



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Estudio CFD del comportamiento
aerodinámico de un cilindro e
implementación de un sistema de control de
la estela mediante cilindros rotantes**

Autor:

Arranz Miguel, David

Tutor:

Parra Santos, Teresa

Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica

Valladolid, Febrero 2019



Gracias a mi familia por todo el apoyo, especialmente a mis padres por
posibilitarme esta enseñanza y apoyarme en cada momento de este
trayecto.

Gracias a los componentes de este trabajo que me han ayudado durante
la realización de este.



Resumen

En este trabajo se emplea CFD para analizar el campo fluido cuando un flujo incide sobre un cilindro. El objetivo de este análisis es el estudio de las fuerzas de arrastre y de sustentación sobre el cilindro y la vorticidad. Una vez hecho esto, se analiza un mecanismo de control de la estela basado en cilindros rotantes situados en las cercanías del cilindro principal y de forma simétrica. Estudiando la influencia de este mecanismo en las fuerzas anteriormente mencionadas y en la estela se determina que este mecanismo cumple su objetivo.

Palabras clave

Cilindro principal, cilindros de control, coeficiente de arrastre, coeficiente de sustentación, CFD, vorticidad.

Abstract

In this project, CFD is used to analyze the fluid field when a flow impinges on a cylinder. The objective of this analysis is the study of a drag and lift forces on the cylinder and vorticity. Once this is done, a wake control mechanism based on rotating cylinders located in the vicinity of the main cylinder and symmetrically is analyzed. Studying the influence of the mechanism in the drag and lift forces and in the wake, it is determined that this mechanism fulfills the objective.

Keywords

Main cylinder, control cylinders, drag coefficient, lift coefficient, CFD, vorticity.



Índice

Resumen	5
Palabras clave	5
Abstract	5
Keywords	5
Capítulo 1. Introducción	9
1.1. Objetivos	10
1.2. Estructura de la memoria:	10
Capítulo 2. Modelo numérico.....	13
2.1. Dominio geométrico.	13
2.2. Propiedades del fluido.	15
2.3. Condiciones de contorno.....	15
2.4. Parámetros.....	17
2.5. Sensibilidad a la malla.....	19
2.5.1. Refinado de la malla	20
2.6. Modelo computacional.....	23
2.6.1. Métodos de resolución.	23
2.6.2. Modelos de turbulencia	24
Capítulo 3. Patrón de flujo.....	31
3.1. Influencia del número de Reynolds en el patrón de flujo:	31
3.2. Patrón de flujo del modelo para un número de Reynolds igual a 100.....	32
3.3. Patrón de flujo del modelo para un número de Reynolds igual a 10^4	36
Capítulo 4. Análisis paramétrico.....	41
4.1. Sensibilidad a la malla con dos cilindros de control:	42
4.2. Sensibilidad a la malla con cuatro cilindros de control:	45
4.3. Análisis paramétrico para dos cilindros de control:	48
4.4. Análisis paramétrico para cuatro cilindros de control:	53
4.5. Comparación de los resultados para el cilindro aislado y los modelos de dos y cuatro cilindros de control:.....	57
4.6. Comparativa de la potencia disipada en la estela con la potencia necesaria para rotar los cilindros de control:.....	59



Capítulo 5. Conclusiones y trabajos futuros.....	63
5.1. Conclusiones	63
5.2. Trabajos futuros.....	64
Referencias	65
Anexo.....	67
Sumario de los parámetros de Fluent para el modelo de cuatro cilindros de control y $V^c/V_\infty = 5$	67

Capítulo 1. Introducción

La vibración de estructuras inducida por vórtice es un problema que tiene una creciente preocupación ya que hay una amplia variedad de estructuras que interactúan con un campo fluido, un ejemplo son las estructuras situadas en el océano, y se enfrentan al problema de la fatiga causada por la vibración inducida por vórtices (VIV). Por tanto, se buscan métodos de supresión mediante los cuales controlar el desprendimiento de vórtices, es decir, controlar el desprendimiento de la capa límite [Assi, 2018].

La vibración inducida por vórtice es gobernada por la interacción entre el flujo y la estructura. Los métodos de control de la estela pueden ser clasificados como métodos de control pasivo y control activo [Zdravkovich, 1980]. El mecanismo básico de control pasivo es perturbar el desprendimiento de la capa límite modificando la configuración de la superficie o instalar dispositivos adicionales alrededor del cuerpo. Sin embargo, al aumentar el ratio de masa la resistencia que opone ese cuerpo podría verse incrementada [Zhu, 2017]. Algún ejemplo de control pasivo son placas divisorias, carenados, tiras helicoidales y pequeños cilindros de control.

