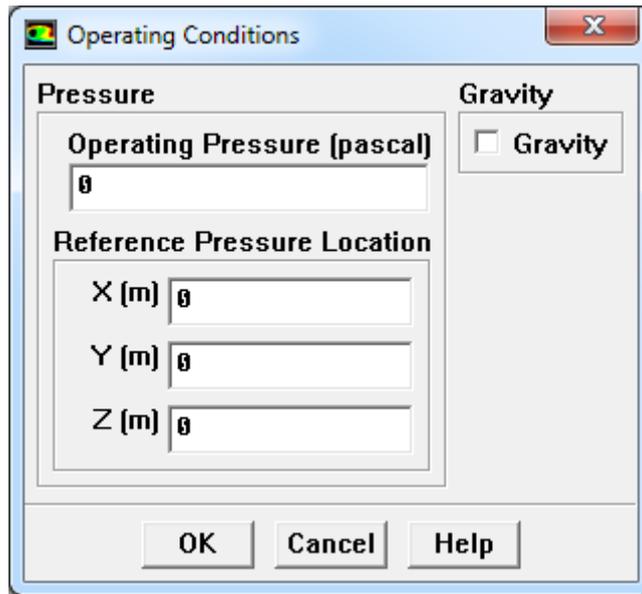


Figura 7. 32 Submenú "Operating Conditions" de Fluent

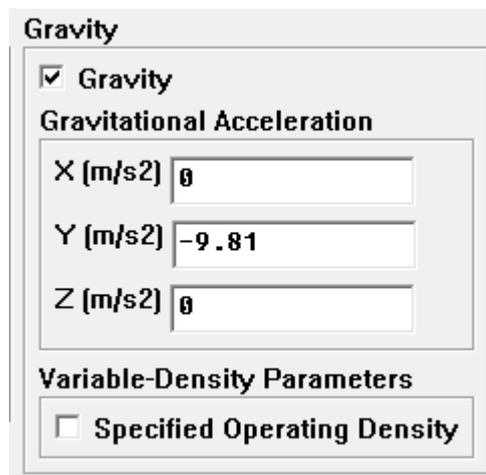


Figura 7. 33 Submenú "Gravity" de Fluent

7.2.3 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno se especifican los materiales, el fluido y las condiciones del flujo. En esta ventana también es posible modificar el tipo de condición asignada a los determinados elementos. Una vez seleccionada la condición de contorno deseada es posible modificar sus parámetros (velocidad de entrada, temperatura de entrada, presión a la salida, etc.).

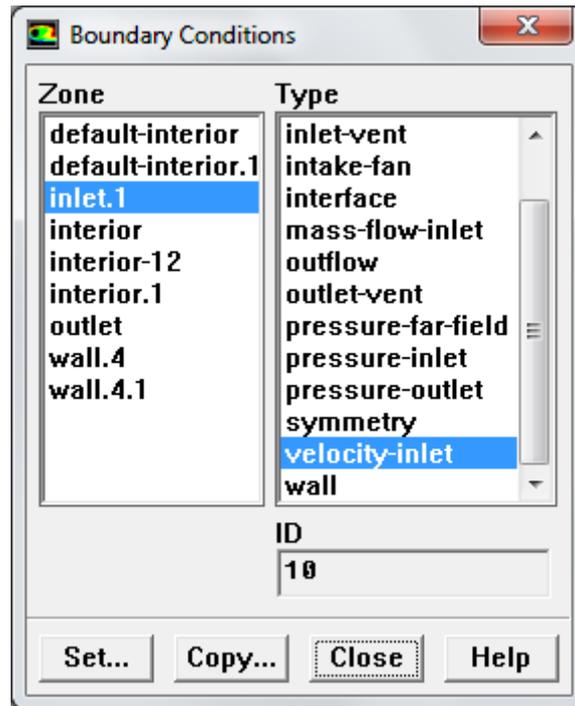


Figura 7. 34 Submenú “Boundary Conditions” de Fluent

Para la determinación del factor de fricción iremos variando la velocidad dentro del fluido para tener diferentes números de Reynolds. Para modificar este parámetro tendremos que seleccionar en el apartado “Zone” la cara de entrada “inlet.1” y en “type” seleccionar “Velocity-inlet”. Tras esto pulsamos “Set”. En la ventana que nos aparece podemos modificar las condiciones de entrada del fluido. En nuestro caso, nos interesa apartado “Velocity Magnitude”, que es donde se especificará la velocidad en cada caso.

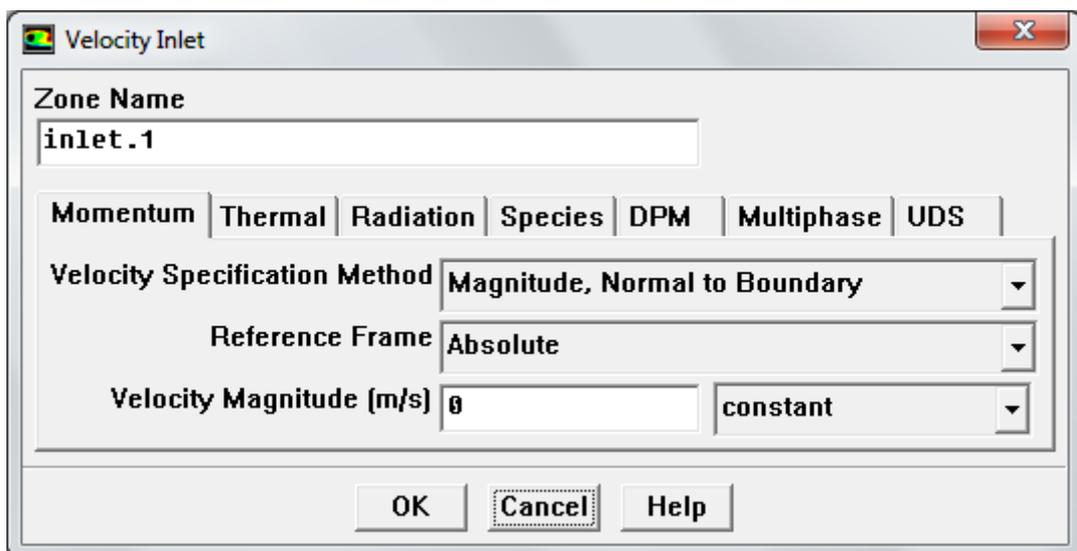


Figura 7. 35 Submenú “Velocity-inlet” de Fluent

7.2.4 Modelado físico

En este apartado nos centraremos en cómo Fluent adapta mediante modelos y ecuaciones los fenómenos físicos que son objeto de estudio. Aquí existe un amplio abanico de posibilidades, las cuales, se deben de conocer para elegir el mejor modelo de resolución y que los resultados de las simulaciones concuerden con lo esperado y obtenido experimentalmente.

7.2.4.1 Modelo viscoso

Este modelo indicará las ecuaciones de viscosidad que se emplearán para resolver cada uno de nuestros casos. Se puede elegir desde flujo laminar hasta diversos modelos de flujo turbulento. Cada uno de estos modelos use sus ventajas e inconvenientes, los cuales se deberán de tener en cuenta a la hora de elegir el modelo más adecuado. Los modelos empleados en este proyecto son:

- Laminar.
- K- ω
- LES (Large Eddy Simulation)

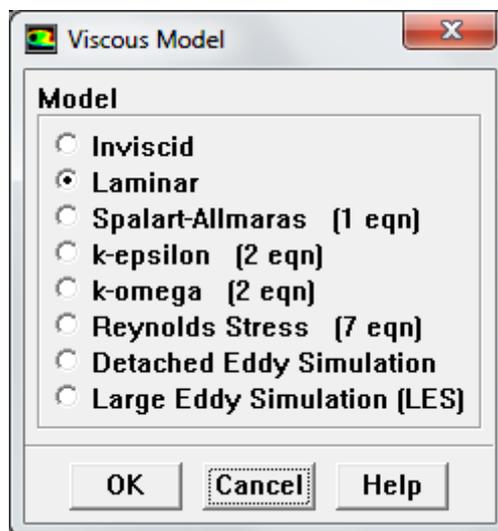


Figura 7. 36 Submenú "Viscous Model" de Fluent

7.2.4.2 Modelo energético

Mediante este modelo activamos o desactivamos la ecuación de la energía. Esto permite la resolución de casos en los que está presente la transmisión de calor ya sea mediante

conducción, convección (natural, forzada o mixta) por radiación. En función de la transferencia de calor que se dé el caso, Fluent empleará una ecuación de energía u otra.

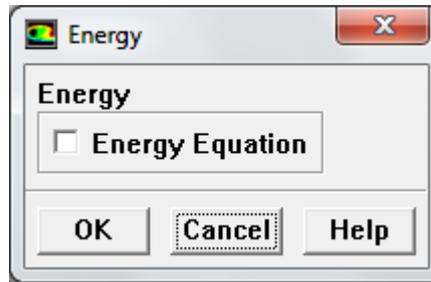


Figura 7. 37 Submenú "Energy" de Fluent

7.2.4.3 Modelo temporal

Mediante este modelo se determinará se siempre era una resolución estacionaria (steady) o no estacionaria (unsteady) del caso. Nuestras simulaciones son estacionarias, pero, en media de lo posible, se emplearán los modelos estacionario y no estacionario combinados, con el fin de acelerar la convergencia.

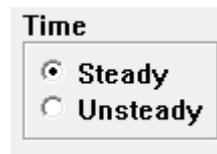


Figura 7. 38 Submenú "Time" de Fluent

7.2.5 Modelado numérico

En este apartado se indica a Fluent la forma en la que debe de proceder para la resolución del problema. Se deben de seleccionar distintos tipos de metodología de resolución.

7.2.5.1 Solver acoplado o segregado

La diferencia entre solver acoplado o segregado esta forma de resolver el las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos. Mientras que un solver segregado resuelve estas ecuaciones de forma secuencial, un solver acoplado las resuelve simultáneamente. En ambos casos, al tratarse de ecuaciones no lineales, el número de iteraciones necesarias para llegar a la convergencia es elevado.

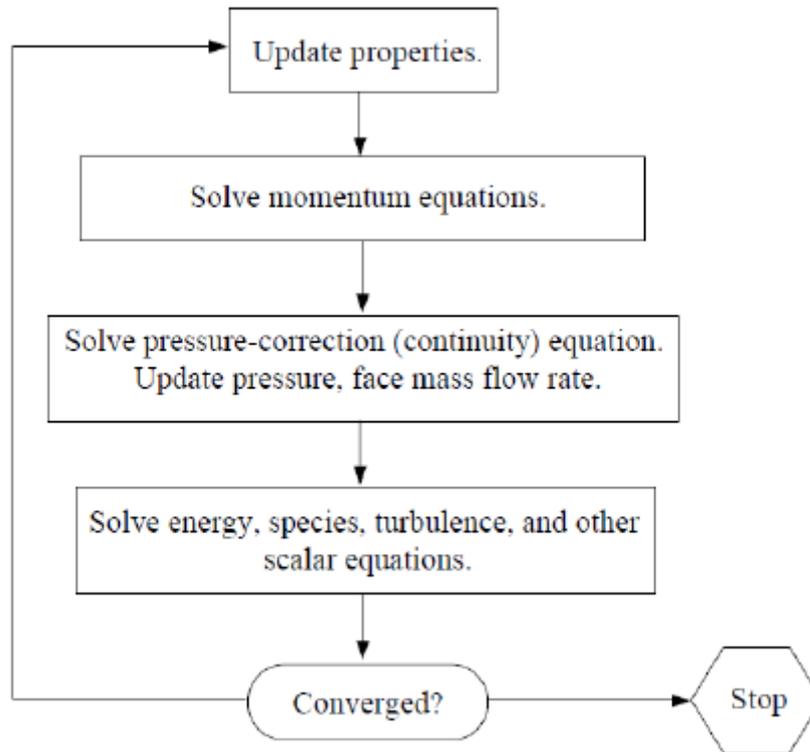


Figura 7. 39 Algoritmo iteración para Solver segregado

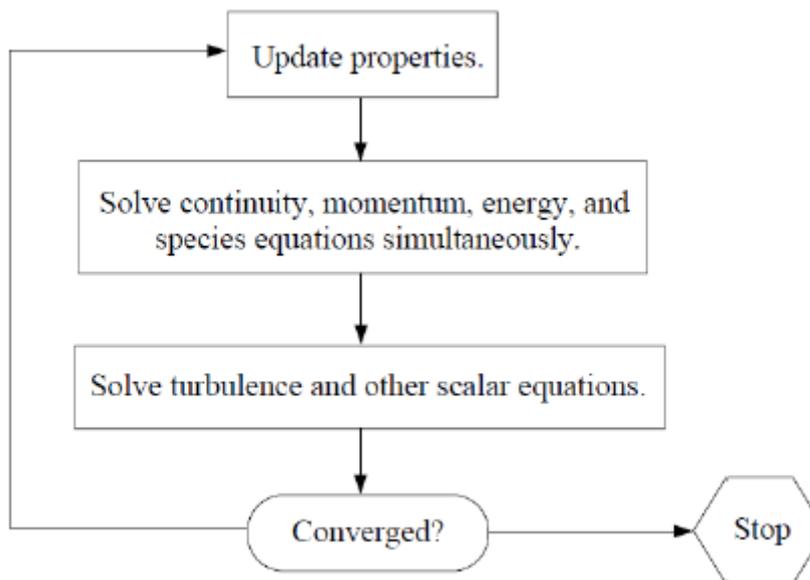


Figura 7. 40 Algoritmo iteración Solver acoplado

7.2.5.2 Solver basado en presión o basado en densidad

El solver basado en presión resuelve sistema de ecuaciones fundamentales emplean una expresión corregir la presión, mientras que el solver basado en la densidad se trata de un solver acoplado donde las ecuaciones se resuelven de forma matricial. La mayoría de casos se pueden resolver indistintamente con solver basado en presión o basado en densidad, pero tradicionalmente se ha empleado solver basado en presión para cálculos con flujo incompresible y el solver basado en densidad para casos donde el flujo es compresible.

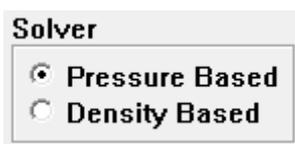


Figura 7. 41 Submenú "Solver" de Fluent

7.2.5.3 Formulación implícita o explícita

Respecto a la formulación implícita, los valores de cada variable desconocidos en una celda se relacionan tanto con los valores conocidos y desconocidos de esa variable en las celdas adyacentes. Así, cada una de las incógnitas aparecerá en más de una ecuación del sistema, resolviéndose simultáneamente.

El caso la formulación explícita, los valores de cada variable desconocidos en una celda se relacionan únicamente con los valores conocidos de esa variable. Así, cada incógnita aparece sólo en una ecuación.



Figura 7. 42 Submenú "Formulation" de Fluent

7.2.5.4 Inicializar el problema

Inicializar el problema consiste en indicar al programa una solución inicial, a partir de la cual comenzarán los cálculos. De esta forma es posible obtener una solución con un menor

número de iteraciones dependiendo de lo próxima que esté la solución inicial dada de la solución real.

7.2.5.5 Convergencia de la solución

Respecto a la convergencia de la solución se debe de indicar a Fluent el valor de los residuos a partir de los cuales se considera que la solución ha convergido. Unos residuos muy elevados no nos garantizan una buena solución, mientras que unos residuos demasiado bajos implicarían un mayor tiempo de cálculo cuando la solución se podría haber alcanzado con unos residuos menores. En nuestros casos, la mayoría de residuos tengan un valor de 0,001.

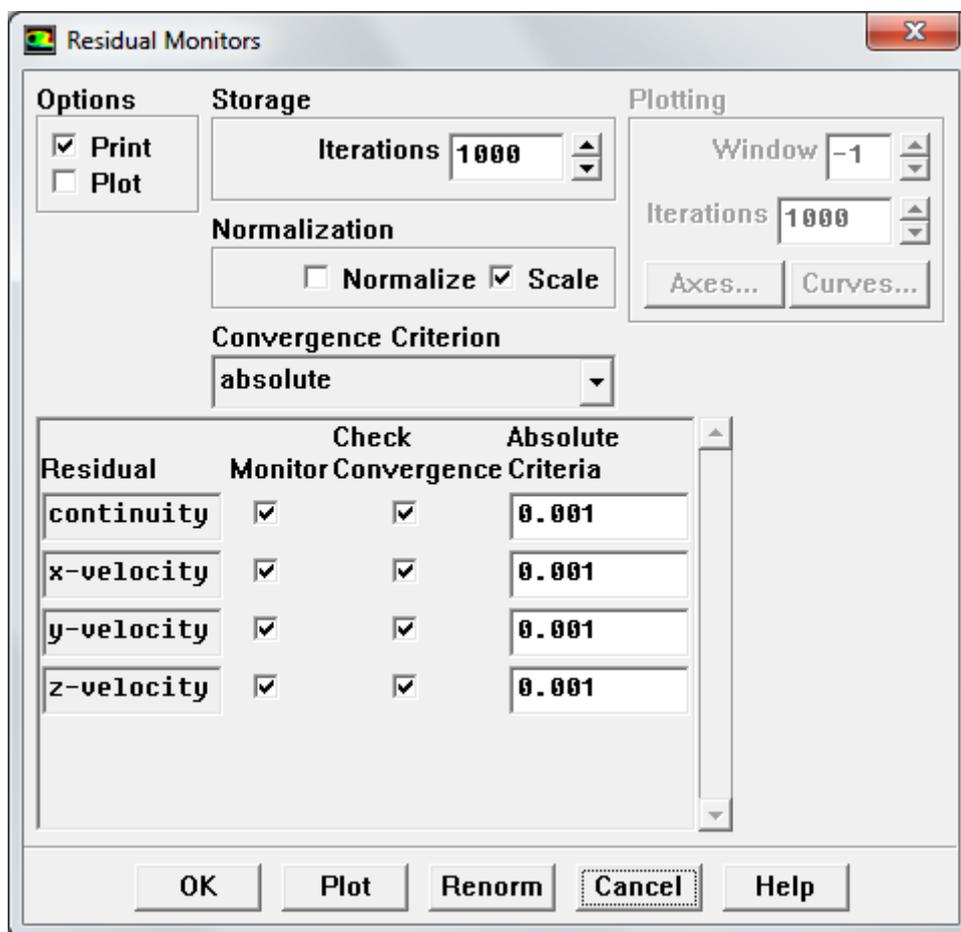


Figura 7. 43 Submenú "Residual Monitors" de Fluent

7.3 Post-processing

Una vez realizadas las fases de pre-processing y solver, llega el momento del post-processing. En este apartado se deben de comprobar la validez de la malla y los modelos

empleados. Para ello se realizan simulaciones con la intención de obtener datos y compararlos con los esperados, tanto teórica como experimentalmente. Tras la obtención de datos y la comparación indicada anteriormente, se deben realizar las consideraciones necesarias sobre el modelo a partir de los resultados obtenidos.

En este proyecto con pararemos los datos de las simulaciones con los esperados mediante la curva del factor de fricción frente al número de Reynolds. Esto nos dará un idea de si nuestro modelo se aproxima la realidad o no, pudiendo hacer a partir de estos datos las consideraciones necesarias para mejorarlo. Se emplearán para ello diferentes modelos viscosos.

7.3.1 Modelo laminar

7.3.1.1 Muelle W01

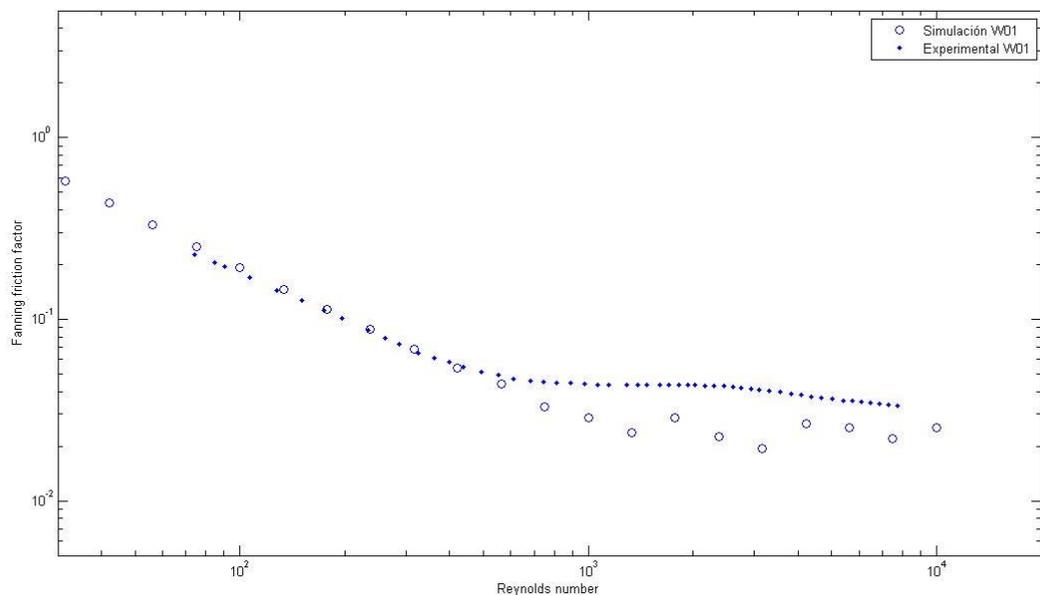


Figura 7. 44 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad laminar

Observamos que este modelo viscoso se adapta en la zona laminar perfectamente para este muelle, según los datos obtenidos experimentalmente. Sin embargo, a partir de la zona de transición (Números de Reynolds aproximadamente entre 400 y 500), los datos de la simulación nos dan valores muy por debajo de lo esperado, con una tendencia cíclica, que nada tiene que ver con lo obtenido anteriormente.

7.3.1.2 Muelle W02

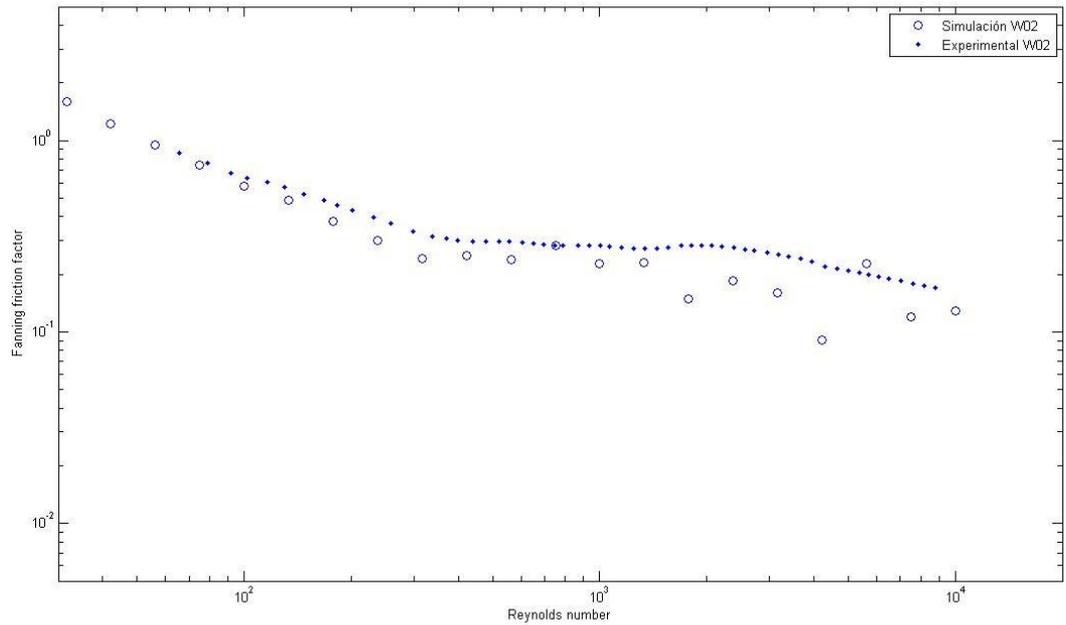


Figura 7. 45 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad laminar

Los datos obtenidos de la simulación con el modelo viscoso laminar para este muelle no son tan próximos a los datos obtenidos experimentalmente. Sin embargo, existe una mayor precisión en la zona laminar en comparación con la zona turbulenta, donde los datos obtenidos son un tanto aleatorios.

7.3.2 Modelo K-Omega

7.3.2.1 Muelle W01

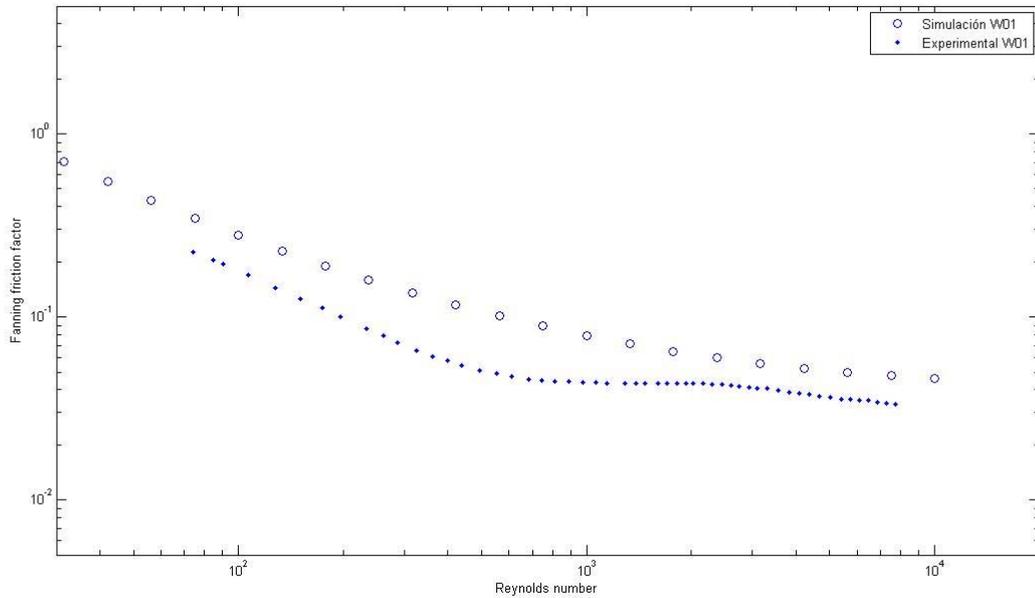


Figura 7. 46 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad k-Omega

En este caso, el modelo k- ω debería de adaptarse mejor que el modelo laminar a la zona turbulenta, sin perder demasiada precisión en la zona laminar. Sin embargo, aunque se observa una misma tendencia entre los datos experimentales y los datos obtenidos en la simulación, estos últimos se encuentran por encima de lo esperado para todos los números de Reynolds estudiados. Esto es debido, probablemente, a los coeficientes k y ω considerados en el modelo, ya que se han dejado por defecto los que Fluent indicaba, al no ser objetivo de este proyecto un estudio detallado de los modelos empleados.

7.3.2.2 Muelle W02

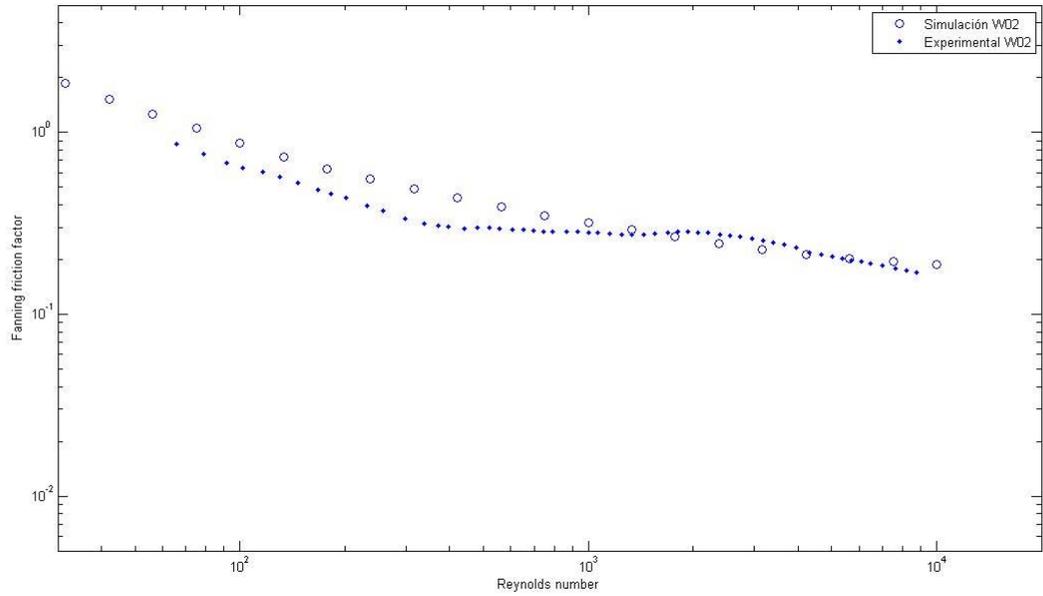


Figura 7. 47 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad k-Omega

Para el muelle W02 y el modelo k- ω apreciamos una mayor igualdad entre ambos tipos de datos en la zona turbulenta, están, sin embargo, los resultados de la simulación por encima de lo esperado experimentalmente en las zonas laminar y de transición. Análogamente al caso del muelle W01 para el mismo modelo, es posible que sea debido a los coeficientes k- ω .

7.3.3 Modelo L.E.S.

7.3.3.1 Muelle W01

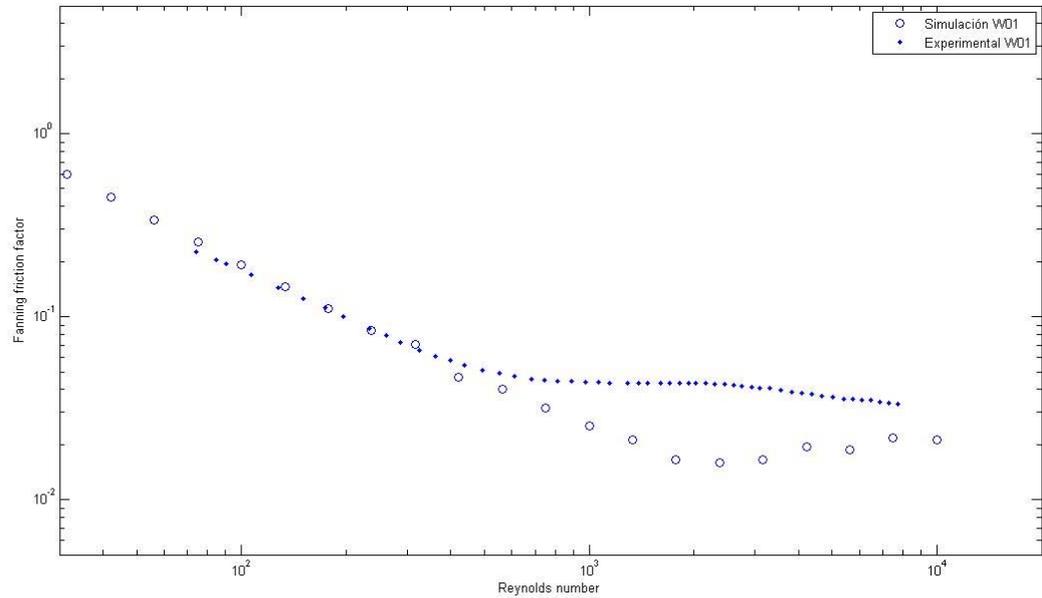


Figura 7. 48 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad LES

El modelo LES es un modelo más potente que los anteriormente presentados, con el cual es posible obtener resultados muy precisos tanto para la zona laminar, de transición y turbulenta. En este caso se ha empleado el submodelo Smagorinsky-Lilly.

Se observa una precisión aceptable en la zona laminar, sin embargo, a partir de la transición los datos de la simulación continúan como si siguiéramos estando en la zona laminar, presentado la transición para Reynolds de 1100 aproximadamente, mientras que los datos experimentales demuestran que la transición se presenta de una forma más suave y para menores número de Reynolds. Estas imprecisiones, al igual que para el modelo k- ω , posiblemente sean debidas a los coeficientes impuestos al modelo, los cuales son los que Fluent presenta por defecto.

7.3.3.2 Muelle W02

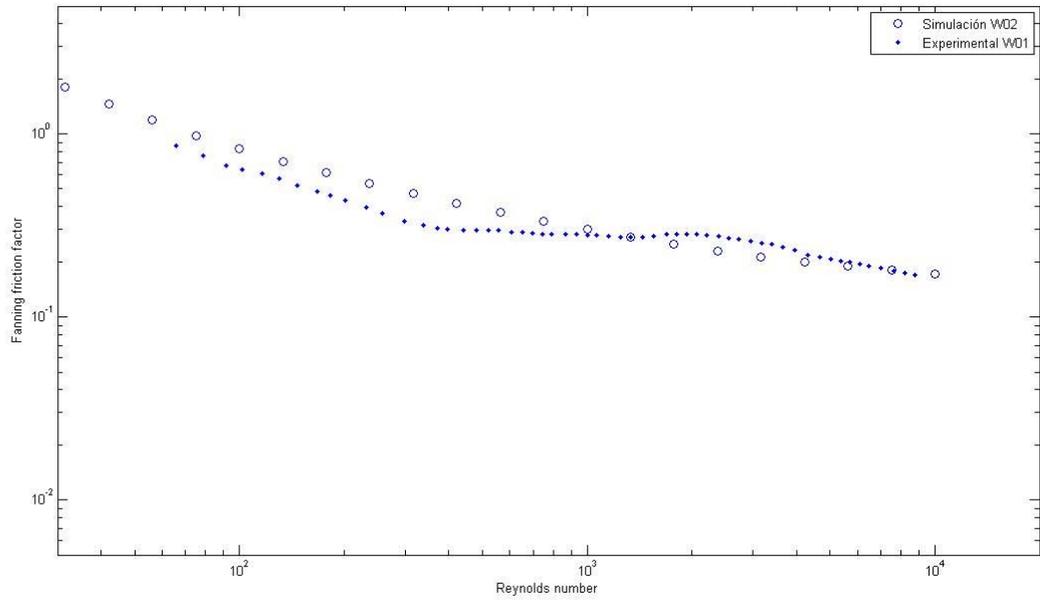


Figura 7. 49 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad LES

En este caso, el modelo LES empleado se adapta mejor a la zona turbulenta que para el muelle W01, a pesar de que en la zona laminar la precisión sea mejor. A pesar de ello, se aprecia una mayor precisión en esta zona respecto al modelo $k-\omega$.

PARTE IV. SIMULACIONES Y RESULTADOS

Capítulo 8. Factor de fricción

8.1 Introducción

El factor de fricción es un parámetro adimensional que se emplea para determinar las pérdidas de carga en una tubería debido a la fricción. Existen múltiples correlaciones para la determinación de ese factor de fricción y depende, normalmente, del número de Reynolds del flujo y de la rugosidad relativa de la superficie interior del tubo.

Para régimen laminar, por ejemplo, el factor de fricción depende únicamente del número de Reynolds y toma la siguiente expresión:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (8.1)$$

En este capítulo se expondrán una serie de gráficas que representan el factor de fricción frente al número de Reynolds, comparando los datos obtenidos para los correspondientes muelles y el tubo liso. Las simulaciones a continuación presentadas han sido realizadas imponiendo como modelo de viscosidad el laminar, con lo cual es de esperar una mayor precisión en esta zona.

8.2 Factor de fricción para W01

Se representará a continuación los datos del factor de fricción obtenido en las simulaciones realizadas en este proyecto frente a los datos experimentales obtenidos para el mismo muelle.

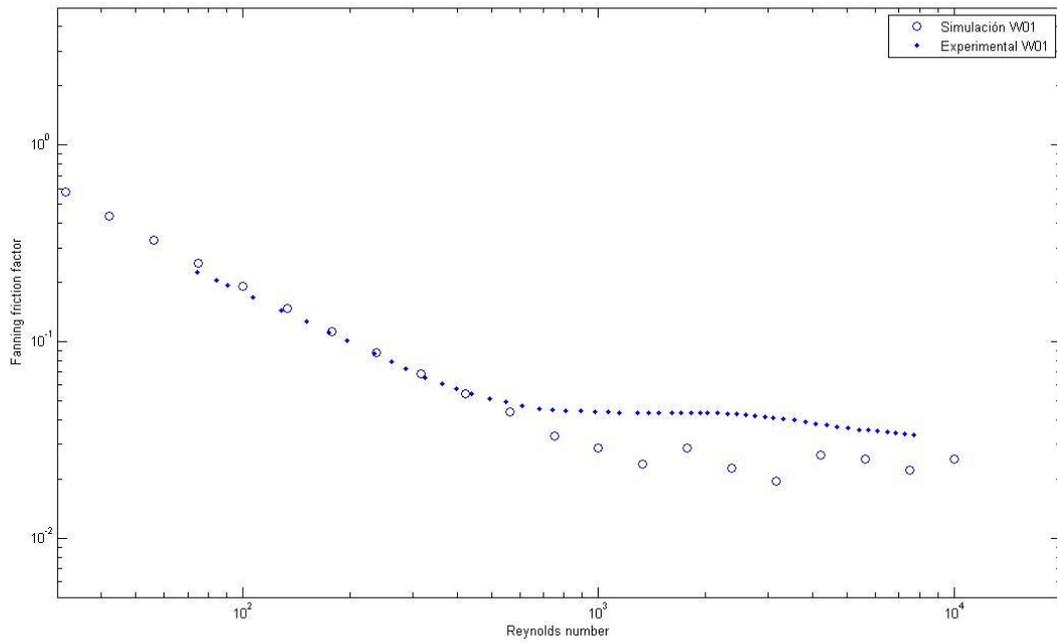


Figura 8. 1 Factor de fricción W01, modelo laminar

Se observa como en régimen laminar los resultados de las simulaciones son bastante precisos en comparación a los resultados experimentales, mientras que al aproximarnos a la zona en régimen turbulento, esta igualdad de resultados se pierde, ya que el modelo de viscosidad elegido no contempla con precisión la transición a la turbulencia.

Se compararán ahora estos resultados con el factor de fricción obtenido para tubo liso, tanto experimental como teóricamente.

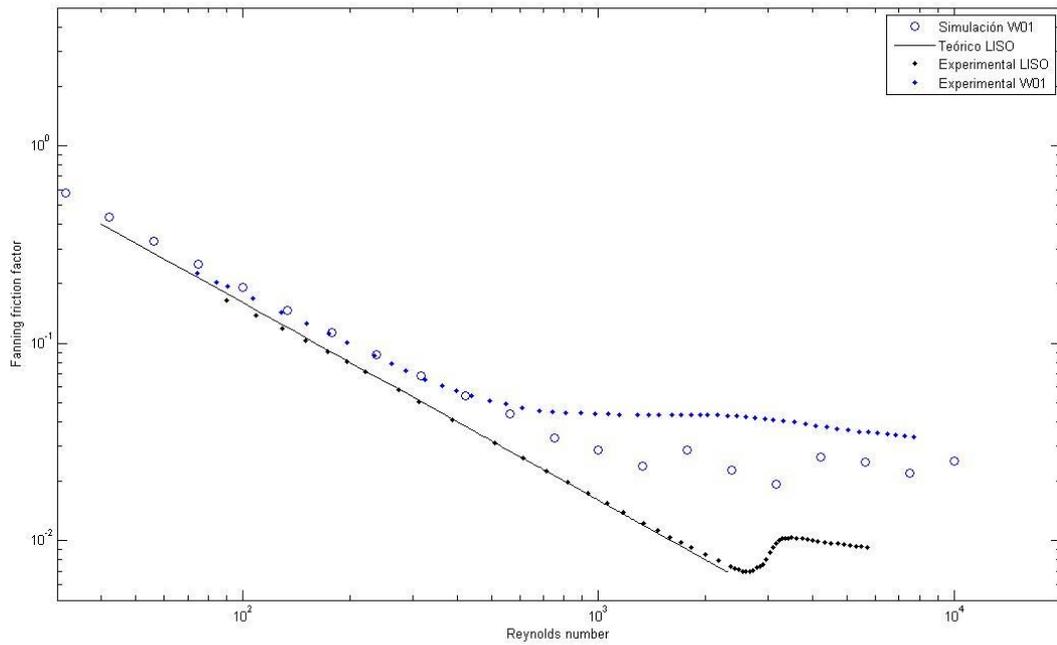


Figura 8. 2 Factor de fricción W01, modelo laminar. Comparación con tubo liso

Respecto al tubo liso, la inserción del muelle W01 adelanta la transición a régimen turbulento hasta valores de número de Reynolds entre 400 y 600. Se observa como esta transición se produce de forma menos brusca.

El factor de fricción, para este muelle, es ligeramente mayor para la zona laminar respecto a tubo liso. Sin embargo, una vez comienza la transición, para el tubo con muelle insertado este factor se mantiene bastante mayor que para el tubo liso, en el cual se reduce.

8.3 Factor de fricción para W02

Al igual que en el apartado anterior, se representará el factor de fricción obtenido en las simulaciones frente al factor de fricción obtenido experimentalmente para el mismo muelle.

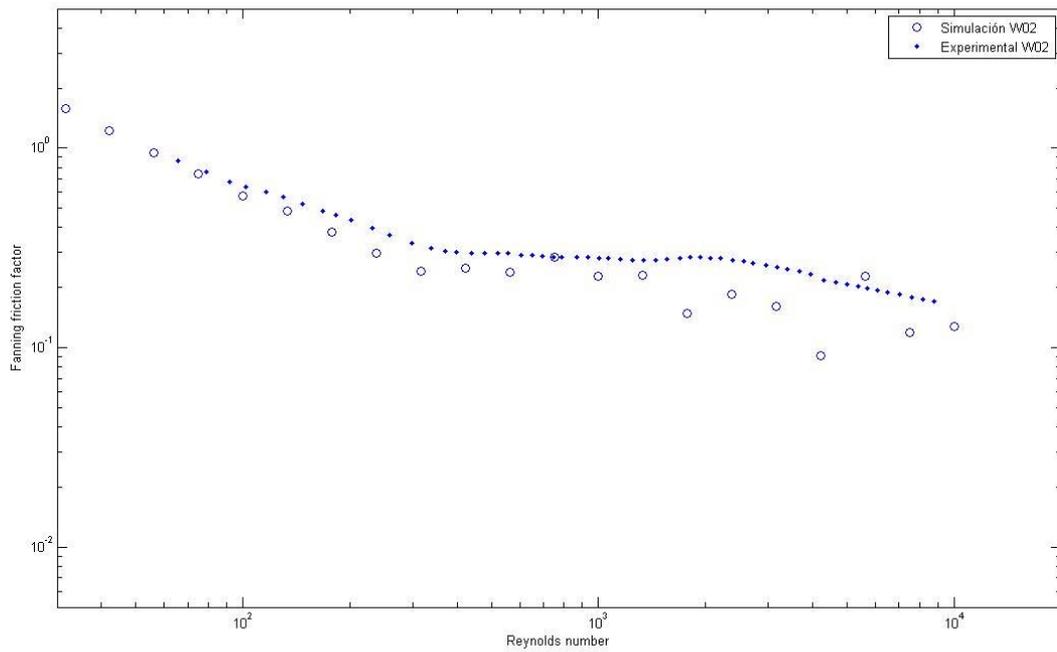


Figura 8. 3 Factor de fricción W02, modelo laminar

Al igual que para el muelle W01, se observa una mayor precisión en régimen laminar, como era de esperar. En régimen turbulento y en la transición esta igualdad de resultados se pierde. Las simulaciones en este caso no han sido tan precisas respecto al muelle W01.

Se comparan ahora los resultados obtenidos con el factor de fricción para tubo liso.

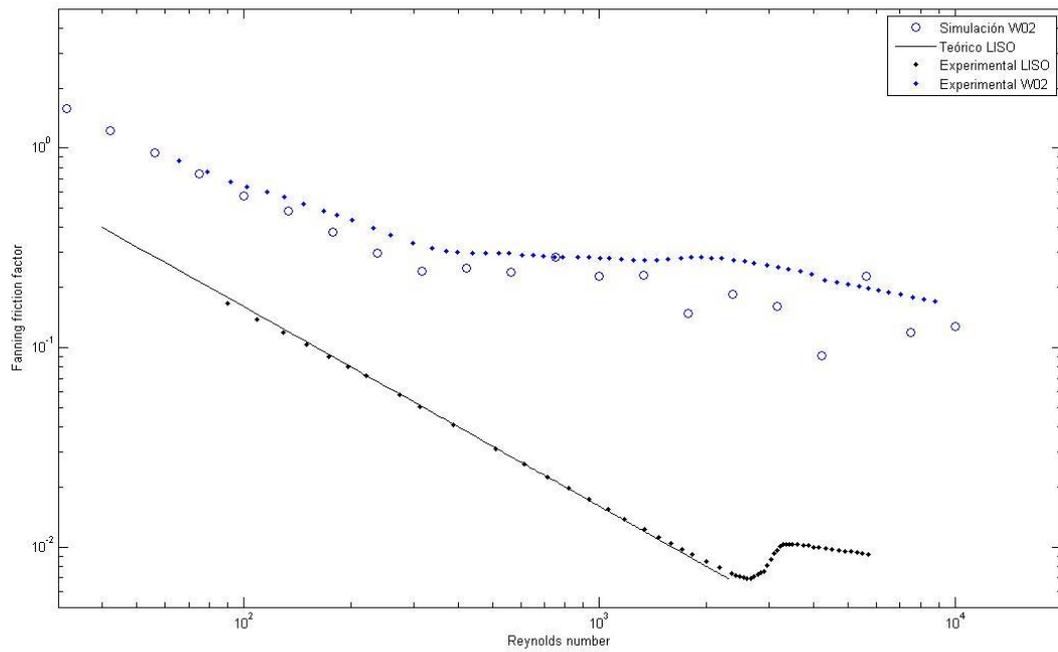


Figura 8. 4 Factor de fricción W02, modelo laminar. Comparación tubo liso

Se observa la misma tendencia en la transición de régimen laminar a turbulento: Esta se suaviza con una menor pendiente.

Este muelle adelanta aún más la turbulencia, comenzando la transición para números de Reynolds entre 300 y 500.

La pérdida de carga que produce este muelle es mucho mayor que para un tubo liso.

8.4 Comparación factor de fricción W01 y W02.

A continuación se representará, en una misma gráfica el resultado de las simulaciones para los dos muelles empleados, junto a los datos experimentales para tubo liso.

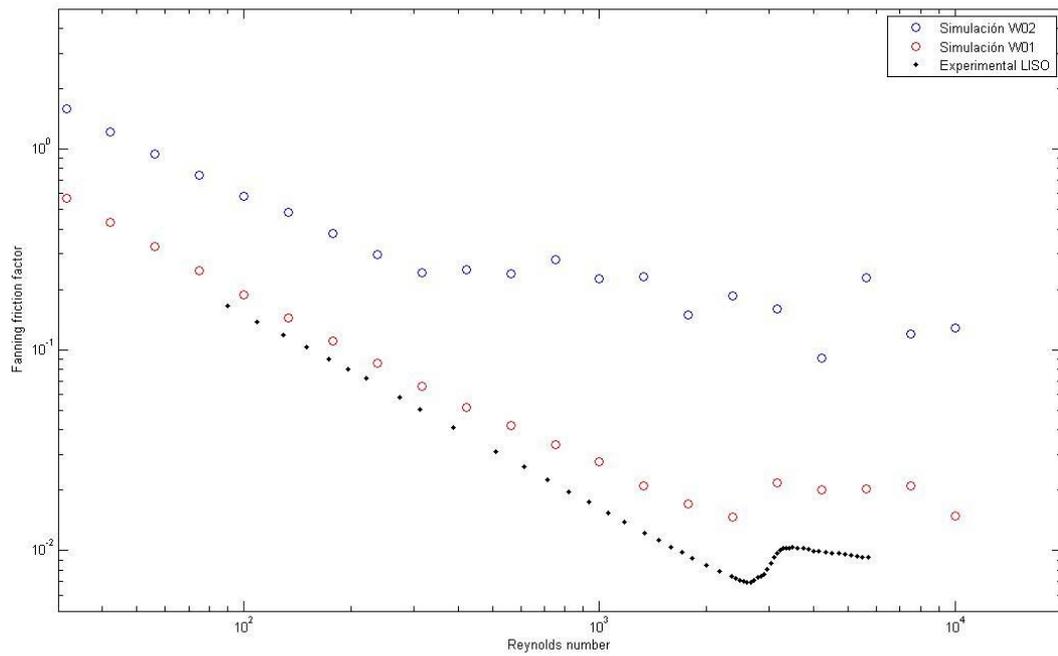


Figura 8. 5 Comparación de factor de fricción para W01, W02 y tubo liso

Se observa claramente como el muelle W02 aumenta mucho la pérdida de carga en el tubo por fricción, respecto al muelle W01 y el tubo liso.

Por otro lado, el aumento de pérdida de carga del muelle w01 en comparación con el tubo liso es menor.

Capítulo 9. Fluctuaciones de velocidad por inserción de muelle de muelle

9.1 Introducción

En este capítulo se estudiará cómo afecta la inserción de un muelle al flujo. Se pretenden hallar las inestabilidades en la velocidad características de estos elementos insertados. Para ello se estudiará el muelle w02, donde es más fácil captar estas inestabilidades y sus efectos.

9.2 Estudio fluctuaciones de velocidad

Se estudiará para este muelle la velocidad axial en dos puntos de una sección del tubo, equidistantes del centro del mismo, en función del tiempo. La sección de estudio estará situada a 0.125 m de la entrada al tubo. Estos dos puntos equidistantes, llamados V_x y V_y , se encontrarán a 0.875 mm del centro del tubo. Se encuentran situados a 90° entre sí.

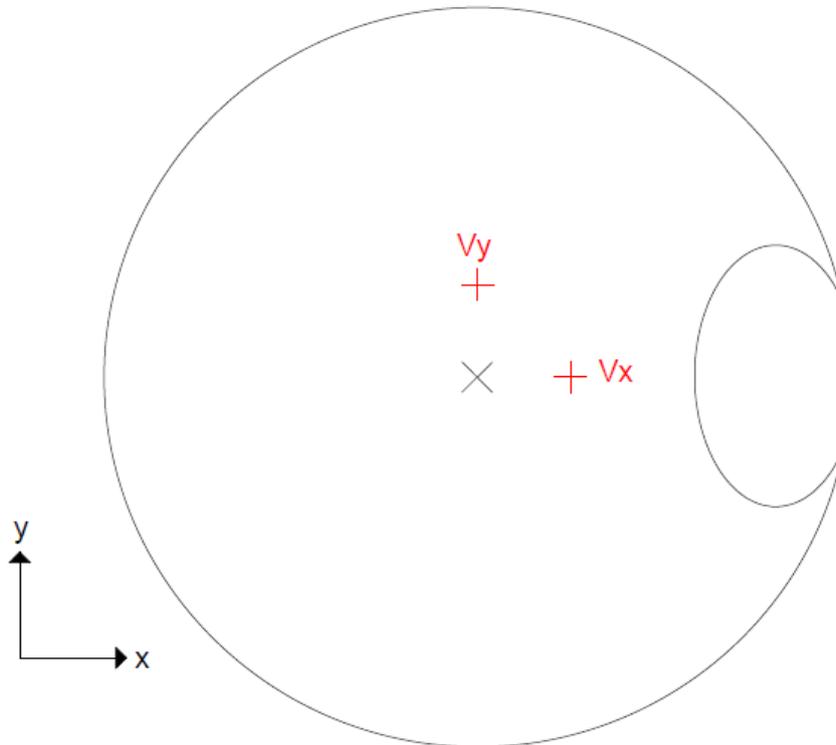


Figura 9. 1 Puntos V_x y V_y para determinar fluctuaciones en flujo

Para la realización de estas simulaciones se ha empleado LES Smagorinsky-Lilly como modelo de turbulencia, con el fin de poder llegar a captar mejor estos fenómenos en comparación con un modelo laminar.

A continuación se representarán una serie de gráficas de la velocidad axial en los puntos indicados para diferentes números de Reynolds. Los datos de velocidad se han captado en cada segundo, para un tiempo total de 500 segundos. Se observará la evolución de esta en función del tiempo conforme aumenta la turbulencia del flujo.

9.2.1 $Re=420$

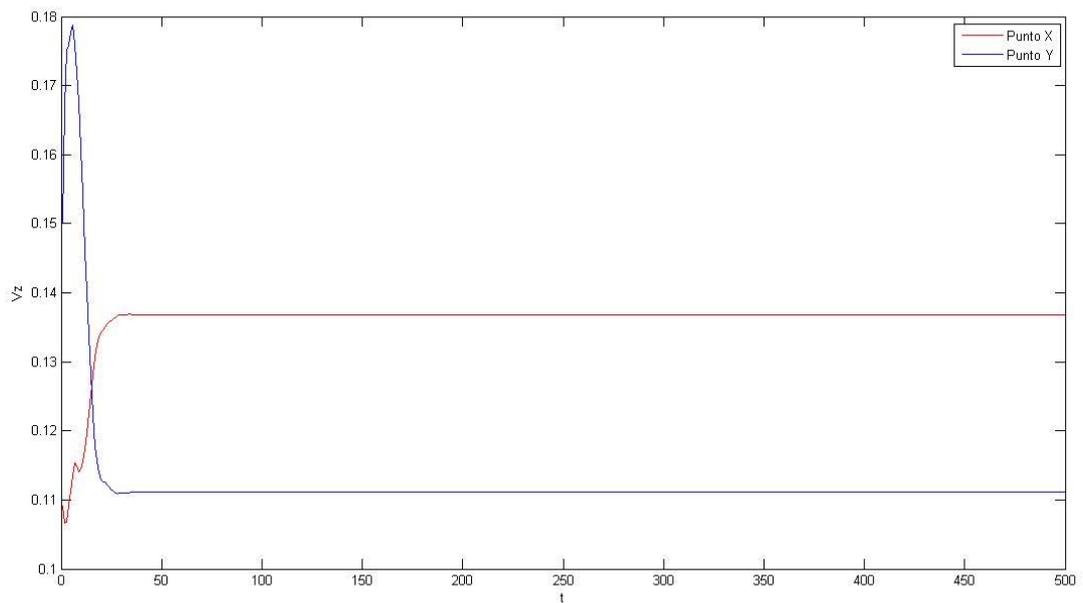


Figura 9. 2 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=420$

Se observa cómo, para este número de Reynolds, la velocidad axial se mantiene constante una vez alcanza su valor estable, pero no se observa el mismo valor en el punto situado en el eje X en el punto situado en eje Y, aun estando separados únicamente 90° . Esto nos indica que la inserción de muelle provoca un flujo asimétrico.

9.2.2 $Re=560$

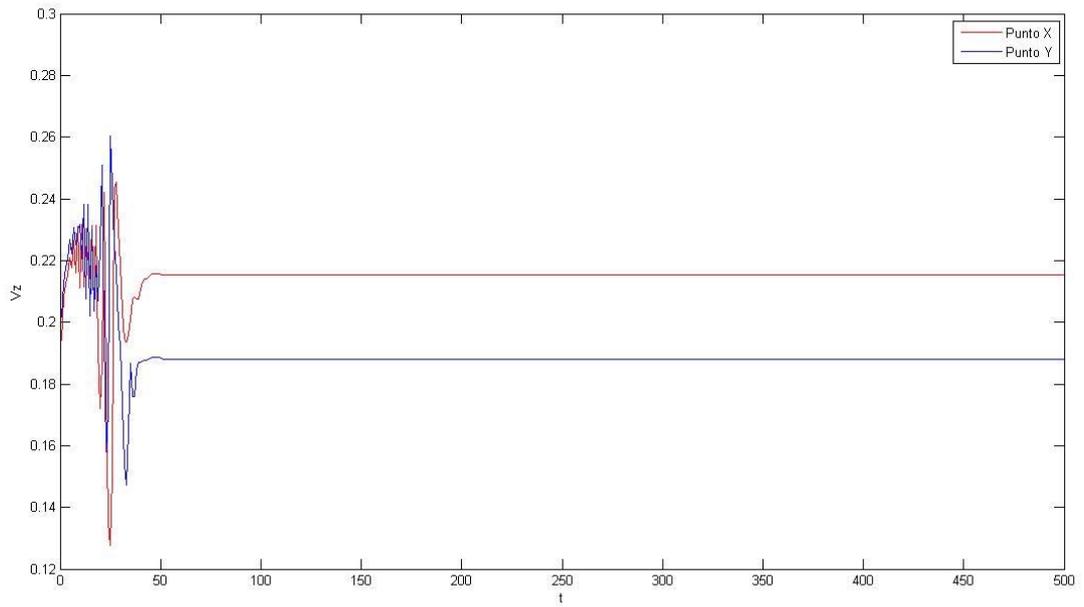


Figura 9. 3 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=560$

Para este número de Reynolds se observa que el flujo es inestable durante los primeros 50 segundos de simulación. A partir de ese instante, la solución se estabiliza y se resuelve un flujo estacionario quedando un valor estable de velocidad axial en cada posición.

9.2.3 $Re=750$

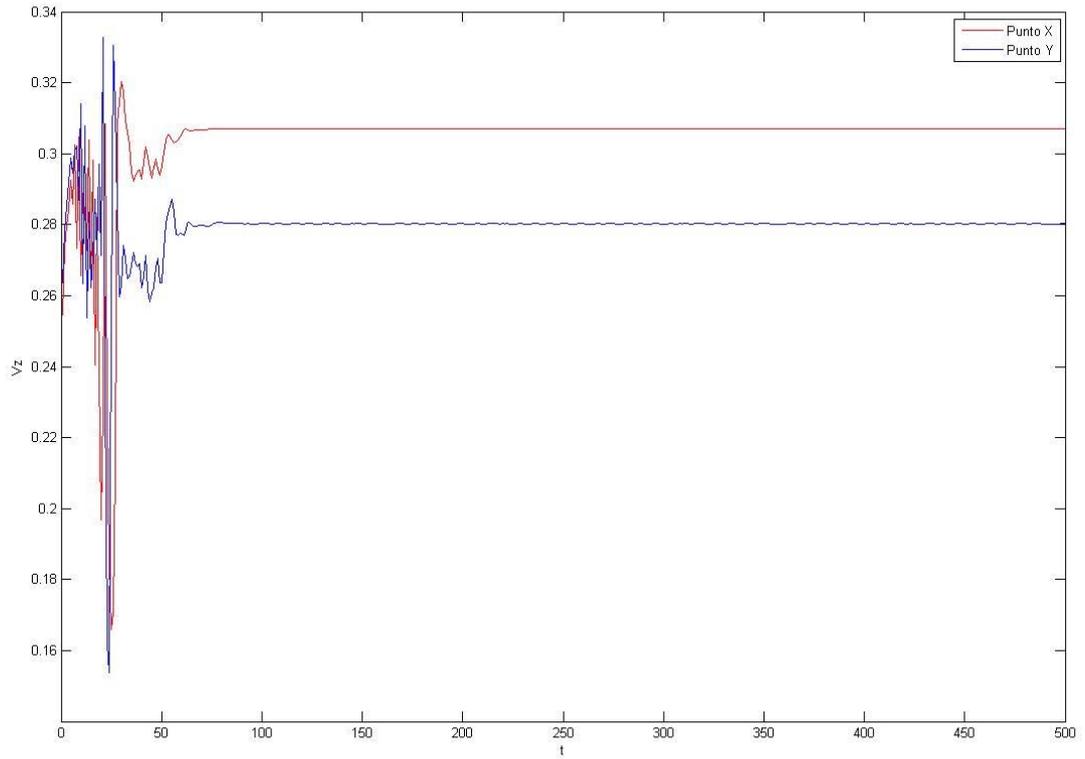


Figura 9. 4 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=750$

Para ese número de Reynolds se observa, sobre todo para el punto en el eje y, como tras la inestabilidad, se ha generado una pequeña serie de ondas que se repiten a lo largo del tiempo. La inestabilidad ha perturbado levemente el flujo lo largo del tiempo.

9.2.4 $Re=1000$

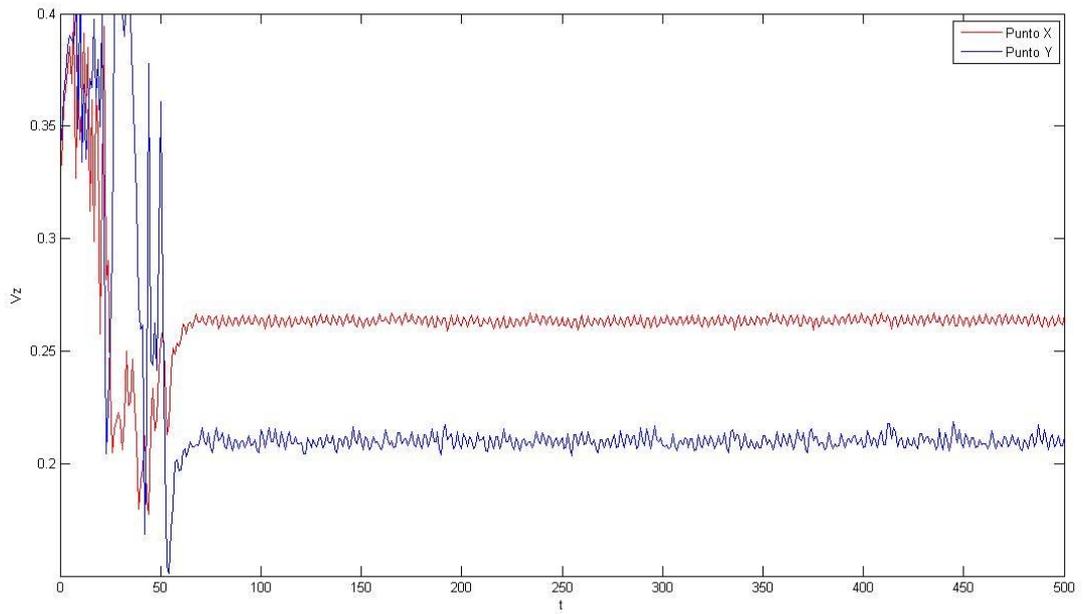


Figura 9. 5 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=1000$

Este caso se observa mejor como la inestabilidad generada provoca una variación del flujo de forma permanente, tal y como se ha indicado anteriormente.

9.2.5 $Re=1330$

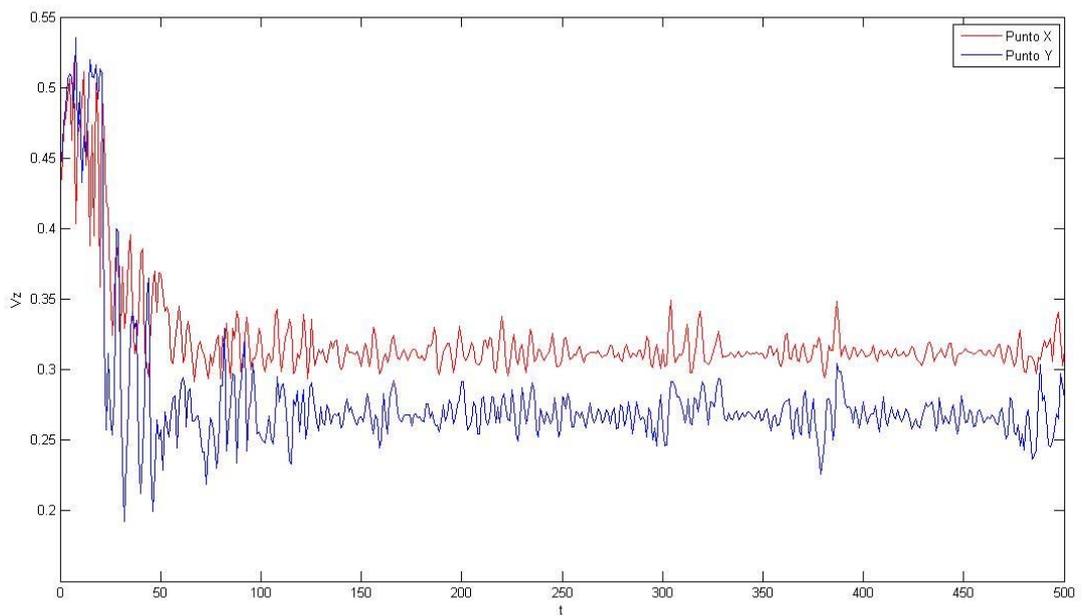


Figura 9. 6 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=1330$

Es apreciable como, conforme aumenta el número de Reynolds, la perturbación afecta de manera más intensa al flujo, produciendo una mayor inestabilidad en el mismo. También se observa como las ondas producidas dejan de seguir un patrón claro.

9.2.6 $Re=1780$

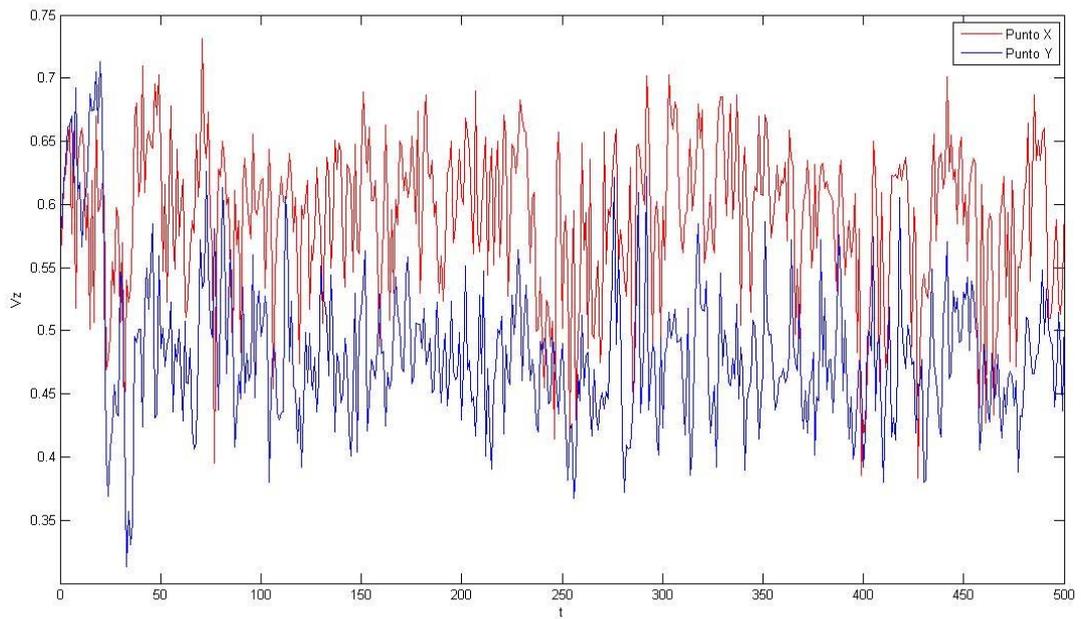


Figura 9. 7 Velocidad axial en V_x y V_y , para $Re=1780$

Se ve en este caso una falta absoluta de uniformidad en las ondas, debida a la total inestabilidad del flujo.

Se ha observado como para bajos números de Reynolds las ondas de inestabilidad que se crean pasan, dejando un flujo uniforme tras ellas.

Conforme aumenta el número de Reynolds, el flujo que deja la inestabilidad deja de ser uniforme, generándose una serie de ondas en el mismo, que parecen seguir cierto patrón.

Para números de Reynolds altos, la uniformidad de las ondas generadas es nula y el flujo completamente inestable.

Capítulo 10. Transmisión de calor

10. 1 Introducción

En este capítulo se estudiará cómo afecta la inserción de dos tipos de muelles en un tubo liso a la transferencia de calor que se produce en el mismo.

El estudio se realizará para los dos muelles anteriormente mencionados (W01 y W02), y dos fluidos distintos: Agua y Propilenglicol 20%.

Así mismo, para cada tipo de muelle y fluido, se estudiará la transmisión de calor para tres flujos de calor diferentes, los cuales se aplicarán directamente en la superficie interior del tubo:

$$Q = 1000 \text{ W/m}^2$$

$$Q = 1750 \text{ W/m}^2$$

$$Q = 2500 \text{ W/m}^2$$

Estos flujos de calor interior han sido determinados para una potencia que recibe el colector entre 200 W y 500 W. A continuación se demostrarán, para el muelle W01, cómo se han determinado esos valores.

Para un colector de 8 tubos, con una longitud por tubo de 0.84 metros, donde se encuentra insertado el muelle W01, suponemos una potencia recibida de 200 W.

Por tanto, cada tubo recibirá:

$$q_{tubo} = \frac{200}{8} = 25 \text{ W}$$

Siendo el área de las paredes del tubo y muelle unidos de:

$$A_{tubo} = 0.0205 \text{ m}^2$$

El flujo de calor Q recibido por un tubo, por unidad de área será:

$$Q = \frac{25}{0.0205} = 1218 \text{ W}$$

10.2.1.1 Agua

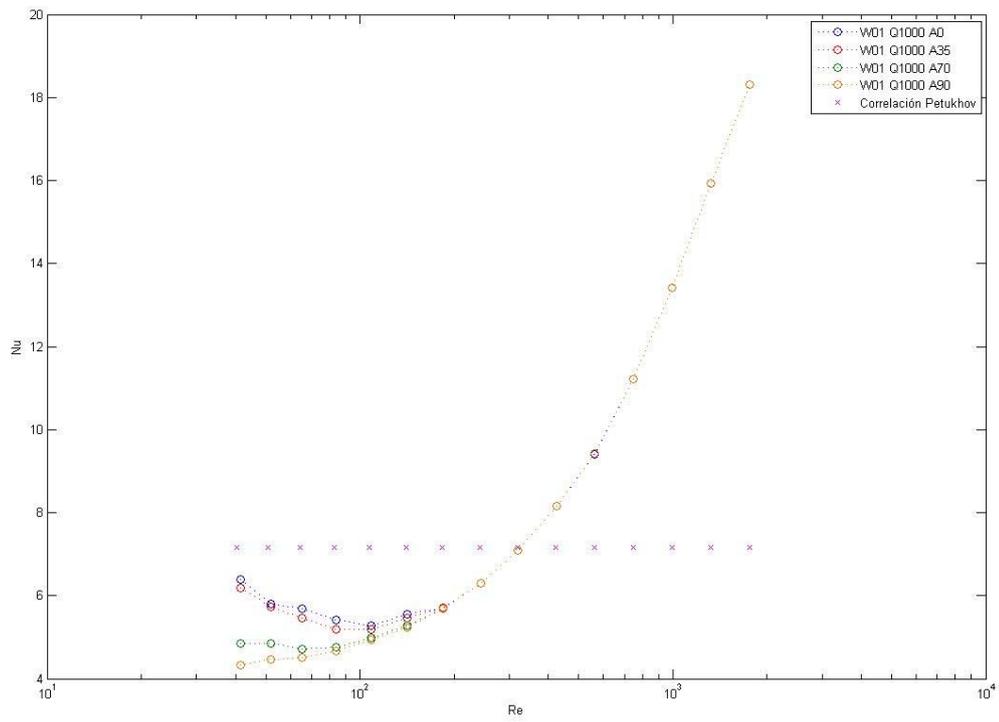


Figura 10. 1 Nu vs Re para W01 y agua, $Q=1000 \text{ W/m}^2$, variando ángulo de inclinación

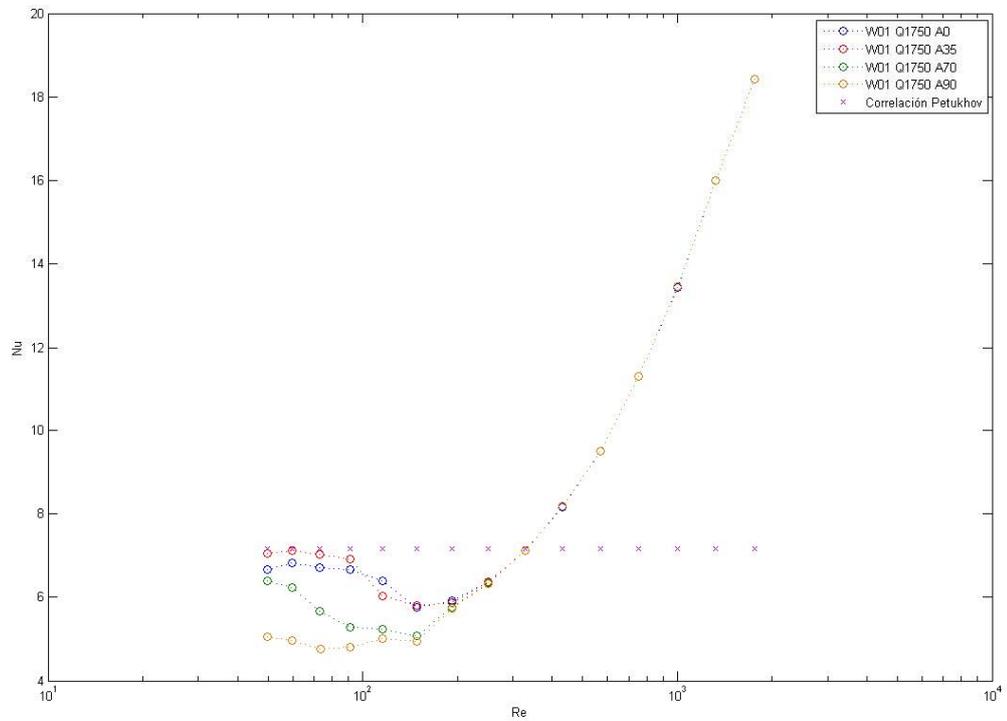


Figura 10. 2 Nu vs Re para W01 y agua, $Q=1750 \text{ W/m}^2$, variando ángulo de inclinación

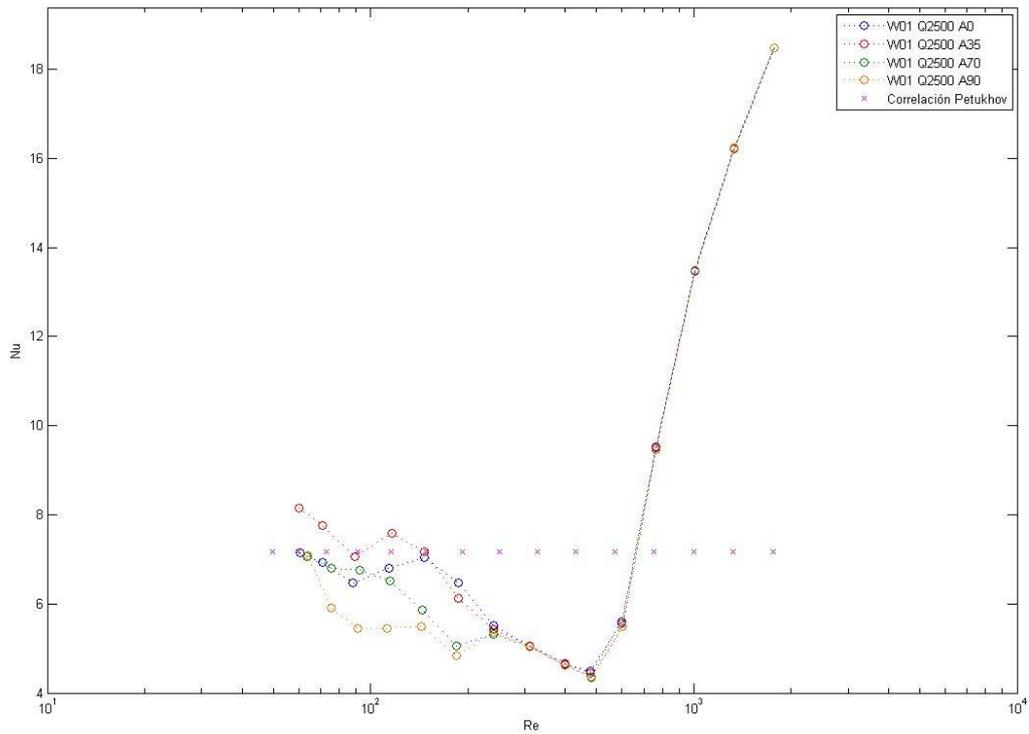


Figura 10. 3 Nu vs Re para W01 y agua, $Q=2500 \text{ W/m}^2$, variando ángulo de inclinación

Se observa para estas gráficas como el número de Nusselt comienza a aumentar drásticamente a partir de Reynolds de 500 o 600. Para este muelle, como se ha visto en la parte de este proyecto correspondiente al factor de fricción, en esta zona comienza producirse la transición de régimen laminar a régimen turbulento.

Cabe destacar como a bajos números de Reynolds los efectos de las fuerzas externas gravitatorias cobran importancia. Así, se distingue en todas las gráficas para los diferentes ángulos y para números de Reynolds menores de 100, que para cada inclinación el número de Nusselt varía también en función del ángulo. Esto se debe a que para bajos números de Reynolds las fuerzas gravitatorias afectan más a los fenómenos de convección. A medida que el número de Reynolds va aumentando las variaciones del número de Nusselt en función del ángulo de inclinación convergen hacia un valor común, ya que conforme aumenta el número de Reynolds es que tipo de fuerzas externas pierde importancia.

Asimismo, se aprecia también que, por lo general, en régimen laminar la inserción de este muelle del tubo empeora la transferencia de calor respecto al mismo tubo liso. Sin

embargo, una vez comienza la transición, el muelle mejora enormemente la transferencia de calor.

Este aumento del número de Nusselt y la transferencia de calor que debe al adelanto de la turbulencia y a la corriente acimutal que se produce en el flujo debido la inserción del muelle, como se ha mencionado en capítulos anteriores.

Para comparar el efecto sobre el número de Nusselt de la variación del flujo de calor, se representa a continuación, para $A=35^\circ$, los tres flujos de calor estudiados para este muelle, con agua como fluido:

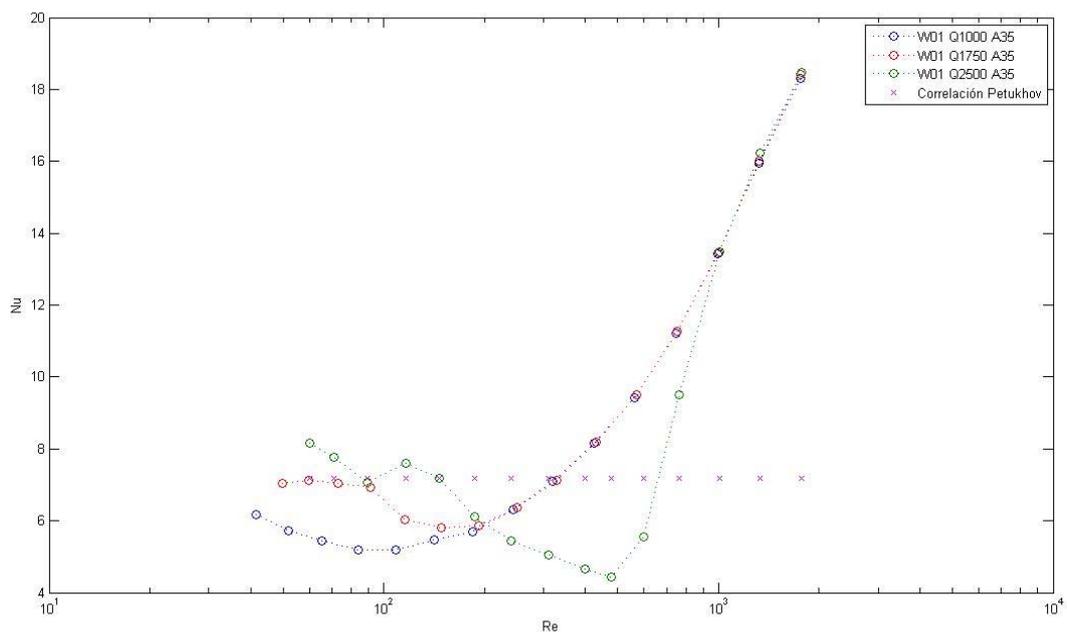


Figura 10. 4 Nu vs Re para W01 y agua, ángulo de inclinación constante de 35° y Q variable

Al comprobar la influencia de la variación del flujo del calor sobre el tubo con este muelle insertado se observa que, para flujos de calor pequeños ($Q=1000 \text{ W/m}^2$) la transferencia de calor es peor que para tubo liso.

Conforme aumenta el flujo de calor ($Q=1750 \text{ W/m}^2$), para bajos números de Reynolds observamos que la transferencia de calor mejora debido a que los efectos de flotación cobran importancia.

Para los flujos de calor anteriormente mencionados encontramos una tendencia similar a partir de la zona de transición. Esto se debe a la mayor contribución de las fuerzas de inercia sobre las viscosas, y la intensidad de la corriente acimutal inducida por el muelle.

Por otro lado, para un flujo de calor aún mayor ($Q=2500 \text{ W}/\text{m}^2$), en la zona laminar encontramos la misma tendencia: un aumento del flujo de calor incrementa los efectos de flotación mejora la transferencia del mismo. Sin embargo, conforme aumenta el número de Reynolds observamos que la transferencia de calor decae cuando debería aumentar, siguiendo la tendencia de los dos casos anteriores.

Este fenómeno se debe a que, para este flujo de calor, los fenómenos de flotación han cobrado gran importancia y se oponen a la generación corriente acimutal característica del muelle. Por una parte, el aumento de los fenómenos de flotación, por sí solos, aumenta la transferencia de calor. Asimismo, la generación de la corriente acimutal producida por el muelle también aumenta la transferencia de calor si se da de forma individual. Sin embargo, cuando los efectos de flotación cobran la suficiente importancia estos dos efectos positivos para la transferencia de calor se oponen entre sí, empeorando esta transferencia.

Se está ante un curioso caso en el que dos efectos positivos para la transferencia de calor que se dan de forma individual, al darse en conjunto, produce un efecto negativo.

Conforme aumenta el número de Reynolds estos efectos de flotación se pierden debido a la turbulencia y la mejora de la transferencia de calor que produce la inserción del muelle en el tubo liso vuelve a aumentar, siguiendo la misma tendencia que para flujos de calor inferiores.

10.2.1.2 Propilenglicol 20%:

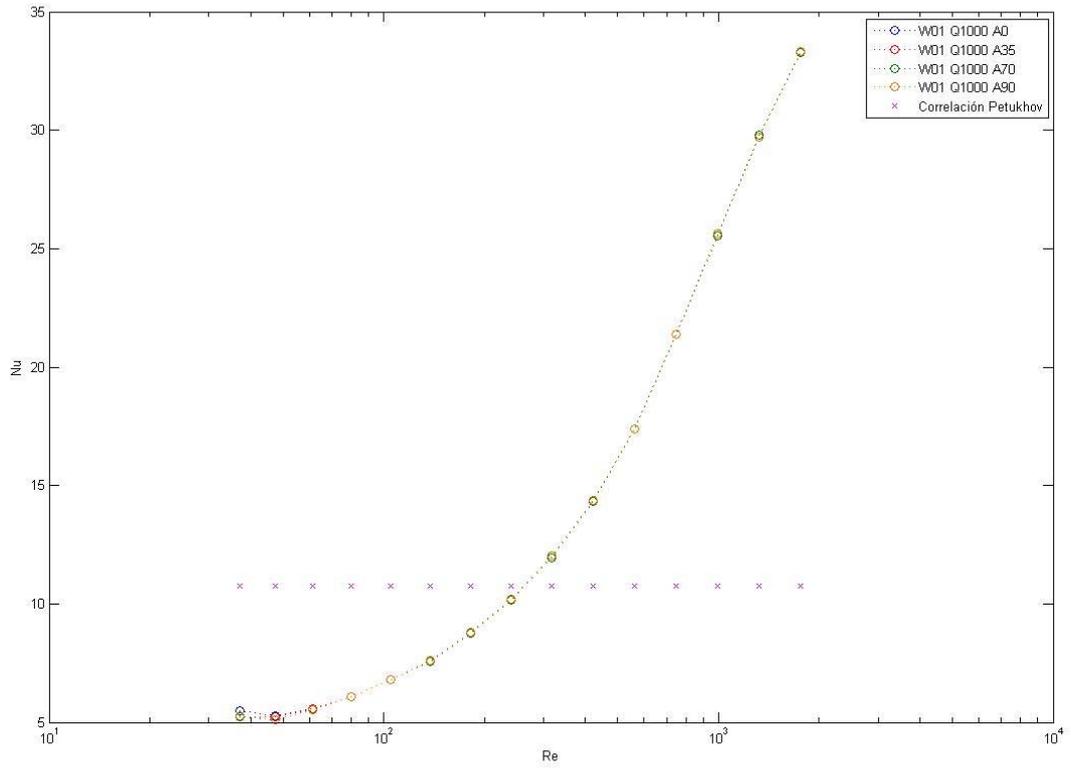


Figura 10. 5 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, Q=1000 W/m² y ángulo de inclinación variable

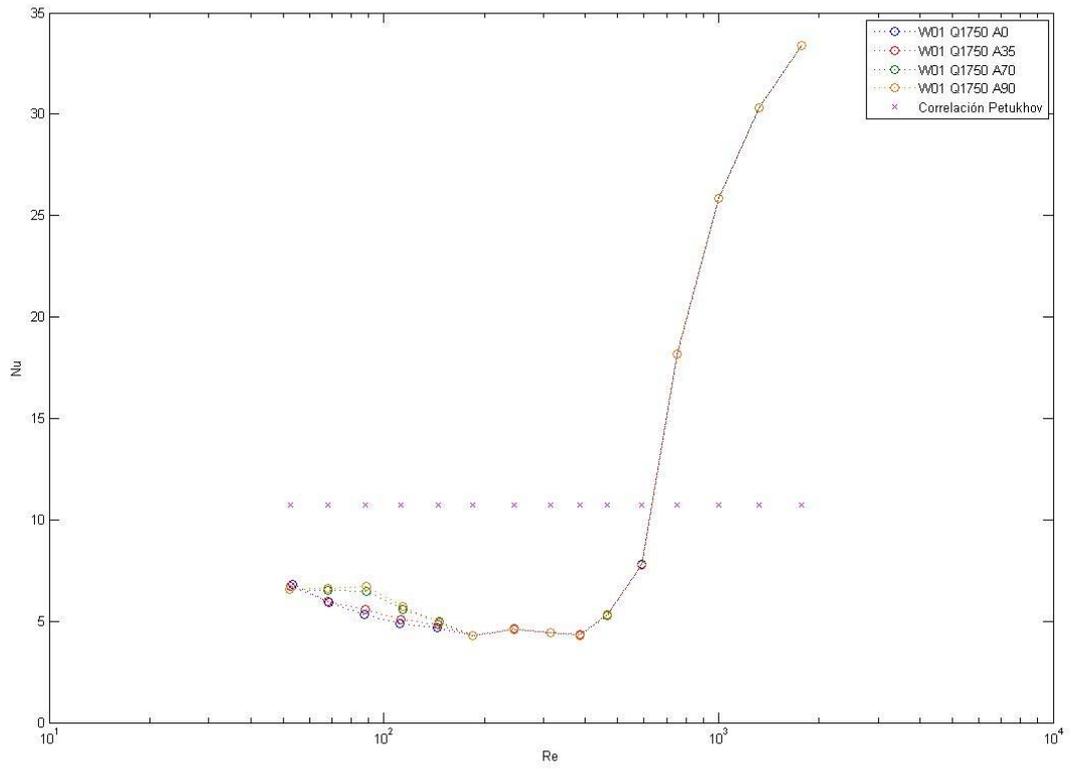


Figura 10. 6 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo variable

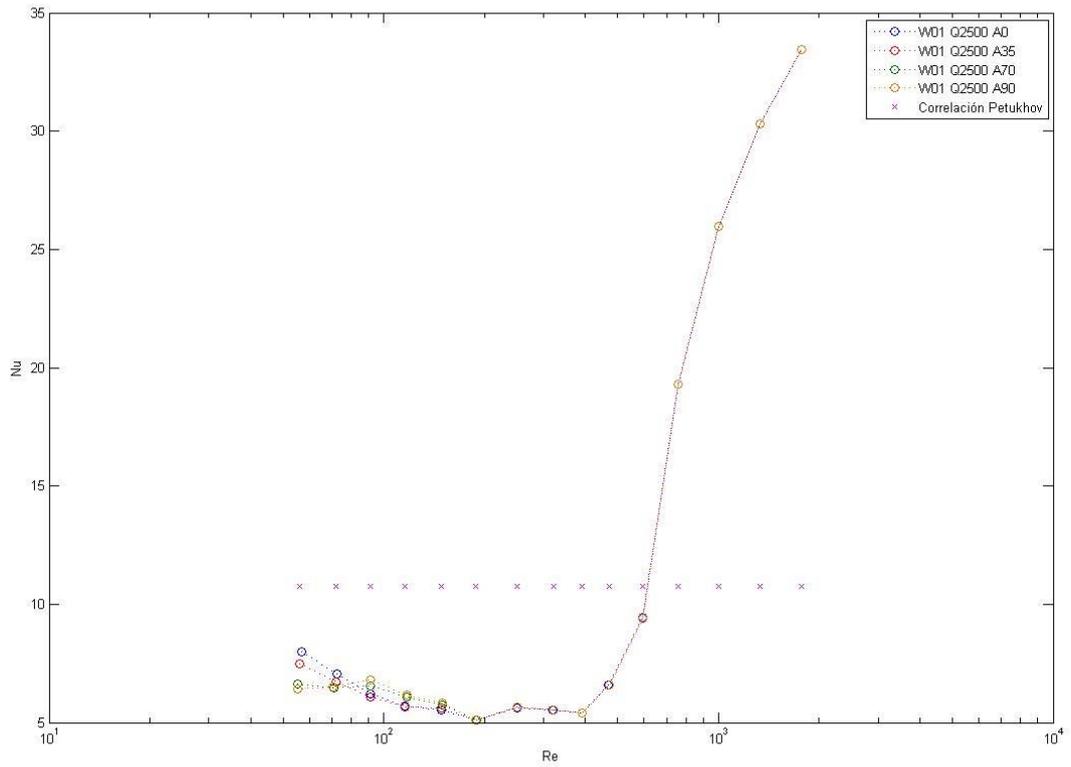


Figura 10. 7 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ W/m}^2$ y ángulo variable

Para este fluido se observa la misma tendencia que en las gráficas de agua. Sin embargo, debido a las propiedades del fluido nos he observado tan claramente los efectos de las fuerzas gravitatorias, pero sí cierta similitud.

Para propilenglicol se representará también el efecto de la variación del flujo de calor:

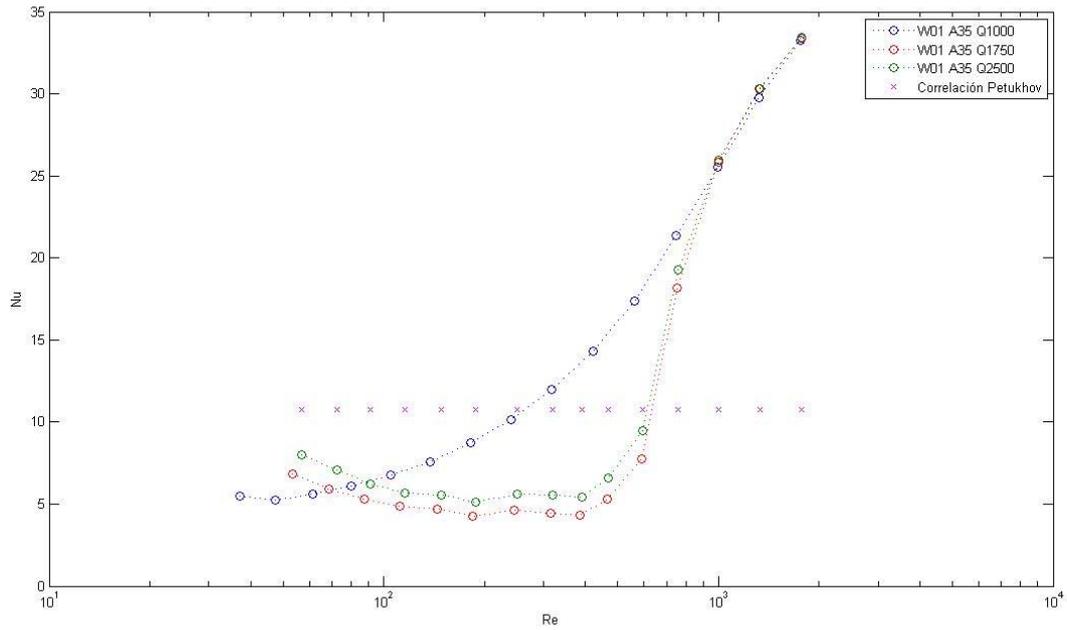


Figura 10. 8 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, para ángulo de inclinación de 35 ° y Q variable

Se observa también esta gráfica lo anteriormente mencionado la gráfica similar para agua. Si bien para agua, era necesario un flujo de calor de $Q=2500 \text{ W/m}^2$ para que las fuerzas de flotación cobraran la suficiente importancia para llegar a oponerse a la corriente acimutal generada por el muelle, para propilenglicol 20% con un flujo de calor de $Q=1750 \text{ W/m}^2$ ya observamos estos efectos. Esto se debe a la mejor transferencia de calor que permite este fluido, generándose importantes efectos de flotación para menores flujos de calor comparado con agua.

10.2.1.3 Comparación Agua y Propilenglicol 20%:

A continuación compararemos para este muelle los dos diferentes fluidos estudiados: agua y propilenglicol 20%. Se mantendrán constantes, en este caso, el ángulo de inclinación el flujo de calor aportado.

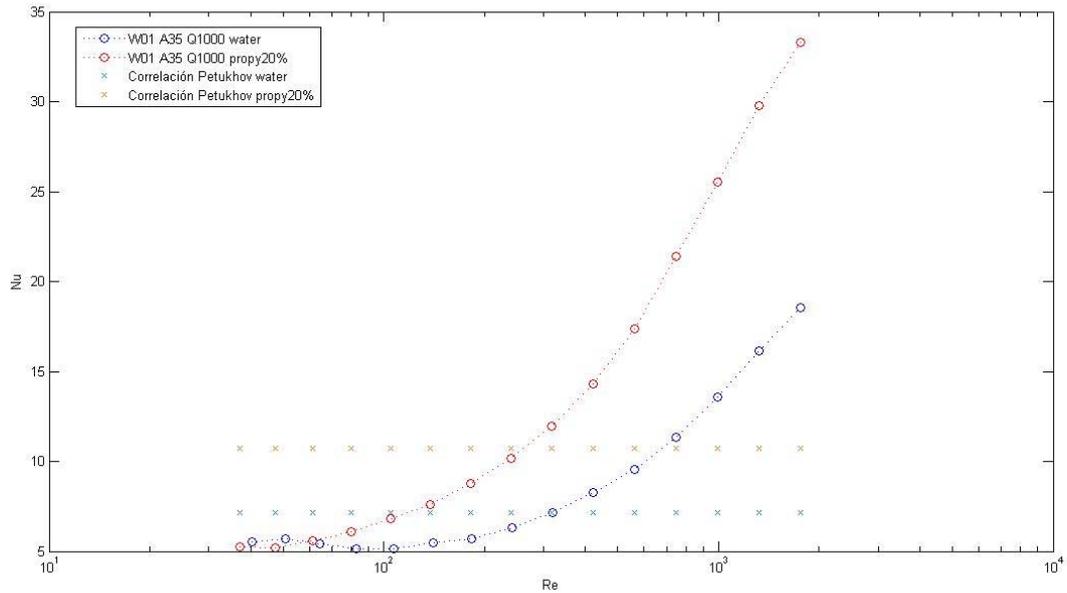


Figura 10. 9 Comparación W01 con agua y propilenglicol 20%, para $Q=1000 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación de 35°

Se observa como para bajos números de Reynolds, ambos fluidos empeoran la transferencia de calor, siendo en caso del propilenglicol 20% peor que empleando agua.

A pesar de que para propilenglicol 20%, a bajos números de Reynolds, la transferencia de calor sea peor en comparación con agua, con este fluido se adelanta más la turbulencia, mejorando rápidamente a dicha transferencia y superando al agua liso para $Re=70$ aproximadamente.

Por lo tanto se puede decir que con el propilenglicol 20% tenemos mejores resultados respecto la transferencia de calor que empleando agua como fluido de trabajo.

10.2.2 Muelle W02

Al igual que en el apartado anterior, se representará el número de Nusselt frente al número de Reynolds, para todos los ángulos de inclinación.

10.2.2.1 Agua

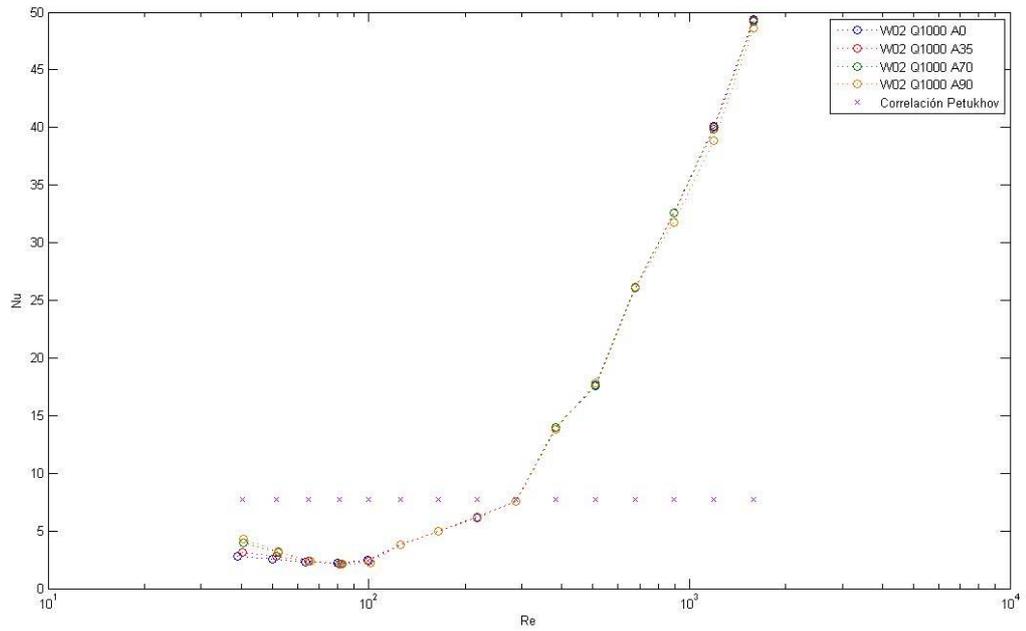


Figura 10. 10 Nu vs Re para W02 y agua, $Q=1000 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

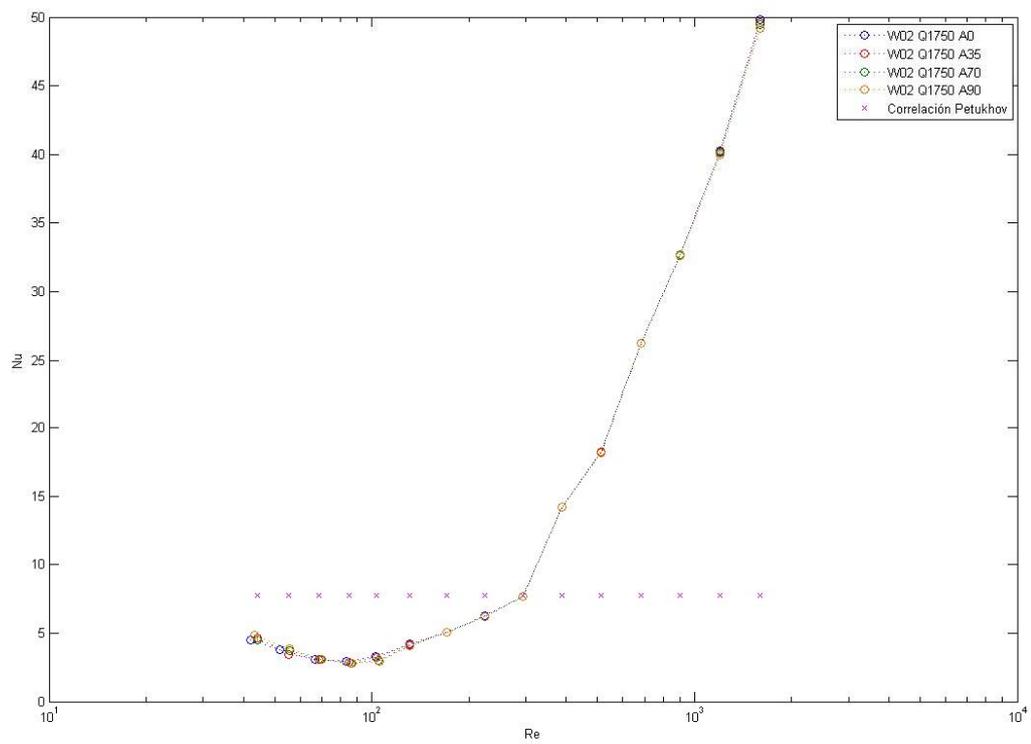


Figura 10. 11 Nu vs Re para W02y agua, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

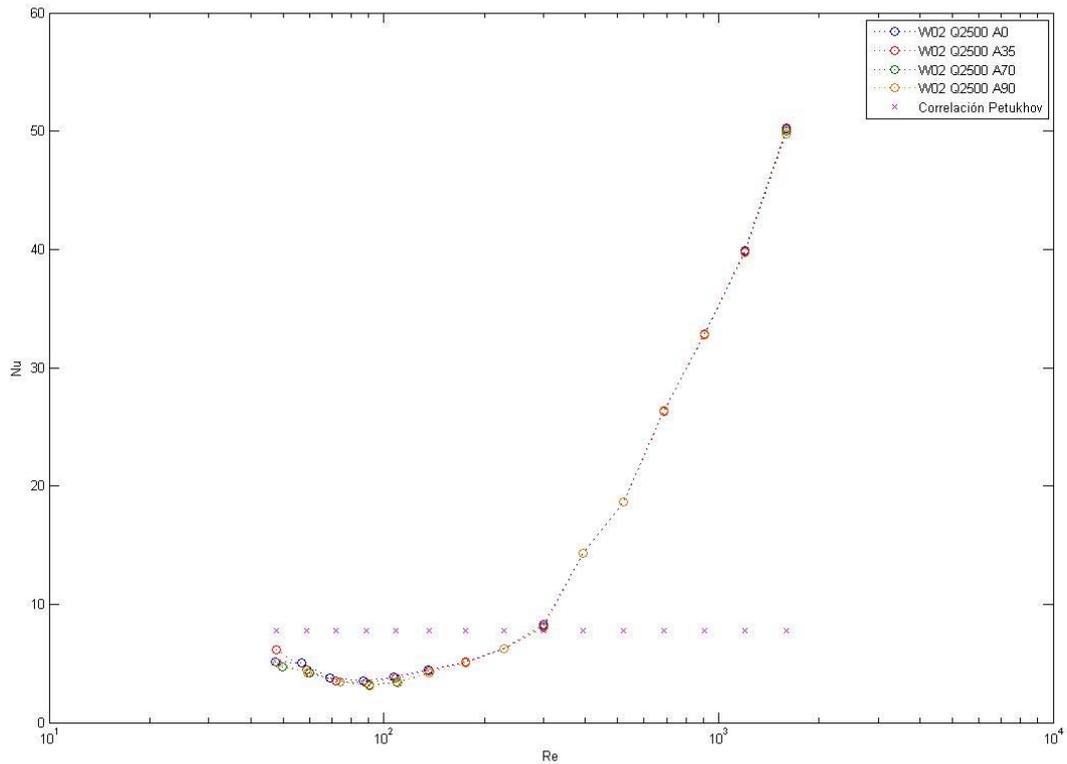


Figura 10. 12 Nu vs Re para W02 y agua, $Q=25000 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

Análogamente a lo realizado con el muelle W01, observamos para el muelle W02 una serie de gráficas que representan el número de Nusselt frente al número de Reynolds.

Este muelle adelanta aún más en la transición de régimen laminar a régimen turbulento, estando esta torno a números de Reynolds comprendidos entre 300 y 500. Debido a producirse la transición para números de Reynolds tan bajos y no es posible observar tan claramente el efecto de las fuerzas gravitatorias sobre el flujo como en las gráficas muelle anterior, ya que la turbulencia se adelanta. A pesar de ello, para los menores números de Reynolds representados se observa la variación del número de Nusselt función también del ángulo de inclinación.

Se puede observar para este muelle que, una vez en régimen turbulento, la mejora de la transferencia de calor que produce es mucho mayor que la que produce el muelle W01. Tomando, por ejemplo, para un flujo de calor de $Q=1000 \text{ W/m}^2$ y un número de Reynolds $Re=1000$, para el muelle W01 el número de Nusselt toma un valor de 14, mientras que para el muelle W02, al mismo número de Reynolds y flujo de calor, el número de Nusselt es 35.

Sin embargo, en régimen laminar es al contrario. Si bien los dos muelles empeoran la transferencia de calor respecto al tubo liso en régimen laminar, el muelle W02 la empeora aún más que el muelle W01.

Se representa el efecto de la variación del flujo de calor sobre el número de Nusselt, manteniendo el ángulo de inclinación constante:

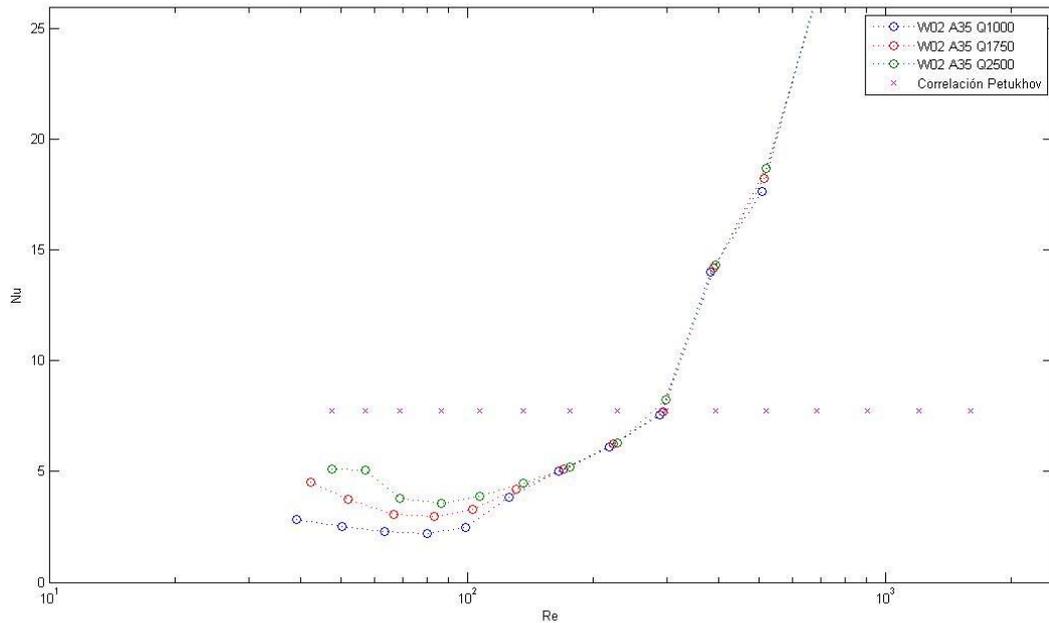


Figura 10. 13 Nu vs Re para W02 y agua, ángulo constante de 35° y Q variable

El caso de este muelle observamos que los efectos de flotación no empeoran la transferencia de calor, ya que no llegan a cobrar suficiente importancia para oponerse a la corriente acimutal generada por el muelle. Esto es debido a que, por la mayor turbulencia del flujo, sería necesario mayor cantidad de calor la pared del tubo para que los efectos de flotación tomen la suficiente importancia respecto a dicha corriente.

10.2.2.2 Propilenglicol 20%

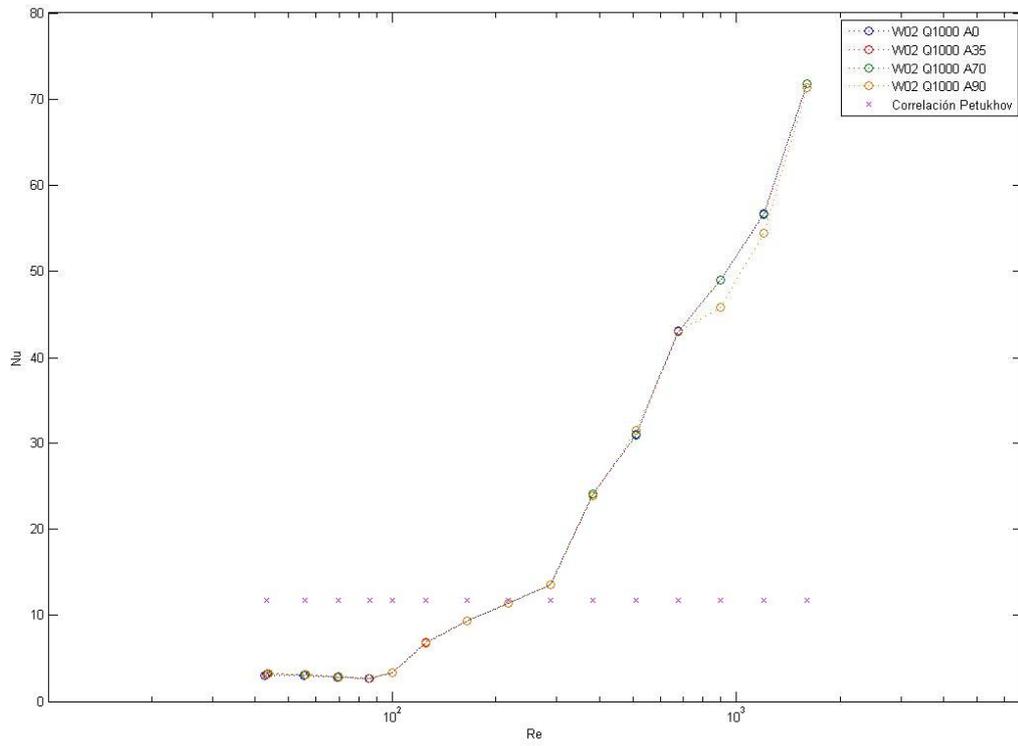


Figura 10. 14 Nu vs Re para W02 y propilenglicol 20%, $Q=1000 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

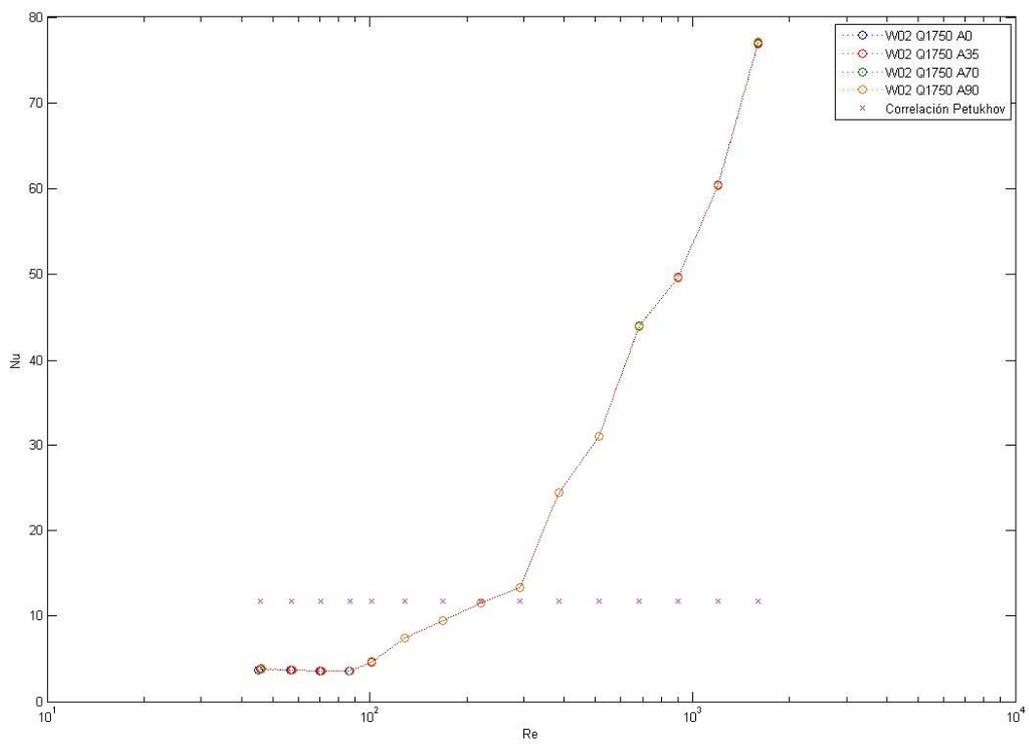


Figura 10. 15 Nu vs Re para W02 y propilenglicol 20%, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

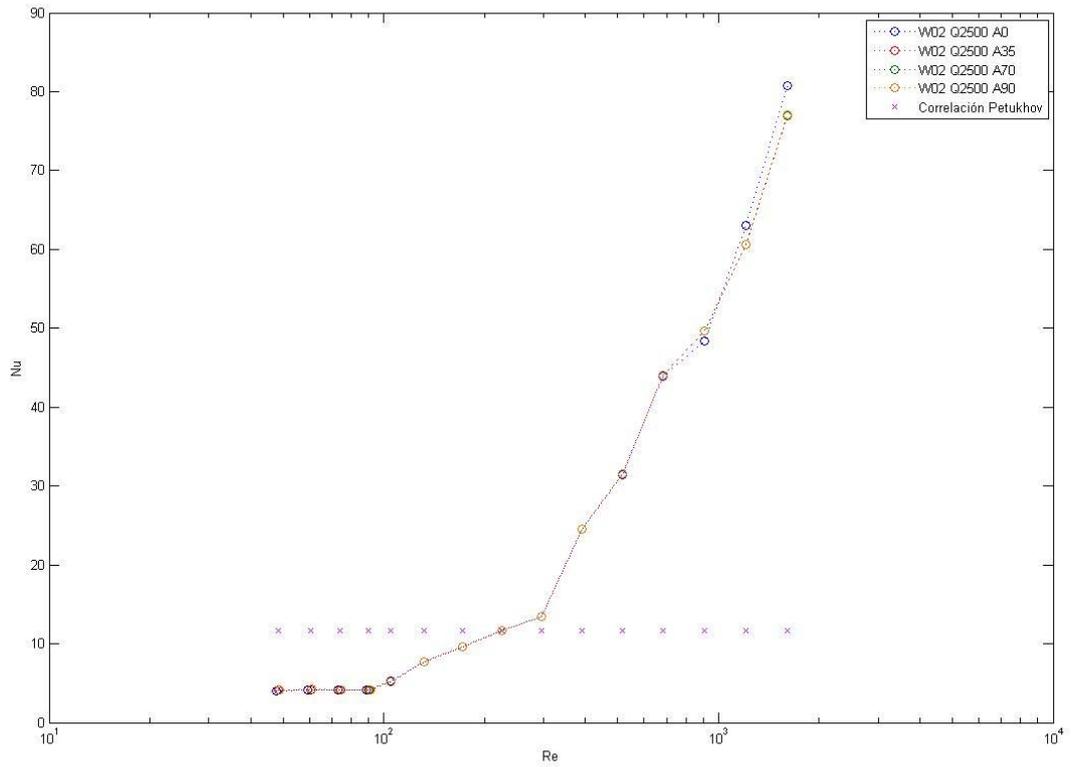


Figura 10. 16 Nu vs Re para WO2 y propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

En este caso no se observan los efectos de las fuerzas gravitatorias sobre el flujo, ni siquiera a bajos números de Reynolds. Esto se relaciona con el flujo inducido por este muelle, que está caracterizado por un desprendimiento de la capa límite más acusado, y una mayor influencia de la componente acimutal.

Representando la misma gráfica, pero variando el flujo de calor únicamente:

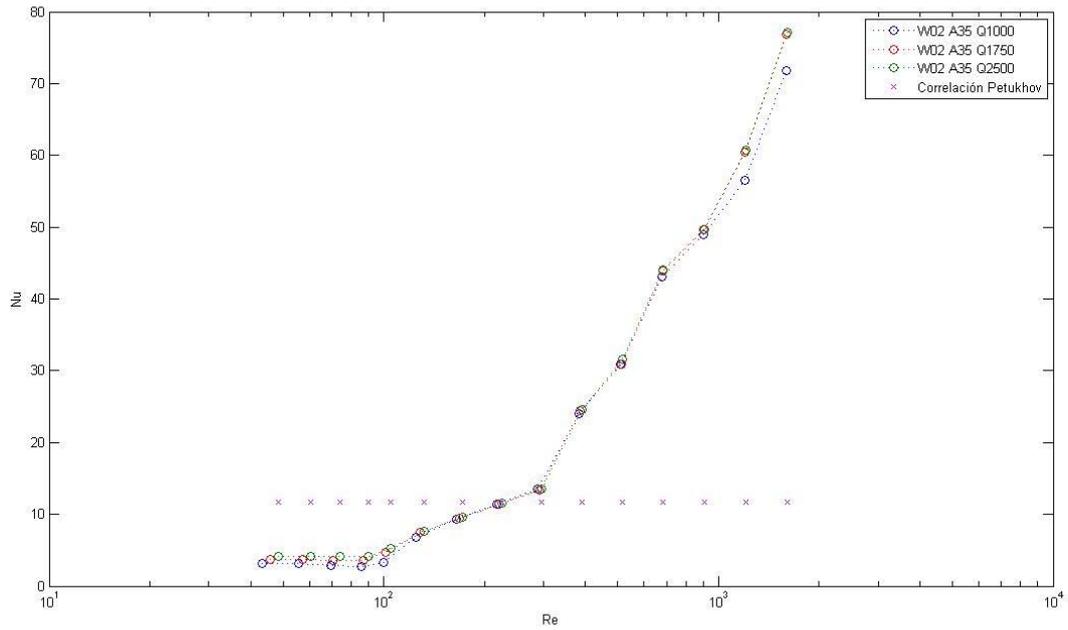


Figura 10. 17 Nu vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación constante de 35° y Q variable

Si similarmente lo descrito la misma gráfica para el agua, las fuerzas de flotación no son suficientes para perturbar la generación de la corriente acimutal en el flujo para los valores de flujo de calor estudiados, por lo que se puede asegurar que el flujo se encuentra en condiciones de convección forzada en todo el rango de números de Reynolds estudiado.

10.2.2.3 Comparación Agua y Propilenglicol 20%

A continuación se comparará el comportamiento del agua frente al comportamiento de propilenglicol 20% para el muelle W02, manteniendo constantes el flujo de calor y el ángulo de inclinación.

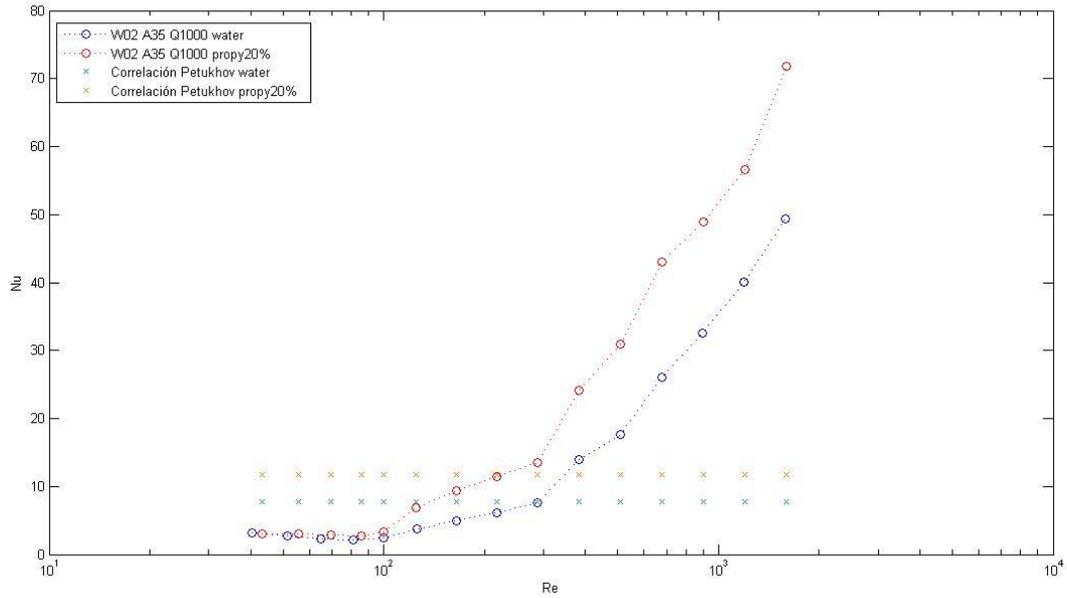


Figura 10. 18 Comparación de Nu vs Re para agua y propilenglicol 20%, muelle W02, ángulo de inclinación constante de 35° y $Q=1000 \text{ W/m}^2$

La tendencia de esta grafica es similar a la observada para el muelle W01: con propilenglicol 20% se mejora la transferencia de calor respecto al agua. Esto es debido a la influencia directa del número de Prandtl en la transmisión de calor cuando el flujo trabaja en condiciones de convección forzada pura.

Cabe destacar que los valores del número de Nusselt obtenidos para el muelle W02 en esta grafica son muchos mayores a los obtenidos para el muelle W01. Por lo tanto, de todos los casos estudiados, el aumento más significativo de la transferencia de calor se dará empleando el muelle W02 como elemento insertado en el tubo liso y como fluido de trabajo propilenglicol 20%.

10.2.3 Muelle W01 y W02

En este apartado se compararán ambos muelles para un ángulo de $A=35^\circ$, y un flujo de calor de $Q=2500 \text{ W/m}^2$, tanto para agua como para propilenglicol 20%. Se añadirá también la correlación de Petukhov.

En el caso de agua la gráfica que se obtiene es:

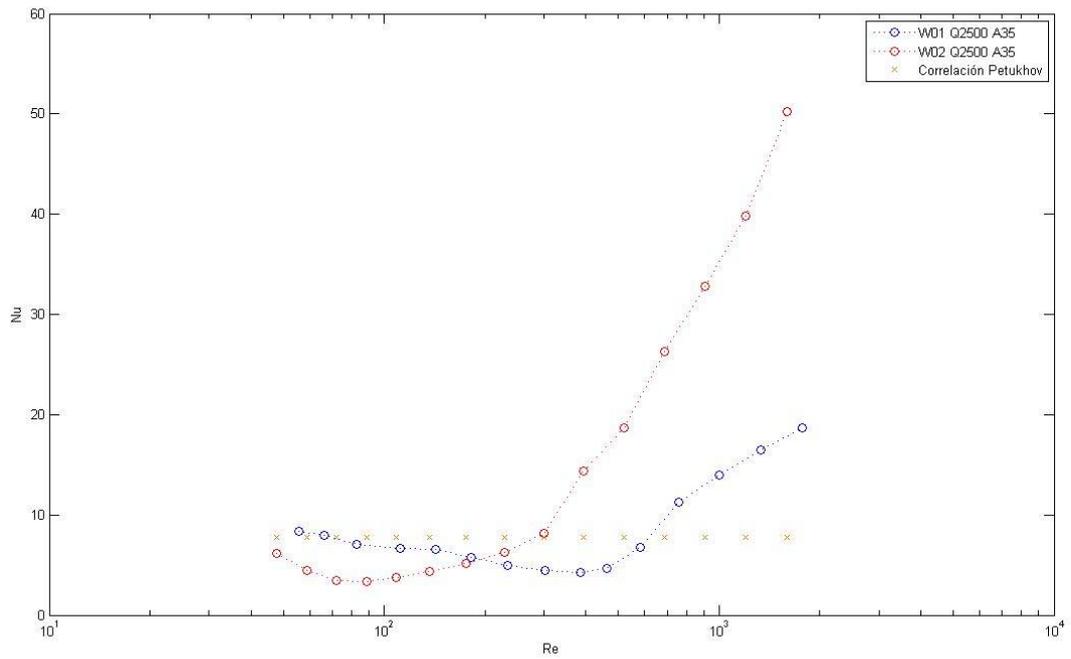


Figura 10. 19 Comparación muelle W01 y W02, para ángulo de inclinación de 35°, Q=2500 W/m² y agua

Así, para propilenglicol 20%:

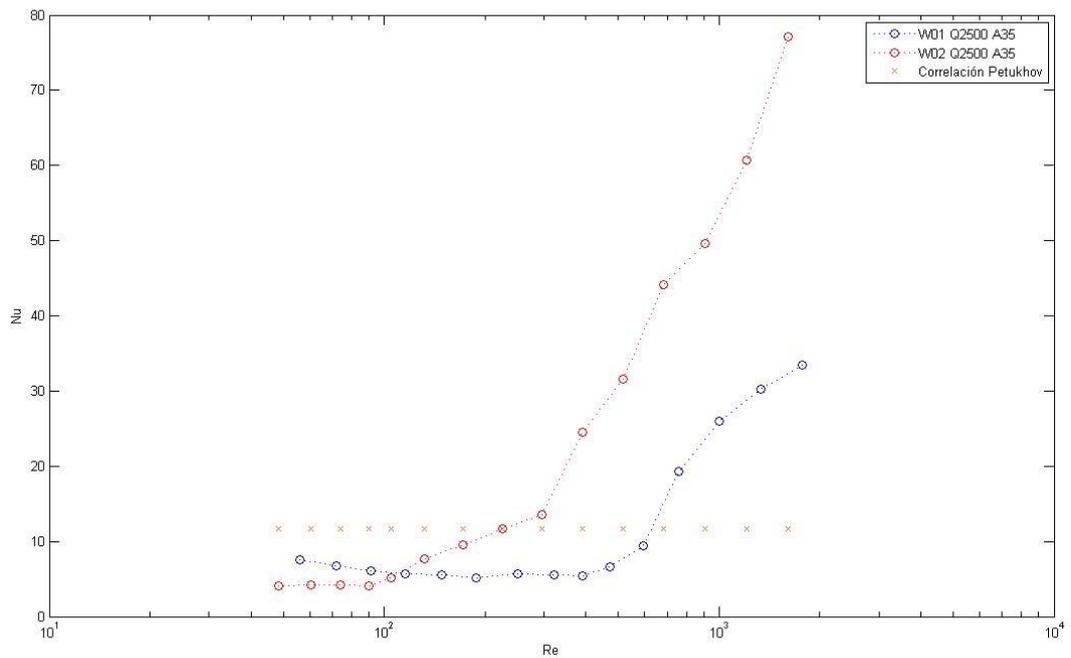


Figura 10. 20 Comparación muelle W01 y W02, para ángulo de inclinación de 35°, Q=2500 W/m² y propilenglicol 20%

Para los dos fluidos estudiados, ambas graficas son muy similares.

Se observa como a bajos números de Reynolds el muelle W01 es mejor a la transmisión de calor el muelle W02. Sin embargo, este último, al hacer que el flujo pase antes a régimen turbulento, aumenta rápidamente la transferencia de calor, alcanzando valores del número de Nusselt mayores de los que se obtendrían con el muelle W01.

Se debe de tener en cuenta también la perturbación que sobre la generación del flujo en espiral en el muelle W01, debido a la interposición sobre la misma de los efectos de flotación.

10.3 Análisis del número de Rayleigh

El número de Rayleigh representa la relación entre la flotabilidad, entendida como relación de densidades, y los términos viscosos. Así podremos determinar la importancia de cada uno de ellos y cómo afecta la inserción de cada uno de los muelles.

$$Ra_z = Gr_z Pr \quad (10.1)$$

10.3.1 Muelle W01

10.3.1.1 Agua

Representando el número de Rayleigh de tal número de Reynolds para agua y los diferentes flujos de calor estudiados:

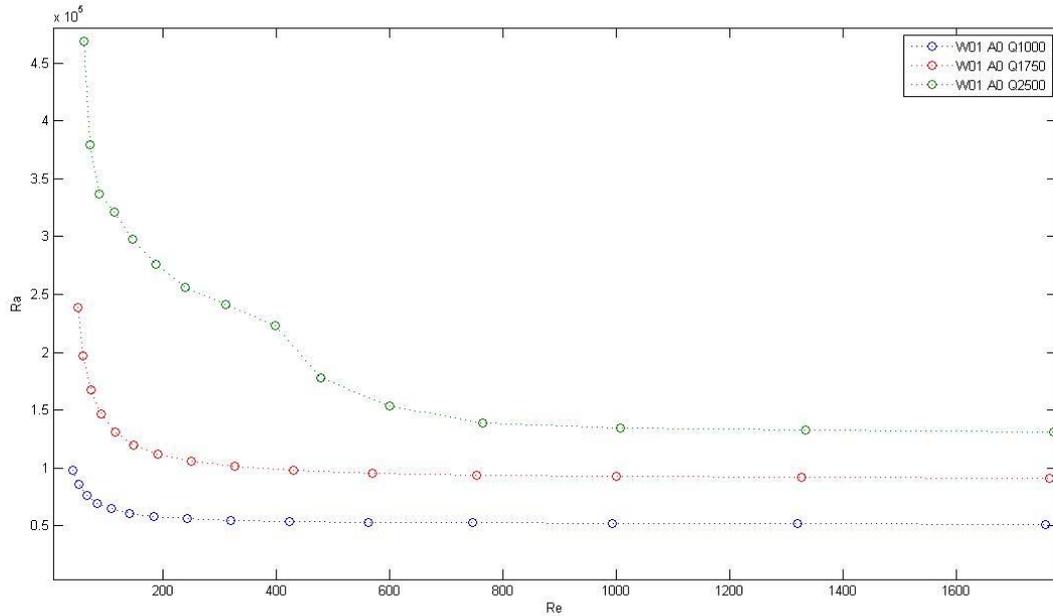


Figura 10. 21 Ra vs Re para W01, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Se ve como a bajos números de Reynolds se obtienen mayores números de Rayleigh. Esto nos indica que, en régimen laminar, las fuerzas de flotación ganan más importancia respecto a régimen turbulento.

Se puede observar también como, para $Q=2500 \text{ W/m}^2$, la transición de laminar a turbulento nos sigue la misma tendencia que para el resto de flujos de calor. Esto se debe a lo mencionado anteriormente: para este flujo de calor las fuerzas de flotación cobran importancia oponiéndose a la generación de la corriente acimutal característica del muelle, hasta que finalmente la turbulencia es tan grande de este fenómeno se pierde, volviendo la gráfica la tendencia esperada.

A continuación se representará el número de Nusselt frente al número de Rayleigh para un único flujo de calor. De esta manera se podrá observar la variación de los valores frente al ángulo de inclinación:

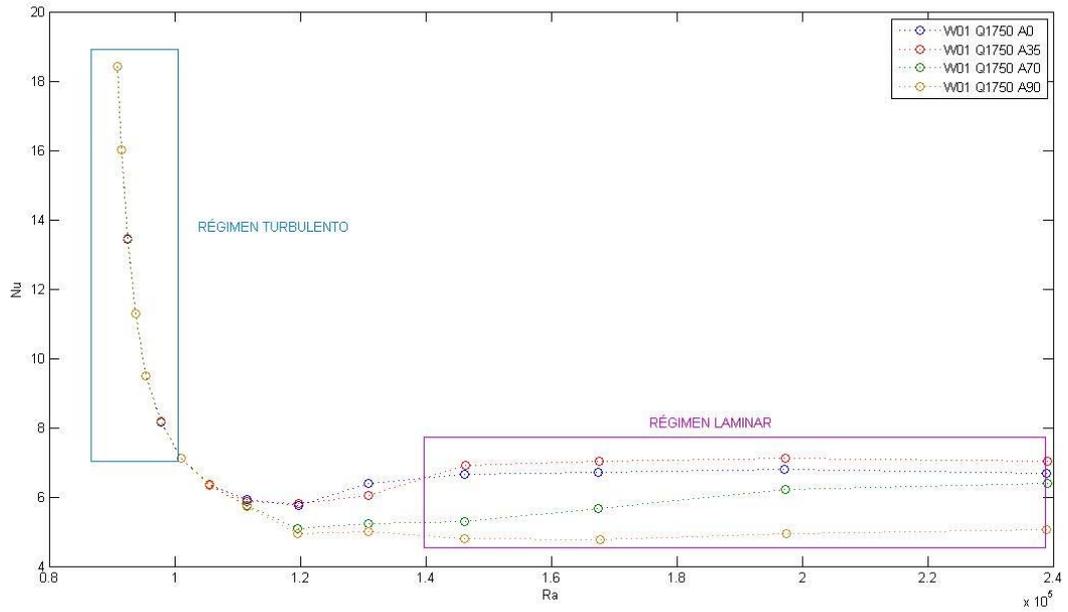


Figura 10. 22 Nu vs Ra para W01, agua, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

Se observa que, en régimen laminar, donde encontramos altos números de Rayleigh, el número de Nusselt es diferente para cada ángulo de inclinación, siendo mayor para los menores ángulos. En cambio, en régimen turbulento pierde importancia la inclinación del tubo obteniéndose mismos valores del número de Nusselt para el mismo número de Rayleigh, aún siendo diferente la inclinación de este. En este régimen se observa que el número de Nusselt no es constante, sino que aumenta conforme nos acercamos al régimen turbulento.

10.3.1.2 Propilenglicol 20%

A continuación representaremos las mismas gráficas para propilenglicol.

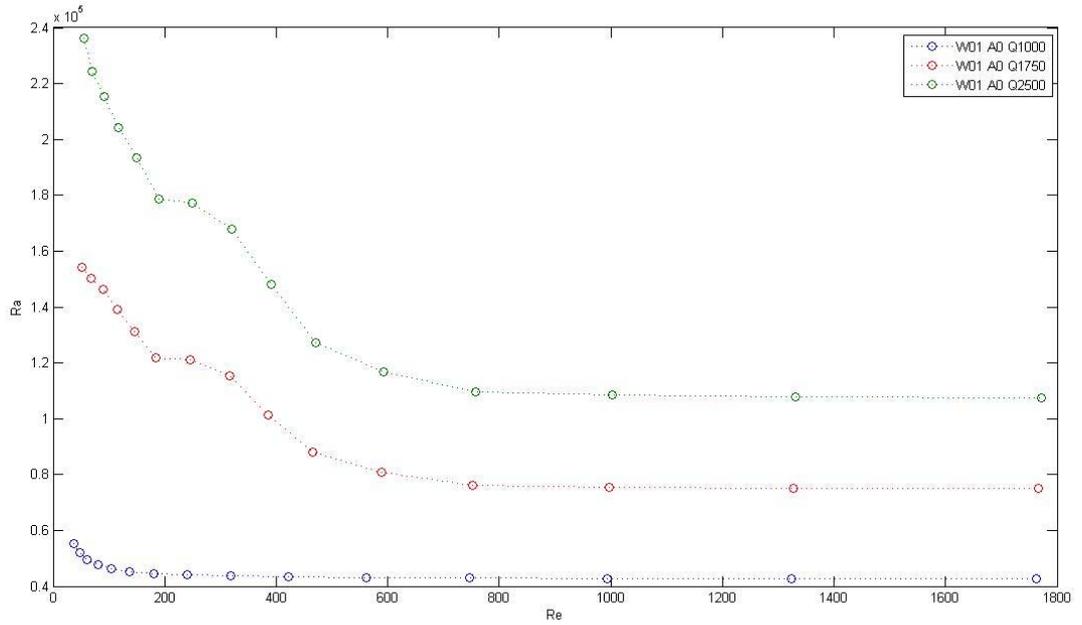


Figura 10. 23 Ra vs Re para W01, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Esta grafica es análoga a la del agua. Sin embargo, como ya observábamos en la gráfica del número de Nusselt frente al número de Reynolds, con propilenglicol los fenómenos de flotación que se oponen a la generación de la corriente acimutal también se dan para un flujo de calor de $Q=1750 \text{ W/m}^2$, así como para $Q=2500 \text{ W/m}^2$.

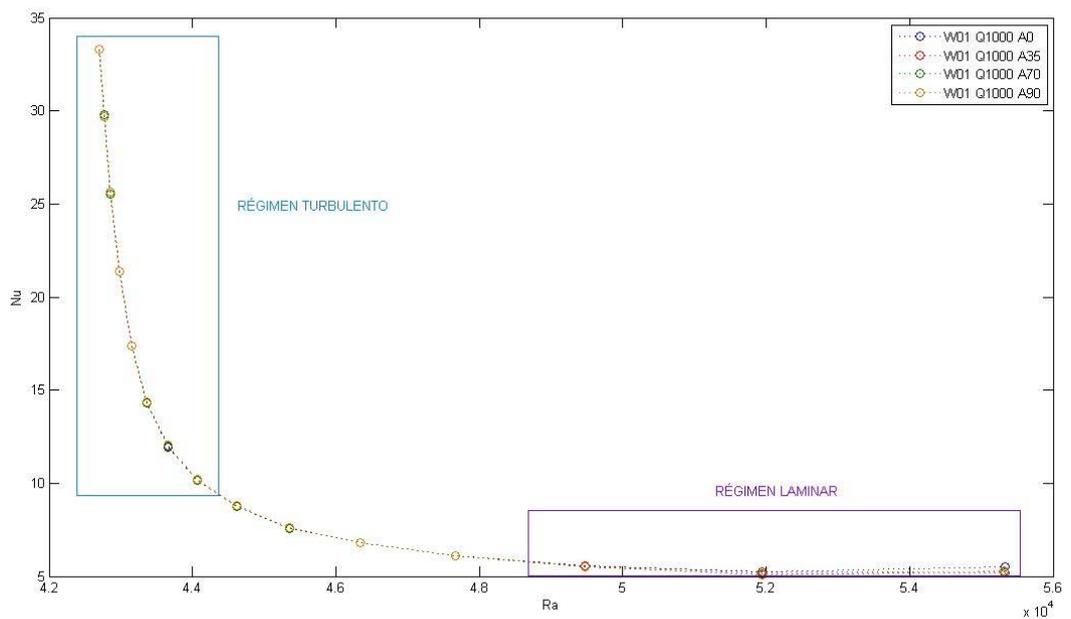


Figura 10. 24 Nu vs Ra para W01, propilenglicol 20%, Q=1000 W/m² y ángulo de inclinación variable

El caso en que el fluido sea propilenglicol, no es afectado tanto el número de Nusselt frente al número de Rayleigh por la inclinación del tubo.

10.3.2 Muelle W02

10.3.2.1 Agua

Representando el número de Rayleigh frente número de Reynolds para agua y los diferentes flujos de calor estudiados:

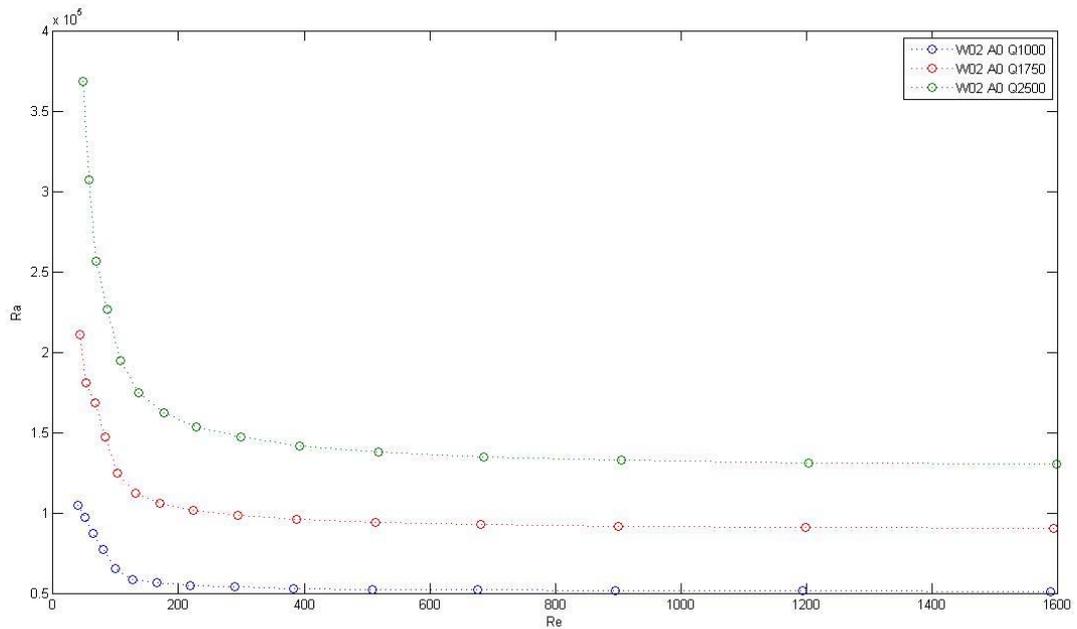


Figura 10. 25 Ra vs Re para W02, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Como era de esperar se observa la misma tendencia que caso del muelle W01. Régimen laminar la flotabilidad tiene mayor importancia que en régimen turbulento altos números Reynolds.

Como también hemos visto anteriormente para el muelle W02 no se produce interacción de las fuerzas de flotación y la corriente acimutal que produce el muelle en el flujo a ninguna cantidad de calor estudiada. Por lo tanto, las tres tendencias son similares.

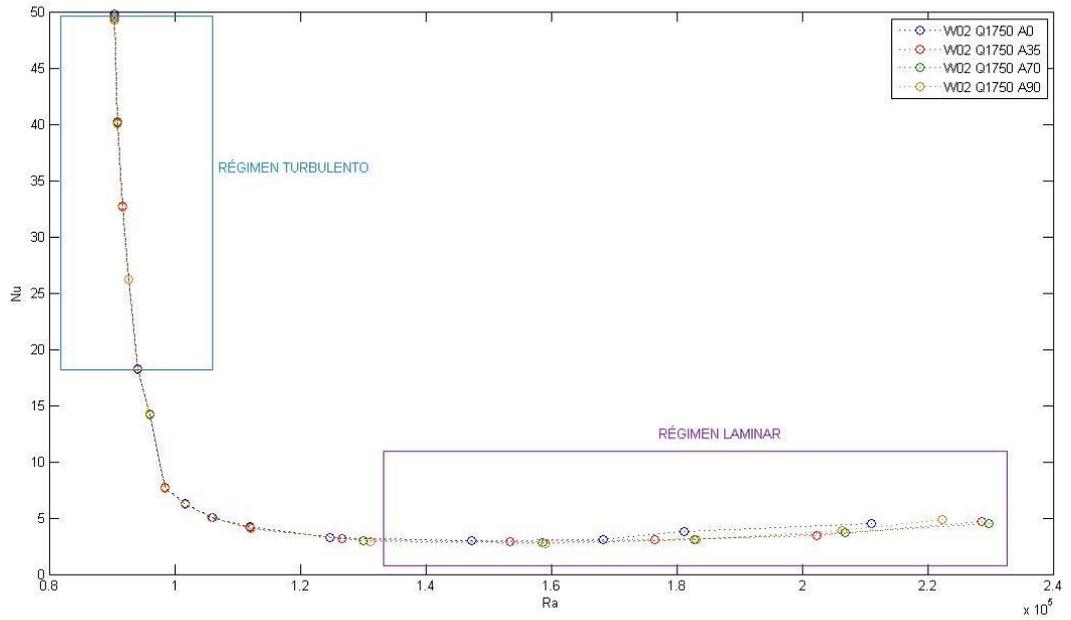


Figura 10. 26 Nu vs Ra para W02, agua, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

En este muelle, al haber más turbulencia a menores números de Reynolds, las fuerzas gravitatorias pierden importancia, apenas apreciándose en el rango de Reynolds estudiado. Sin embargo, se observa para elevados números de Rayleigh en zona laminar, comienza a ver una separación de valores del número de Nusselt, al igual que ocurría en la misma gráfica para el muelle W01, pero de forma mucho menos acentuada.

10.3.2.2 Propilenglicol

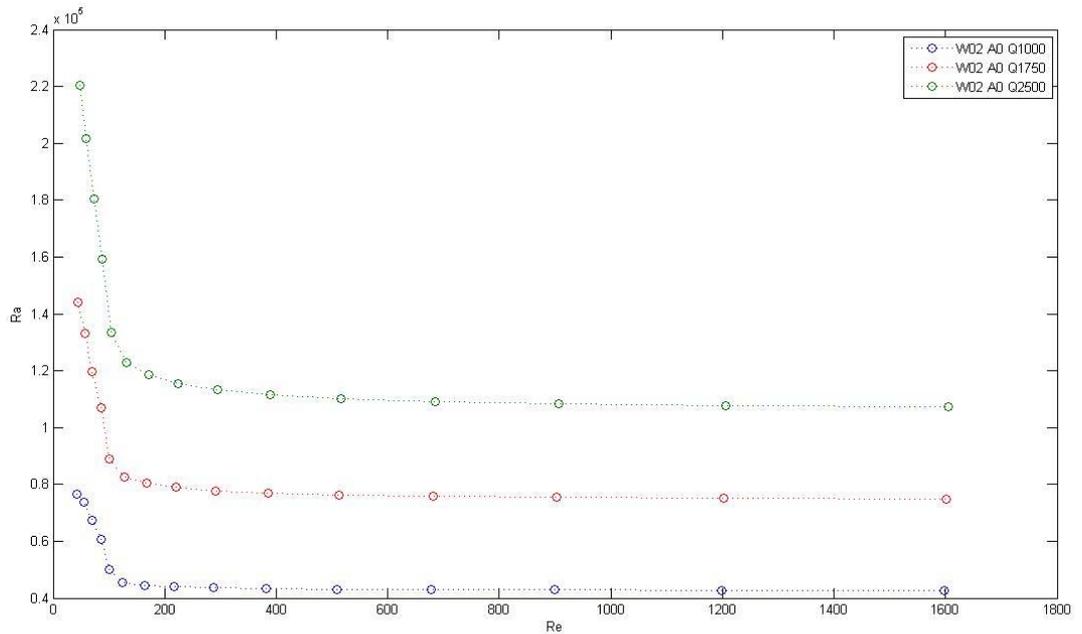


Figura 10. 27 Ra vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Esta gráfica es análoga a las anteriores, pero para propilenglicol. También se observa que las fuerzas de flotación no afectan a la corriente acimutal del flujo.

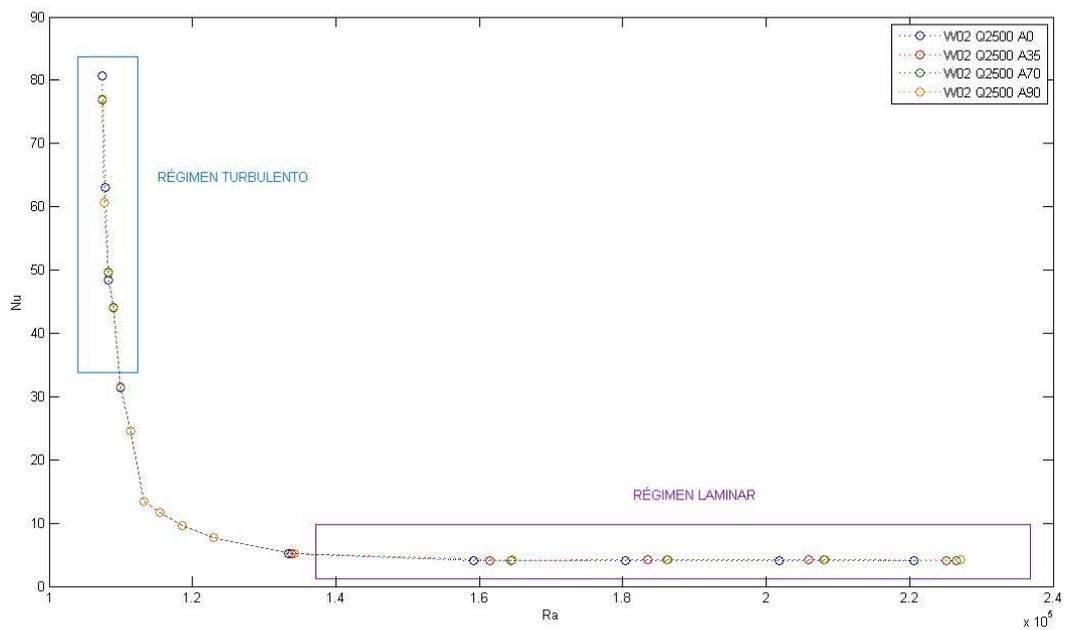


Figura 10. 28 Nu vs Ra para W02, propilenglicol 20%, Q=2500 W/m² y ángulo de inclinación variable

Para propilenglicol, como hemos visto anteriormente, las variaciones del número de Nusselt, aún en zona laminar, son mucho menores para el rango de Reynolds estudiado.

10.4 Análisis del número de Richardson

En este apartado se expondrá el análisis del número de Richardson frente a otros números adimensionales. Cuando el número de Richardson es mucho mayor que la unidad, las fuerzas gravitatorias son importantes en el flujo. Por el contrario, si es mucho menor que uno, las fuerzas gravitatorias no son importantes frente la energía cinética.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \tag{10.2}$$

10.4.1 Muelle W01

10.4.1.1 Agua

A continuación se representará el número de Richardson frente al número de Reynolds, para un mismo ángulo y los de los flujos de calor estudiados.

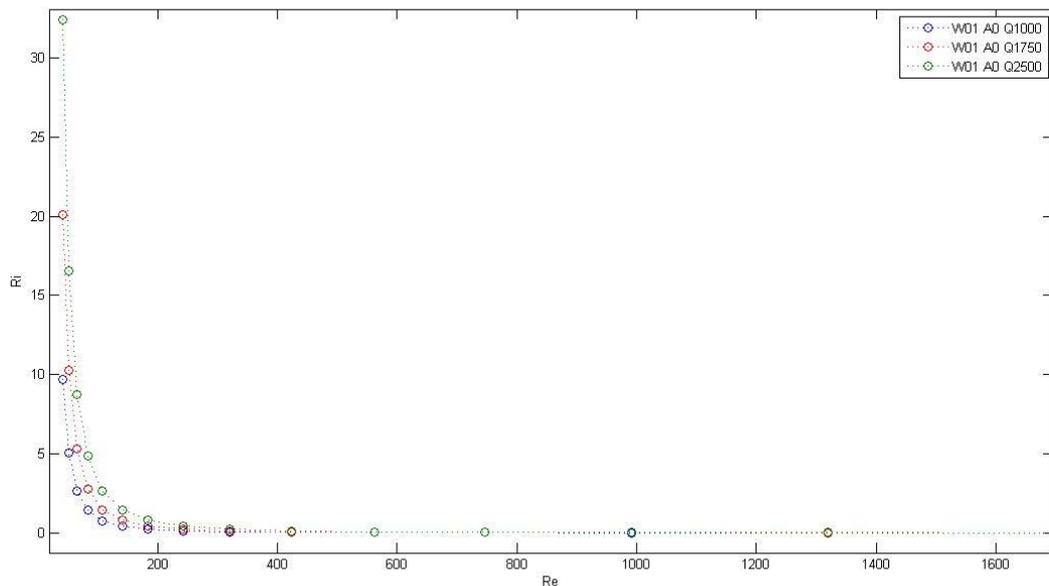


Figura 10. 29 Ri vs Re para W01, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Se observa como el número de Richardson y, por tanto, las fuerzas gravitatorias, toman importancia en régimen laminar, para bajos números de Reynolds. A pesar de ello, no varían mucho al aumentar o disminuir el flujo de calor.

A continuación se expondrá en la gráfica del número de Nusselt frente a número de Richardson, para un flujo de calor de $Q=2500 \text{ W/m}^2$:

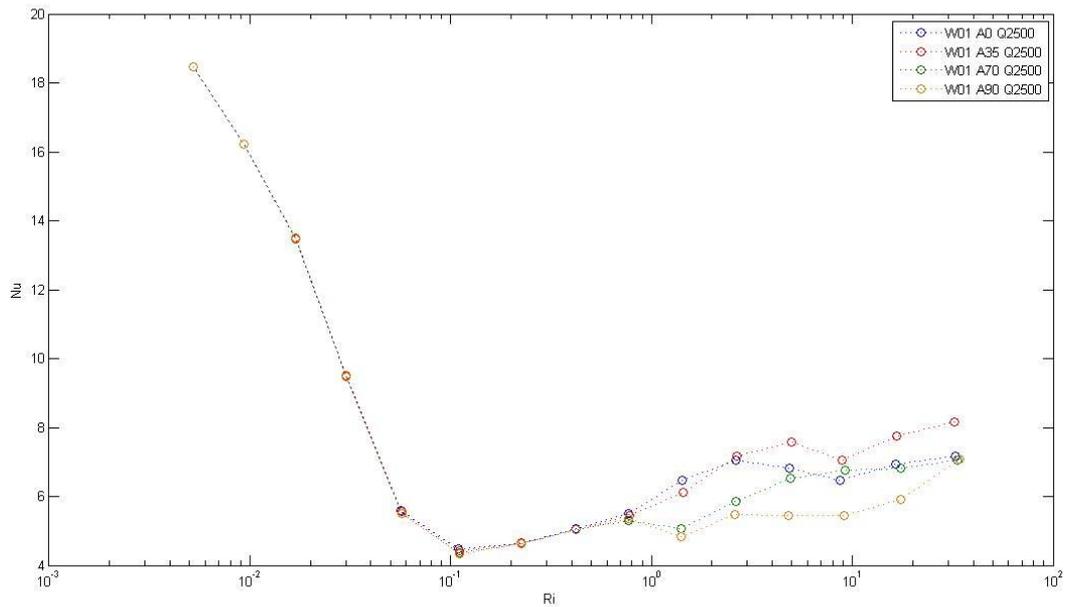


Figura 10. 30 Nu vs Ri para W01, $Q=2500 \text{ W/m}^2$, agua y ángulo de inclinación variable

Observamos como para la zona laminar, donde es los números de Richardson son más altos, el número de Nusselt varía en función del ángulo de inclinación. Esto se da en la zona donde los efectos de la gravedad son más acusados. Conforme nos acercamos a régimen turbulento se observa cómo los efectos de las fuerzas gravitatorias dejan de tener importancia, obteniendo los vivos valores del número de Nusselt independientemente del ángulo de inclinación.

Se expone también una gráfica de número de Nusselt frente al número de Richardson variando el flujo de calor, para un mismo ángulo:

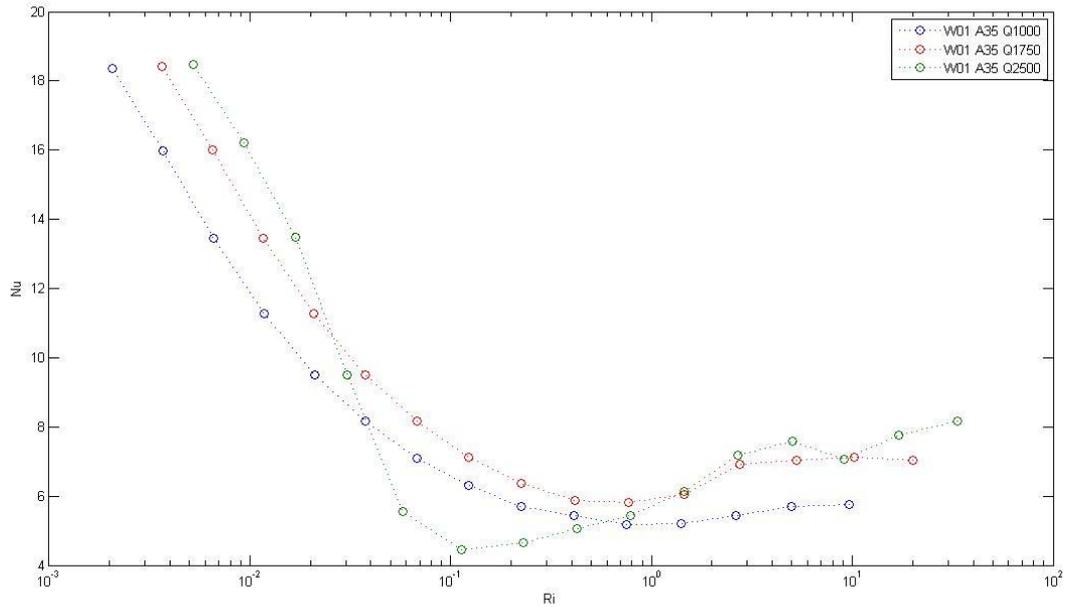


Figura 10. 31 Nu vs Ri para W01, agua, ángulo de inclinación de 35° y Q variable

En esta grafica volvemos observar como causa de las fuerzas de flotación y gravitatorias el número de Nusselt se reduce a causa de la oposición de éstas a la generación de la espiral en el flujo. Conforme esas fuerzas empiezan a perder importancia y la turbulencia aumenta, éste vuelve a la tendencia esperada.

Como última gráfica para el agua y este muelle, se expondrá una que representa la amplitud de oscilación de Nusselt frente al número de Richardson.

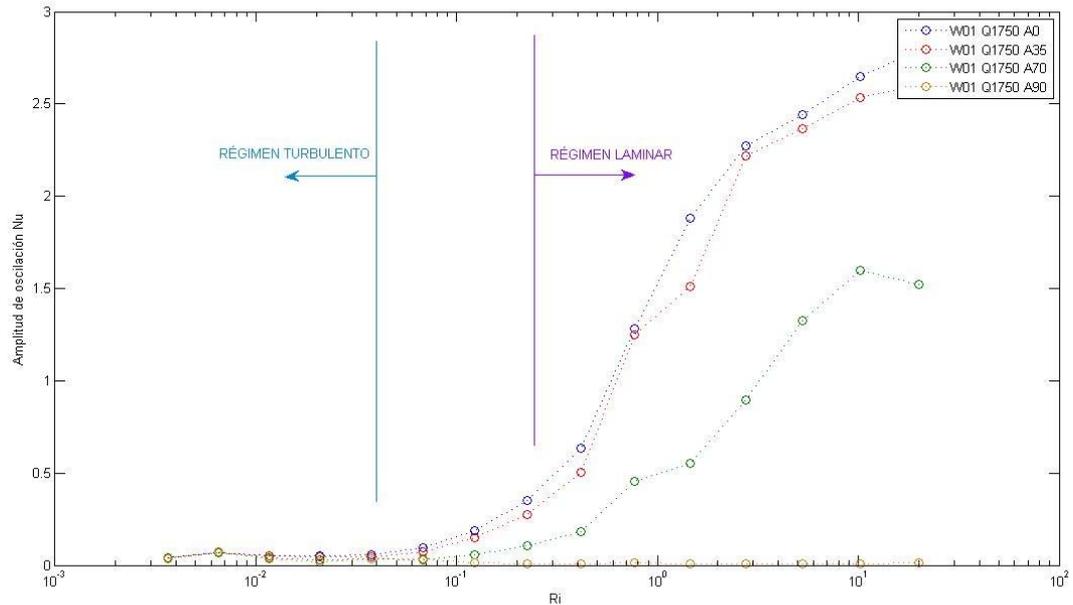


Figura 10. 32 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W01, agua, $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

Se observa cómo la amplitud de oscilación del número de Nusselt varía también en función del ángulo de inclinación mientras nos encontramos en régimen laminar. Para ángulos pequeños las oscilaciones que se producen el número de Nusselt son más acusadas. Conforme aumentamos el ángulo de inclinación, ésta se amortiguan debido al menor efecto de las fuerzas gravitatorias. En régimen turbulento, al perder importancia las fuerza gravitatorias, la amplitud de oscilación se vuelve independiente del ángulo del tubo.

10.4.1.2 Propilenglicol 20%

A continuación se representará una gráfica correspondiente al número de Nusselt frente al número de Richardson, sin variar el flujo de calor, pero variando el ángulo de inclinación del muelle.

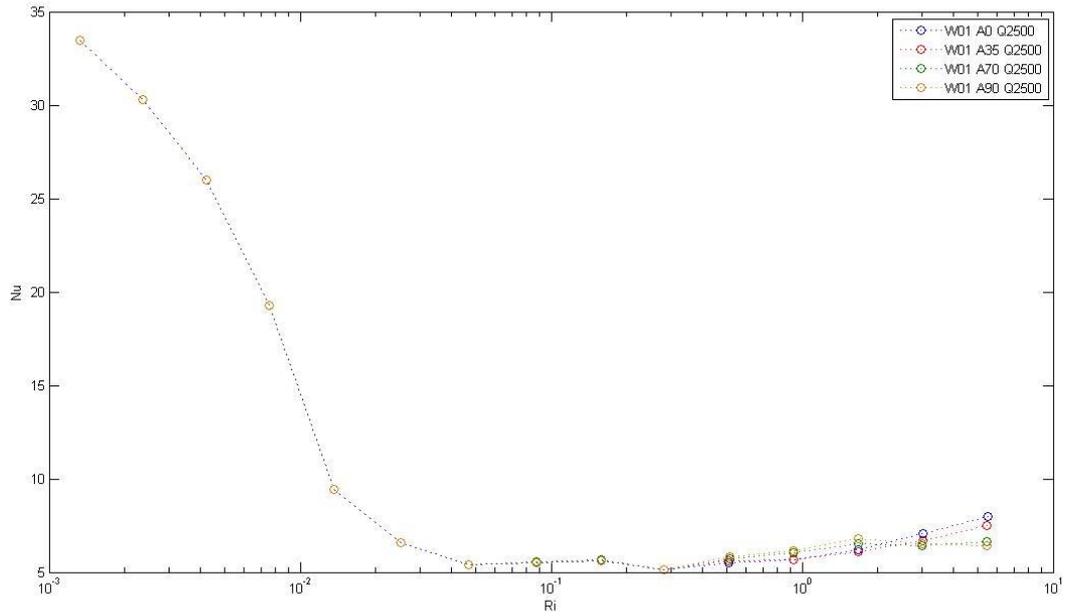


Figura 10. 33 Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, Q=2500 W/m² y ángulo de inclinación variable

Se observa como para el propilenglicol 20% la importancia de los efectos gravitatorios es menor respecto al agua para bajos numeros de Reynolds. A pesar de ello también observamos una cierta variación con este fluido.

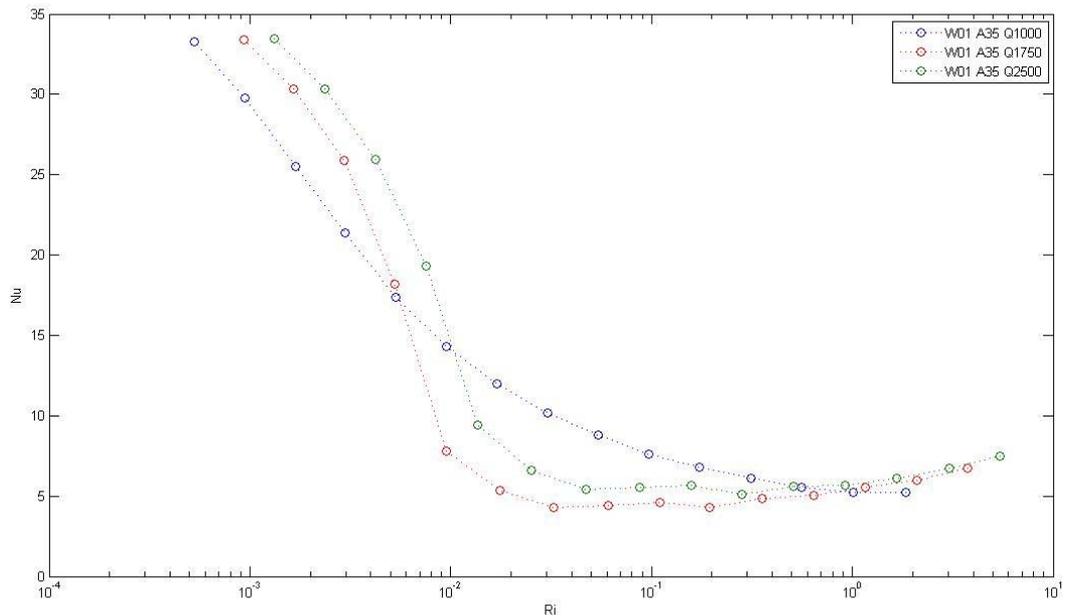


Figura 10. 34 Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 35° y Q variable

Se vuelve a percibir como la generación de la corriente acimetal para $Q=1750 \text{ W/m}^2$ y $Q=2500 \text{ W/m}^2$ es retrasada por las fuerzas de flotación y gravitatorias, que para estos flujos de calor cobran importancia.

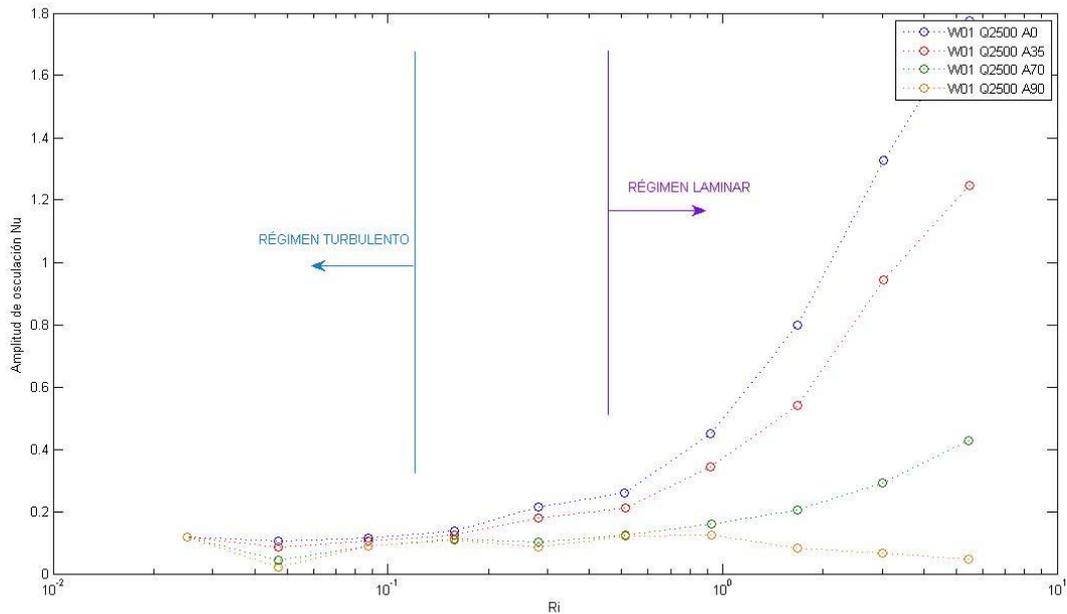


Figura 10. 35 Amplitud Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

Similar a los obtenidos en la gráfica para agua, en régimen laminar la amplitud del número de Nusselt varía mucho en función del ángulo de inclinación. Cuanto mayor es el ángulo de inclinación, esta variación del Nusselt es menor, hasta que para ángulos de 90° prácticamente se mantiene constante, sin oscilaciones.

10.4.2 Muelle W02

10.4.2.1 Agua

A continuación se representará para el muelle W02 el número de Richardson frente al número de Reynolds, para un mismo ángulo de 0° y un flujo de calor variable.

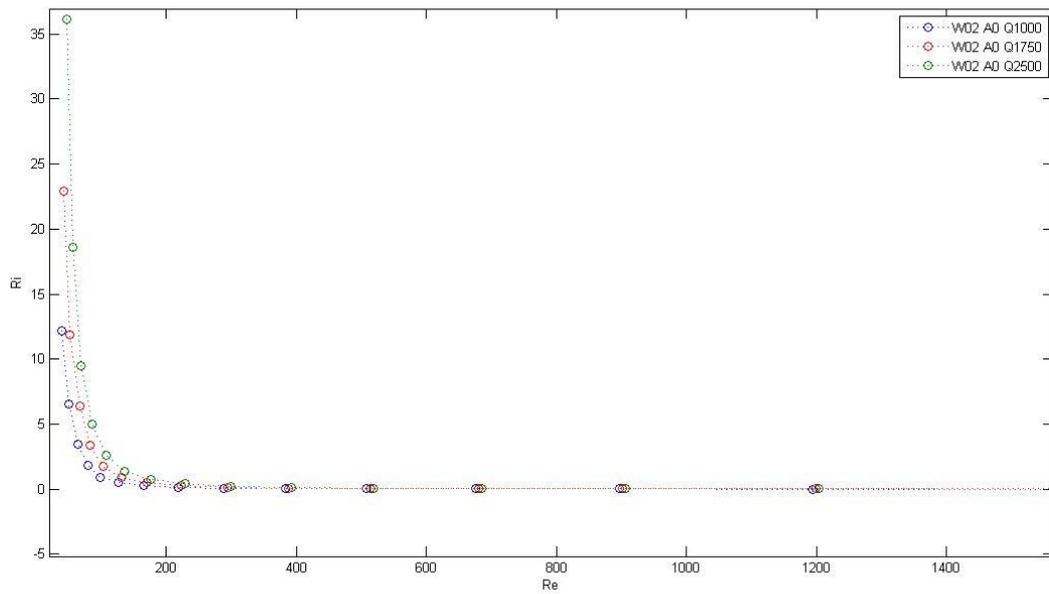


Figura 10. 36 Ri vs Re para W02, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Se observa que la tendencia de esta grafica es muy similar a la del muelle W01 para el mismo fluido.

En régimen turbulento, el valor asintótico alcanzado por el número de Richardson es similar en ambas gráficas. Sin embargo, en régimen laminar, para bajos números de Reynolds, el valor del número de Richardson que se alcanza para el muelle W02 es levemente mayor que el alcanzado para el mismo fluido y mismo flujos de calor para el muelle W01. Por lo tanto, se puede decir que en este muelle, en régimen laminar, el efecto de las fuerzas gravitatorias levemente más importante (apenas apreciable) que para el muelle W01, respecto al mismo fluido y flujos de calor.

Se expone ahora una gráfica que representa el número de Nusselt frente al número de Richardson. Para un flujo de calor constante ($Q=2500 \text{ W/m}^2$), en este caso variaremos el ángulo de inclinación del tubo.

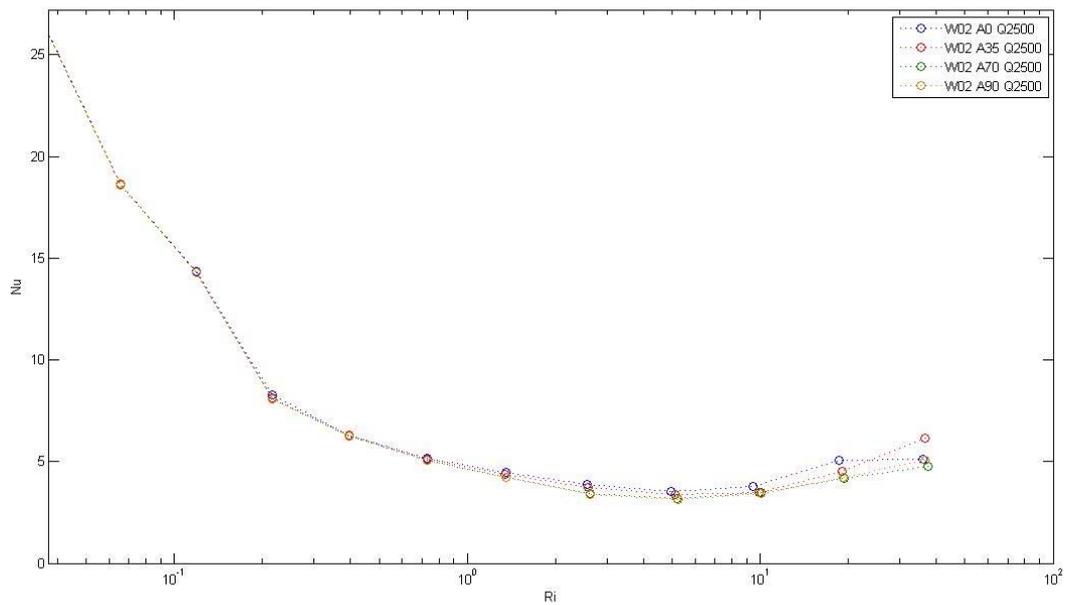


Figura 10. 37 Nu vs Ri para W02, agua, $Q=2500 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

La gráfica anterior representa como afectan las fuerzas gravitatorias al número de Nusselt para este tipo de muelle insertado en el tubo. Se observa que en régimen laminar el número de Nusselt varía menos con respecto al muelle W01. Por lo tanto, se puede decir que la inserción de este muelle el tubo, en comparación al muelle W01 y respecto a la transmisión de calor, reduce la dependencia de la transmisión del calor función del ángulo del tubo.

En la siguiente gráfica se determinará la variación del número de Nusselt respecto al número de Richardson y al flujo de calor, para un ángulo determinado.

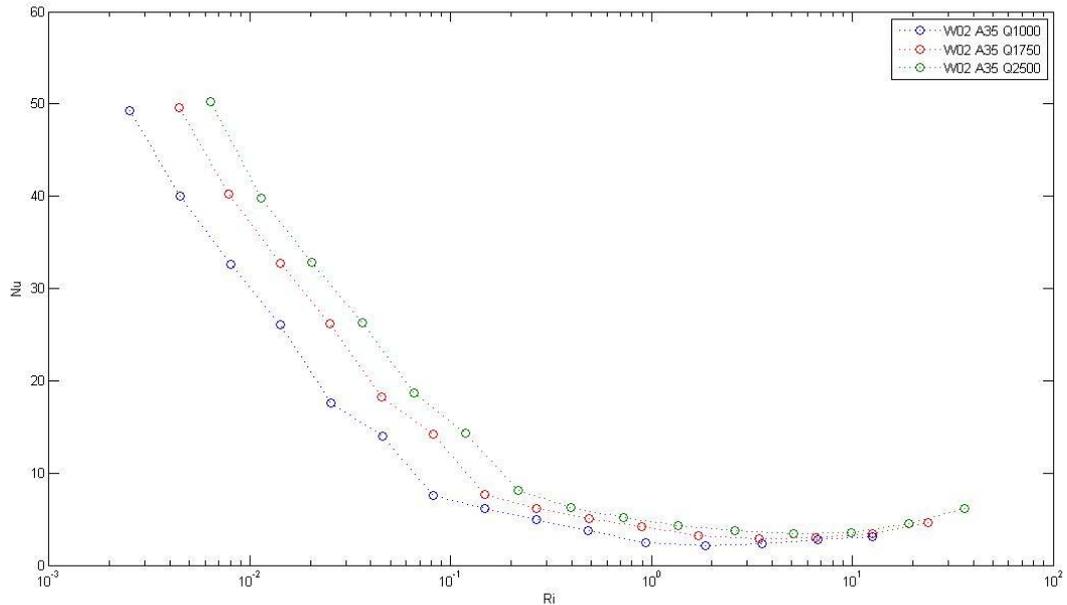


Figura 10. 38 Nu vs Ri para W02, agua, ángulo de inclinación de 35° y Q variable

Si en la misma gráfica para el muelle W01 se ha observado cómo para flujos de calor suficientemente altos la convección mixta empeora la transferencia de calor al oponerse a la generación de la corriente acimutal en el flujo, en el caso de este muelle no encontramos ese efecto. Si bien la importancia de las fuerzas de flotación y fuerzas gravitatorias (número de Rayleigh y número de Richardson) tienen aproximadamente la misma importancia para el mismo fluido y distinto muelle, no observamos los mismos efectos en ambos casos. Esto se debe a que cada muelle altera el flujo de distinta forma. Como ya se ha mencionado anteriormente, el muelle W02 adelanta la turbulencia más que el muelle W01, por lo que los efectos característicos de régimen laminar anteriormente estudiados pierden importancia a antes en el caso de insertar el muelle W02 en un tubo liso en lugar del muelle W01.

En la siguiente gráfica se representará la variación de la amplitud de oscilación del número de Nusselt frente al número de Richardson.

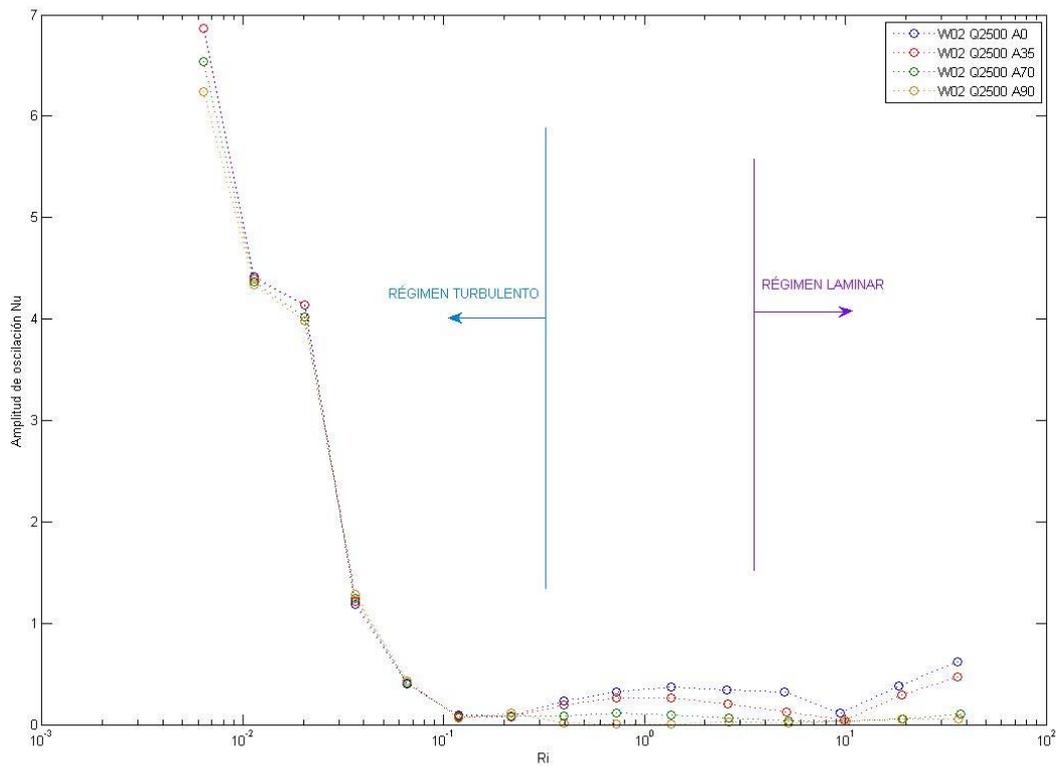


Figura 10. 39 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W02, agua, $Q=2500 \text{ W/m}^2$ y ángulo de inclinación variable

La tendencia que provoca este muelle es completamente diferente a la del muelle W01 para los casos estudiados. Este caso observamos que para altos números de Richardson la amplitud de oscilación del número de Nusselt se mantiene aproximadamente constante en función del ángulo de inclinación del tubo. A pesar de ello, se comienza a observar, a Richardson más altos, una leve tendencia similar a la encontrada en el muelle W01: a bajos ángulos de inclinación la amplitud de oscilación aumenta conforme aumenta el número de Richardson, mientras que en altos ángulos de inclinación esta oscilación se amortigua.

Sin embargo, en régimen turbulento la tendencia sí es completamente diferente. Mientras que en el muelle W01 la amplitud de oscilación es independiente del ángulo de inclinación y se mantiene constante, para el muelle W02 esta amplitud de oscilación también es independiente del ángulo de inclinación del tubo, pero no se mantiene constante: aumenta conforme aumenta la turbulencia del flujo. Esto se puede ver a que, al avanzar tanto la turbulencia en el muelle W02, entramos en un régimen mucho más turbulento del captado para el muelle W01.

10.4.2.2 Propilenglicol 20%

A continuación comparemos los resultados con propilenglicol 20%. Esto se compararán con resultados obtenidos para el muelle W02 y agua, que las gráficas obtenidas son análogas a la comparación hecha en el apartado anterior de W01 (Agua) – W02 (propilenglicol 20%), a pesar de cambiar el fluido.

La primera gráfica se representará el número de Richardson frente al número de Reynolds, para un mismo ángulo y diferentes flujos de calor.

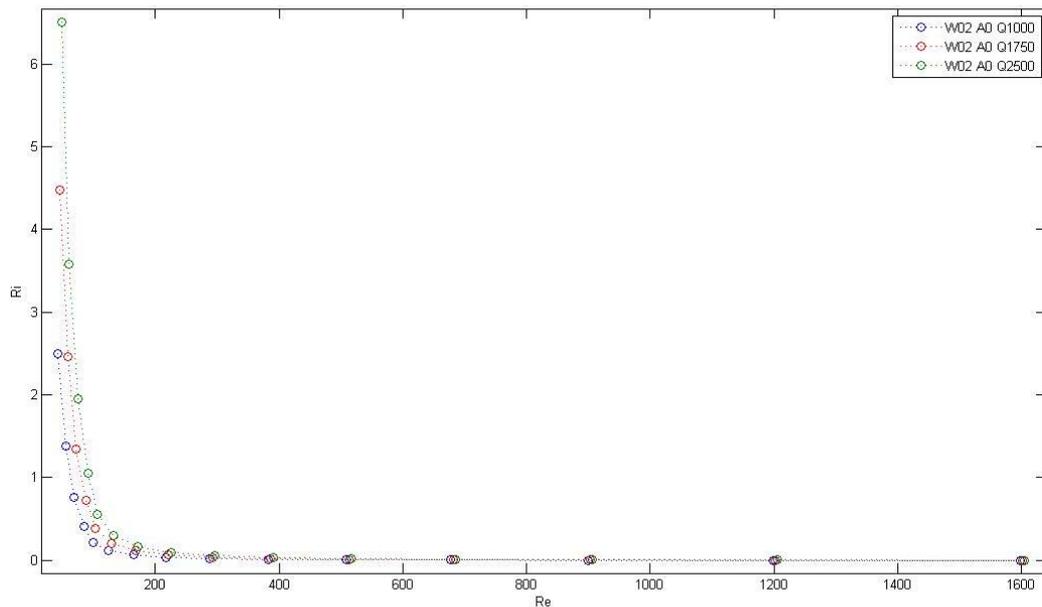


Figura 10. 40 Ri vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable

Se observa que el número de Richardson se vuelve asintótico conforme aumenta la turbulencia (de un valor próximo al obtenido para el agua). Sin embargo, los valores del número de Richardson en régimen laminar son mucho menores para propilenglicol que para agua. Por lo tanto, régimen laminar, para este fluido las fuerzas gravitatorias cobran menos importancia que para agua.

En la siguiente gráfica se representa el número de Nusselt frente al número de Richardson para un flujo de calor constante ir variando el ángulo de inclinación del tubo.

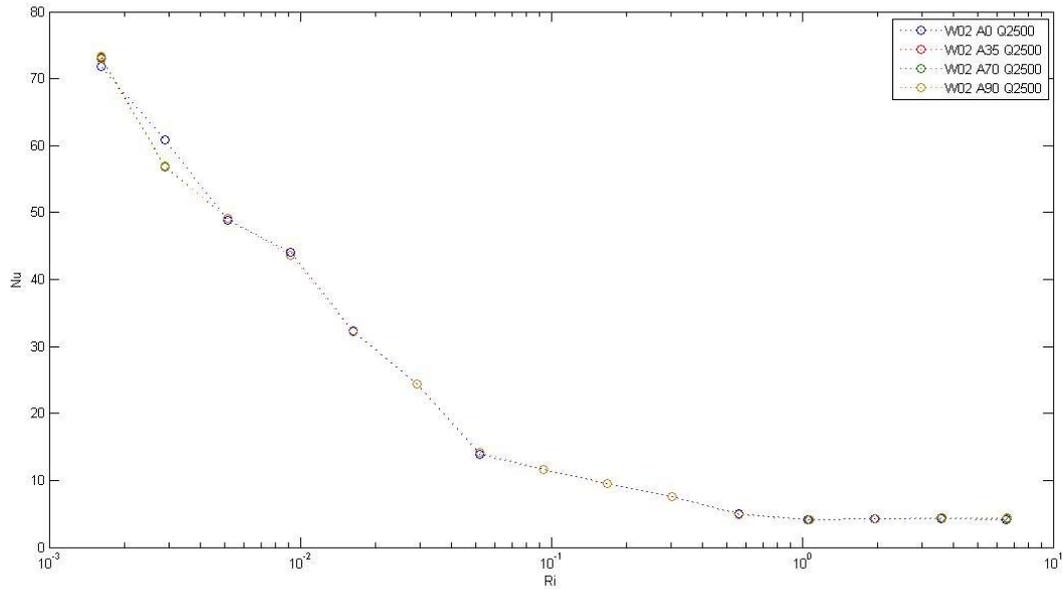


Figura 10. 41 Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, Q=2500 W/m² y ángulo de inclinación variable

Se observa claramente que para propilenglicol 20% el número de Nusselt se mantiene completamente independiente del ángulo de inclinación en los rangos de estudio de este proyecto, al contrario que para agua, con la cual se observa una leve dependencia régimen laminar. Esto puede ser debido a que los números de Richardson obtenidos para propilenglicol 20% son bastante inferiores a los obtenidos para agua.

Por contrapartida, con propilenglicol 20% se obtienen números de Nusselt mucho mayores, lo que implica una mejor transferencia de calor.

En la próxima gráfica se representará también el número de Nusselt frente al número de Richardson, pero en este caso se mantendrá el ángulo constante y se variará el flujo de calor.

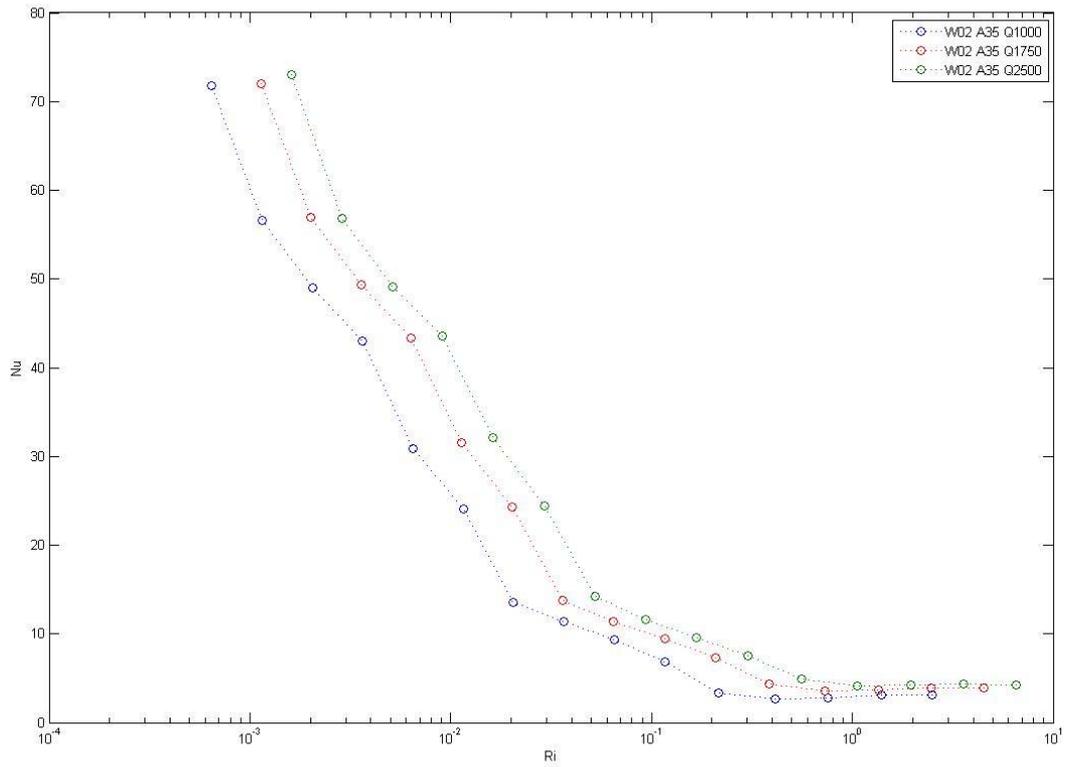


Figura 10. 42 Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 35° y Q variable

En este caso tampoco existe interferencia de la convección en la corriente acimutal creada por el muelle. Se observa, como se indica anteriormente, valores mucho mayores del número de Nusselt todo el rango de estudio para propilenglicol 20% que para agua.

Finalmente, se expondrá la amplitud de oscilación del número de Nusselt frente al número de Richardson.

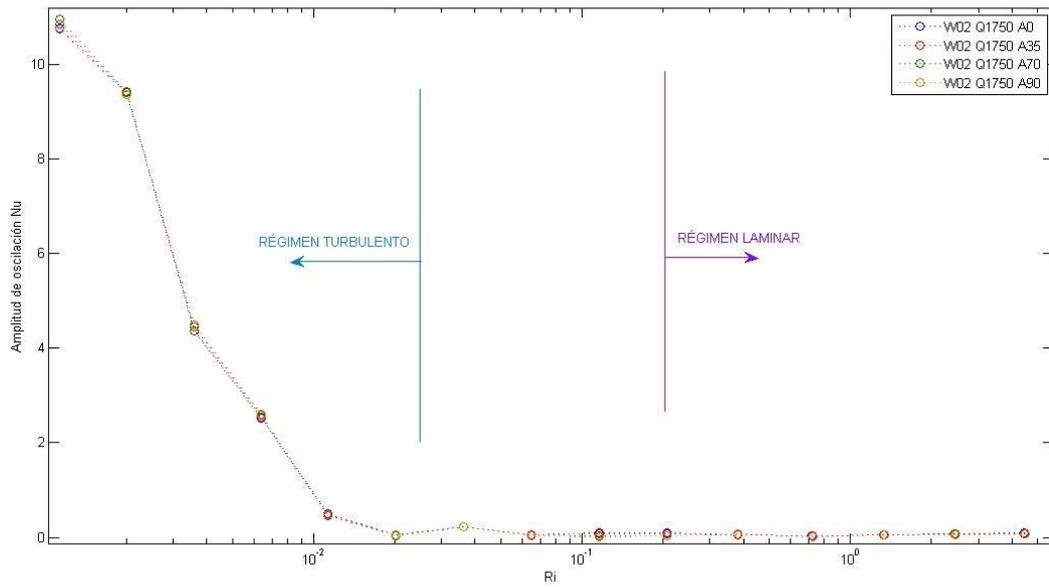


Figura 10. 43 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, Q=1750 W/m² y ángulo de inclinación variable

Observando la misma tendencia que se encontró para el agua, la amplitud de oscilación se mantiene constante conforme pasamos de régimen laminar a turbulento, sin embargo, parece que ser que existe una zona de muy alta turbulencia, donde esta amplitud de oscilación comienza a aumentar.

PARTE V. CONCLUSIONES

Capítulo 11. Conclusiones

11.1 Introducción

En este capítulo se enumeran las conclusiones a las que se han llegado en este proyecto. En primer lugar se exponen las conclusiones correspondientes al factor de fricción. Posteriormente las obtenidas del estudio de fluctuaciones de velocidad debidas a la inserción del muelle, para finalizar con las correspondientes a la transmisión de calor.

11.2 Conclusiones respecto al factor de fricción

- Confirmando los datos experimentales, la inserción de un muelle en tubo liso aumenta el factor de fricción y, por lo tanto, la pérdida de carga en el mismo, actuando como rugosidad. Este aumento del factor de fricción es dependiente del espesor y paso de muelle, y provoca una etapa de transición laminar-turbulento menos brusca.
- Se observa que para el muelle W01, en zona laminar, el modelo de viscosidad laminar y LES se aproximan bastante a los datos experimentales obtenidos, sin embargo, el modelo k-omega no reporta resultados precisos para este régimen. Por el contrario, en zona turbulenta, a pesar de que ninguno de los tres modelos empleados se asemeja con suficiente precisión a los datos esperados, el modelo k-omega presenta una misma tendencia, a pesar de valores de f menores.
- En el caso del muelle W02, en régimen laminar no se presenta ninguna tendencia precisa para los modelos impuestos, sin embargo, en régimen turbulento el modelo k-omega y LES si se aproximan a los resultados esperados.

11.3 Conclusiones respecto a las fluctuaciones de velocidad debidas a la inserción de muelle

- La inserción de un muelle en un tubo liso crea una serie de inestabilidades en función del número de Reynolds.
- Estas inestabilidades dan lugar a una corriente acimutal que puede perturbar el flujo permanentemente o de forma puntual.
- Para bajos números de Reynolds, el flujo puede no llegar a ser perturbado por las ondas de inestabilidad, ya que la energía cinética no cobra suficiente importancia.
- Para altos números de Reynolds, el flujo queda permanentemente perturbado por dichas ondas, creándose la citada corriente acimutal en el mismo, afectando a la velocidad axial, que no presenta un perfil de velocidad uniforme.

- Para valores del número de Reynolds intermedios, se generan unas primeras ondas de inestabilidad, pero éstas son amortiguadas con el paso del tiempo y el flujo, si el número de Reynolds es relativamente bajo, volverá a un valor de velocidad constante o, en caso contrario, quedará ligeramente perturbado, observándose pequeñas fluctuaciones en el perfil de velocidad axial.

11.4 Conclusiones respecto a la transmisión de calor

- Para régimen laminar y muy bajos números de Reynolds, la inserción de muelle empeora la transmisión de calor en comparación con un tubo liso que trabaja en las mismas condiciones de operación.
- Conforme aumenta el número de Reynolds, la transmisión de calor del tubo con muelle insertado aumenta, superando a la que obtendríamos con el tubo liso.
- Este aumento de la transmisión de calor es función del tipo de muelle (espesor y paso). Para muelles de mayor espesor y menor paso, la transmisión de calor aumenta y llega finalmente a valores más altos que para muelles de menor espesor y mayor paso.
- La transferencia de calor depende del fluido de trabajo, obteniéndose una mayor transferencia empleando propilenglicol 20% que agua.
- Empleando propilenglicol 20%, los efectos de las fuerzas de flotación y gravitatorias y, por lo tanto, los fenómenos de convección mixta, son mucho menos acusados.
- Para muelles de mayor espesor y menor paso, los efectos de convección mixta son menores en comparación a los encontrados para muelles de menor espesor y mayor paso, ya que, en los primeros, la turbulencia cobra mucha importancia a bajos números de Reynolds, ganando fuerza la energía cinética sobre los efectos de flotación.
- La inserción de muelle en tubo provoca la obtención de un número de Nusselt variable en el espacio, cuando se trabaja en condiciones de convección mixta. Para los flujos de calor estudiados, el número de Richardson límite, en el caso de muelle W01 es de 0.016, mientras que para W02 es de 0.0183.
- La amplitud de oscilación depende de la inclinación del tubo y del número de Richardson. La dependencia del ángulo de inclinación es menor cuanto mayor es la turbulencia, llegando a ser completamente independiente del ángulo para regímenes turbulentos.
- Para régimen laminar y bajos ángulos de inclinación, la amplitud de oscilación es mucho mayor que para altos ángulos, llegando a no oscilar cuando el tubo se encuentra

completamente en vertical, pues en este caso la gravedad actúa de la misma forma independientemente de la posición acimutal del muelle.

- Para regímenes turbulentos, el ángulo de inclinación no es influyente en la amplitud de oscilación, manteniéndose esta amplitud constante.
- En el caso de encontrarnos en un rango de Reynolds de mucha turbulencia, esta amplitud sigue siendo independiente del ángulo de inclinación, pero aumentaría conforme aumenta la turbulencia, debido a las mayores inestabilidades en el flujo.
- La transmisión de calor para tubo con muelle aumenta debido, principalmente, al aumento de la turbulencia provocado por la corriente acimutal característica de estos elementos insertados. Así, la corriente acimutal que se crea es un fenómeno que mejora la transmisión de calor.
- En este tipo de tubos con muelles, se tienen fenómenos de convección mixta. Estos fenómenos mejoran la transferencia de calor al producir una mayor mezcla de partículas fluidas en la sección transversal al flujo.
- En función del calor suministrado, fluido de trabajo y tipo de muelle insertado, se pueden dar simultáneamente fenómenos de convección mixta con mucha influencia en el flujo junto a la generación de la corriente acimutal anteriormente mencionada. Dos efectos que, individualmente, mejoran la transferencia de calor. Sin embargo, estos dos efectos beneficiosos para la transferencia de calor, al darse simultáneamente y superponerse, empeoran la misma.
- Esto es debido a que la convección mixta, al cobrar suficiente importancia en el flujo, se opone a la generación de la corriente acimutal característica de los muelles insertados, evitando, en parte, la turbulencia que esta genera. Para el rango de Reynolds donde esto ocurre, el número de Nusselt cae, recuperándose conforme aumenta el número de Reynolds y la energía cinética del flujo es capaz de sobreponerse a los efectos de la convección mixta.

Capítulo 12. Futuras vías de trabajo

A continuación se expondrán futuras posibilidades de trabajo consideradas de interés a lo largo del desarrollo de este proyecto:

- Analizar el patrón de flujo en las condiciones de trabajo estudiadas.
- Estudiar, para bajos números de Reynolds, la variación de la oscilación del número de Nusselt en función de la inclinación del ángulo.
- Correlacionar, en función del espesor y paso del muelle, los efectos que se dan en el flujo.
- Determinar a partir de qué niveles de turbulencia la amplitud de oscilación del número de Nusselt pasa de ser constante e independiente del ángulo, a aumentar conforme aumenta la turbulencia, estudiando un mayor rango de valores de Reynolds para W01 o un menor rango para W02.
- Investigar en profundidad, para el rango de Reynolds correspondiente, la zona en la que los efectos de la convección mixta y la corriente acimutal se superponen, empeorando la transferencia de calor, para una mayor comprensión de este fenómeno.
- Hallar, a partir de que espesor y paso de muelle los efectos negativos de la superposición de la convección mixta y la corriente acimutal, para flujos de calor comunes en la aplicación de estudio, no afectarían al rango de Reynolds en el que se suele trabajar, para poder emplear estos elementos insertados de forma práctica y eficiente.
- En la industria, no siempre se requiere una mejora de la transferencia de calor. En ocasiones se debe de evitar que el calor de una línea se pierda, en tuberías de retorno de condensados, tuberías de líneas de frío, etc. Con los muelles insertados también se tiene la oportunidad de empeorar esta transferencia respecto a tubo liso, mejorando así la eficiencia energética, al evitar pérdidas de calor o frío.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- Gregory Nellis, Sandford Klein, Heat Transfer (2009), ISBN: 78-0-521-88107-4.
- F. Kreith, R.M. Manglik, M.S. Bohn, Principles of Heat Transfer, 7th ed, Cengage Learning 2011.
- D. Muñoz-Esparza, E. Sanmiguel-Rojas, Numerical simulations of the laminar flow in pipes with wire coil inserts, Computers & Fluids 44 (2011) 169–177.
- A. García Pinar. Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante la inserción de muelles en espiral. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cartagena, 2006.
- Samuel Espín Tolosa. Generación automática de mallado y análisis lagrangiano del flujo oscilatorio en tubos con muelles insertados. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Politécnica de Cartagena, 2012.
- J. Pérez García. Apuntes de la asignatura: Mecánica de Fluidos General, 2007-2008.
- Fluent Inc. Fluent - User's Guide, 2005.
- Fluent Inc. Gambit - User's Guide, 2003.
- Fluent Inc. Gambit - Tutorials, 2003.
- CFD - Online. <http://www.cfd-online.com/>.

ANEXOS

Anexos

Anexo A. Propiedades propilenglicol 20%

Densidad (kg/m³)

$$\rho = 0.000033067786050T^3 - 0.032763107897004T^2 + 10.371682238760540T - 37.278620866313538$$

Calor específico (J/kg·K)

$$C_p = -1.9306714e^{-4}T^3 + 0.1966875029 T^2 - 65.089226793919991T + 1.101808949805423e^{+4}$$

Conductividad térmica (W/m·K)

$$K = 0.000000047634322T^3 - 0.000041230967523T^2 + 0.012768532454131 T - 0.930105541990036$$

Viscosidad (kg/m·s)

$$\mu = 0.000000000213188 T^4 - 0.000000285401431 T^3 + 0.000143312100290 T^2 - 0.032017344841467 T + 2.688137536980114$$

Anexo B. Propiedades agua

Densidad (kg/m³)

$$\rho = 1.326729e^{-5}T^3 - 0.01637538T^2 + 5.970913T + 320.8767$$

Calor específico (J/kg·K)

$$C_p = 3.846154e^{-6}T^4 - 0.005098578 T^3 + 2.538075T^2 - 561.8951T + 50828.4$$

Conductividad térmica (W/m·K)

$$K = -3.690754e^{-9}T^3 - 3.636451e^{-6}T^2 + 0.004613948T - 0.3441887$$

Viscosidad (kg/m·s)

$$\mu = 3.367424e^{-11}T^4 - 4.568449e^{-8} T^3 + 2.330024e^{-5}T^2 - 0.005301344T + 0.4549506$$

Anexo C. Índice de figuras

Capítulo 4

Figura 4. 1 Estructura flujo turbulento	23
Figura 4. 2 Zona con flujo laminar, zona de transición y zona turbulenta	24
Figura 4. 3 Perfiles de velocidad y temperatura en tubo liso	26
Figura 4. 4 Volumen de control para análisis hidrodinámico	28
Figura 4. 5 Volumen de control para análisis energético	30
Figura 4. 6 Variación de la temperatura media del fluido en función de condición de contorno: Calor uniforme en pared o condición de contorno: Temperatura de pared constante	34
Figura 4. 7 Trayectoria de partículas fluidas en perfil transversal y longitudinal de tubo donde se produce el fenómeno de convección mixta.	36
Figura 4. 8 Convección natural, forzada y mixta en tubos horizontales (a) y verticales (b)	39

Capítulo 5

Figura 5. 2 Tubo con muelle helicoidal insertado	43
Figura 5. 3 Espiral creada en el flujo a causa de la inserción de un muelle helicoidal	43
Figura 5. 4 Sección transversal en tubo con muelle helicoidal insertado $Re=90$	44
Figura 5. 5 Sección transversal en tubo con muelle helicoidal insertado $Re=600$	44

Capítulo 6

Figura 6. 1 Dimensiones de la mecánica de fluidos	49
---------------------------------------------------	----

Capítulo 7

Figura 7. 1 Código para realización de mallado	52
Figura 7. 2 Límite de contacto y límite de transición	53
Figura 7. 3 Datos Muelle W01	54
Figura 7. 4 Sección tubo liso con muelle W01	54
Figura 7. 5 Menú "Operation" de GAMBIT, submenú "Tools"	55
Figura 7. 6 Menú "Operation" de GAMBIT, submenú "Geometry"	56
Figura 7. 7 Caras de tubo liso con muelle W01	56
Figura 7. 8 Nodos en arista y elementos bidimensionales face.1 y face.2	57
Figura 7. 9 Nodos arista muelle face.3	58
Figura 7. 10 Sección tubo liso con muelle W01 mallada	59
Figura 7. 11 Paredes exteriores tubo	60
Figura 7. 12 Mallado de un paso del muelle W01	61
Figura 7. 13 Datos Muelle W02	62
Figura 7. 14 Nodos en aristas y elementos bidimensionales en unión muelle W02-tubo liso	62
Figura 7. 15 Nodos pared muelle W02	63
Figura 7. 16 Nodos pared interior tubo liso	64
Figura 7. 17 Elementos bidimensionales zona fluida	65
Figura 7. 18 Sección perpendicular al flujo muelle W02 mallada	66
Figura 7. 19 Mallado de un paso del muelle W02	67
Figura 7. 20 Submenú "Read/Case" de Fluent	68
Figura 7. 21 Submenú "Translate Grid" de Fluent, antes de mover malla	69
Figura 7. 22 Submenú "Translate Grid" de Fluent, tras traslado de malla	70
Figura 7. 23 Submenú "Append Case File" de Fluent	70
Figura 7. 24 Submenú "Grid Display" de Fluent	71

Figura 7. 25 Secciones de tubo liso con muelle	72
Figura 7. 26 Selección de posibles superficies solapadas en submenú "Grid Translate"	72
Figura 7. 27 Imagen de las dos superficies solapadas	73
Figura 7. 28 Submenú "Fuse Face Zone" de Fluent	73
Figura 7. 29 Representación superficies tras fusión de las que se encontraban solapadas	74
Figura 7. 30 Ventana inicial Fluent	75
Figura 7. 31 Submenú "Fluent Database Materials" de Fluent	76
Figura 7. 32 Submenú "Operating Conditions" de Fluent	77
Figura 7. 33 Submenú "Gravity" de Fluent	77
Figura 7. 34 Submenú "Boundary Conditions" de Fluent	78
Figura 7. 35 Submenú "Velocity-inlet" de Fluent	78
Figura 7. 36 Submenú "Viscous Model" de Fluent	79
Figura 7. 37 Submenú "Energy" de Fluent	80
Figura 7. 38 Submenú "Time" de Fluent	80
Figura 7. 39 Algoritmo iteración para Solver segregado	81
Figura 7. 40 Algoritmo iteración Solver acoplado	81
Figura 7. 41 Submenú "Solver" de Fluent	82
Figura 7. 42 Submenú "Formulation" de Fluent	82
Figura 7. 43 Submenú "Residual Monitors" de Fluent	83
Figura 7. 44 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad laminar	84
Figura 7. 45 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad laminar	85
Figura 7. 46 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad k-Omega	86
Figura 7. 47 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad k-Omega	87
Figura 7. 48 Factor de fricción para muelle W01, modelo de viscosidad LES	88
Figura 7. 49 Factor de fricción para muelle W02, modelo de viscosidad LES	89

Capítulo 8

Figura 8. 1 Factor de fricción W01, modelo laminar	94
Figura 8. 2 Factor de fricción W01, modelo laminar. Comparación con tubo liso	95
Figura 8. 3 Factor de fricción W02, modelo laminar	96
Figura 8. 4 Factor de fricción W02, modelo laminar. Comparación tubo liso	97
Figura 8. 5 Comparación de factor de fricción para W01, W02 y tubo liso	98

Capítulo 9

Figura 9. 1 Puntos Vx y Vy para determinar fluctuaciones en flujo	99
Figura 9. 2 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=420	100
Figura 9. 3 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=560	101
Figura 9. 4 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=750	102
Figura 9. 5 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=1000	103
Figura 9. 6 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=1330	103
Figura 9. 7 Velocidad axial en Vx y Vy, para Re=1780	104

Capítulo 10

Figura 10. 1 Nu vs Re para W01 y agua, Q=1000 W/m ² , variando ángulo de inclinación	108
Figura 10. 2 Nu vs Re para W01 y agua, Q=1750 W/m ² , variando ángulo de inclinación	108
Figura 10. 3 Nu vs Re para W01 y agua, Q=2500 W/m ² , variando ángulo de inclinación	109
Figura 10. 4 Nu vs Re para W01 y agua, ángulo de inclinación constante de 35 ° y Q variable	110
Figura 10. 5 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, Q=1000 W/m ² y ángulo de inclinación variable	112
Figura 10. 6 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, Q=1750 W/m ² y ángulo variable	113

Figura 10. 7 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo variable	114
Figura 10. 8 Nu vs Re para W01 y propilenglicol 20%, para ángulo de inclinación de 35° y Q variable	115
Figura 10. 9 Comparación W01 con agua y propilenglicol 20%, para $Q=1000 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación de 35°	116
Figura 10. 10 Nu vs Re para W02 y agua, $Q=1000 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	117
Figura 10. 11 Nu vs Re para W02 y agua, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	117
Figura 10. 12 Nu vs Re para W02 y agua, $Q=25000 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	118
Figura 10. 13 Nu vs Re para W02 y agua, ángulo constante de 35° y Q variable	119
Figura 10. 14 Nu vs Re para W02 y propilenglicol 20%, $Q=1000 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	120
Figura 10. 15 Nu vs Re para W02 y propilenglicol 20%, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	120
Figura 10. 16 Nu vs Re para W02 y propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	121
Figura 10. 17 Nu vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación constante de 35° y Q variable	122
Figura 10. 18 Comparación de Nu vs Re para agua y propilenglicol 20%, muelle W02, ángulo de inclinación constante de 35° y $Q=1000 \text{ Wm}^2$	123
Figura 10. 19 Comparación muelle W01 y W02, para ángulo de inclinación de 35° , $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y agua	124
Figura 10. 20 Comparación muelle W01 y W02, para ángulo de inclinación de 35° , $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y propilenglicol 20%	124
Figura 10. 21 Ra vs Re para W01, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	126
Figura 10. 22 Nu vs Ra para W01, agua, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	127
Figura 10. 23 Ra vs Re para W01, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	128
Figura 10. 24 Nu vs Ra para W01, propilenglicol 20%, $Q=1000 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	128
Figura 10. 25 Ra vs Re para W02, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	129
Figura 10. 26 Nu vs Ra para W02, agua, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	130
Figura 10. 27 Ra vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	131
Figura 10. 28 Nu vs Ra para W02, propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	131
Figura 10. 29 Ri vs Re para W01, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	132
Figura 10. 30 Nu vs Ri para W01, $Q=2500 \text{ Wm}^2$, agua y ángulo de inclinación variable	133
Figura 10. 31 Nu vs Ri para W01, agua, ángulo de inclinación de 35° y Q variable	134
Figura 10. 32 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W01, agua, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	135
Figura 10. 33 Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	136
Figura 10. 34 Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 35° y Q variable	136
Figura 10. 35 Amplitud Nu vs Ri para W01, propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	137
Figura 10. 36 Ri vs Re para W02, agua, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	138
Figura 10. 37 Nu vs Ri para W02, agua, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	139
Figura 10. 38 Nu vs Ri para W02, agua, ángulo de inclinación de 35° y Q variable	140
Figura 10. 39 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W02, agua, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	141
Figura 10. 40 Ri vs Re para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 0° y Q variable	142
Figura 10. 41 Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, $Q=2500 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	143
Figura 10. 42 Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, ángulo de inclinación de 35° y Q variable	144
Figura 10. 43 Amplitud de oscilación de Nu vs Ri para W02, propilenglicol 20%, $Q=1750 \text{ Wm}^2$ y ángulo de inclinación variable	145