Para los mecanismos de control activo se requiere de energía externa para así generar mayor cantidad de movimiento en la capa límite. Algunos ejemplos típicos son el soplado y la succión de forma constante o periódica y los cilindros giratorios.

Entre ellos, los pequeños cilindros de control pueden considerarse tanto activos como pasivos.

Cuando los cilindros de control no giran es un control pasivo, ya que al situarlos cerca del cuerpo estos perturban la formación de vórtices y modifican el flujo.

Cuando los cilindros de control giran se convierte en un control activo ya que se requiere de energía externa para impulsar la rotación de estos. Al tener una rotación, proporcionan una cierta cantidad de movimiento al flujo y así se consigue reducir la formación de vórtices posponiendo los efectos del gradiente adverso de presiones generado al incidir el flujo sobre el cuerpo principal [Aguedal, 2018].

El control del flujo que incide sobre un cilindro principal con varios cilindros de control más pequeños cada vez recibe más atención. Los parámetros más importantes son la ubicación de los cilindros de control, la distancia entre el cilindro principal y los cilindros de control y la relación entre la velocidad tangencial de la superficie móvil de los cilindros de control y la velocidad del flujo incidente.



1.1. Objetivos

Los objetivos de este trabajo son:

- Llevar a cabo un estudio bidimensional del campo fluido cuando un flujo externo incide sobre un cilindro para un flujo laminar y para un flujo de transición a la turbulencia, obteniendo resultados que converjan y sean periódicos.
- Obtener los coeficientes de arrastre y sustentación para cada modelo para así poder comparar los resultados con los datos experimentales.
- Estudio del error de los resultados para diferentes modelos de malla y comprobar si la precisión al aumentar el número de celdas no dispara el coste computacional.
- Estudio de los posibles métodos de resolución a emplear y determinar cuál es el más adecuado para los modelos a estudiar.
- Estudio de los posibles modelos de turbulencia a emplear y determinar cuál es el más adecuado.
- Implementar el mecanismo de control de la estela mediante cilindros rotantes, para dos y cuatro cilindros de control, y comprobar si estos mecanismos de control de la estela son efectivos o no, y comparar la potencia disipada en la estela con la potencia necesaria para rotar los cilindros de control.

1.2. Estructura de la memoria:

La memoria está estructurada en cinco capítulos, cuyos contenidos son:

- **Capítulo 1. Introducción:** Se describe el problema que supone en las estructuras las vibraciones inducidas por los vórtices, y se comentan los mecanismos empleados para el control de la estela formada y así reducir la fatiga sobre las estructuras.
- **Capítulo 2. Modelo numérico:** Se presenta una descripción del dominio geométrico y del modelo computacional, condiciones de contorno y propiedades del fluido y se estudia la sensibilidad a la malla.
- **Capítulo 3. Patrón de flujo:** Consiste en el estudio del patrón de flujo para un flujo laminar ($Re=100$) y para un flujo de transición a la turbulencia ($Re=10^4$) para un flujo externo que incide sobre un cilindro.

- **Capítulo 4. Análisis paramétrico:** Se implementa el método de control de la estela mediante dos y cuatro cilindros de control para varias velocidades de rotación, y se estudian los resultados obtenidos, se compara también ambos modelos y se determina cuál es más efectivo.
- **Capítulo 5. Conclusiones y trabajos futuros:** Se da respuesta a todos los objetivos planteados y se dan las pautas para trabajos futuros.



Capítulo 2. Modelo numérico

En este capítulo se muestra el dominio geométrico sobre el que se trabaja, junto con las propiedades del fluido de trabajo, que se emplean dos, unas propiedades del fluido para un flujo laminar y otras para un flujo de transición a la turbulencia, y las condiciones de contorno.

Además se realiza un refinado de la malla y se explica el modelo computacional que se emplea, los métodos de resolución y los modelos de turbulencia.

2.1. Dominio geométrico.

Se pretende estudiar el campo fluido cuando un flujo externo incide sobre un cilindro. Esto se realiza con un cilindro de dos metros de diámetro, el cual está fijo por lo que no tiene ningún grado de libertad. Aunque la configuración es sencilla, el patrón de flujo es complejo.

El estudio se realiza para diferentes números de Reynolds, uno laminar y otro de transición a la turbulencia, pero siempre con una velocidad del flujo de 1 m/s, y siendo este flujo incompresible.

Además, se toma la simplificación de modelo bidimensional para reducir el coste computacional, ya que esta simplificación no supone cambios en los resultados.

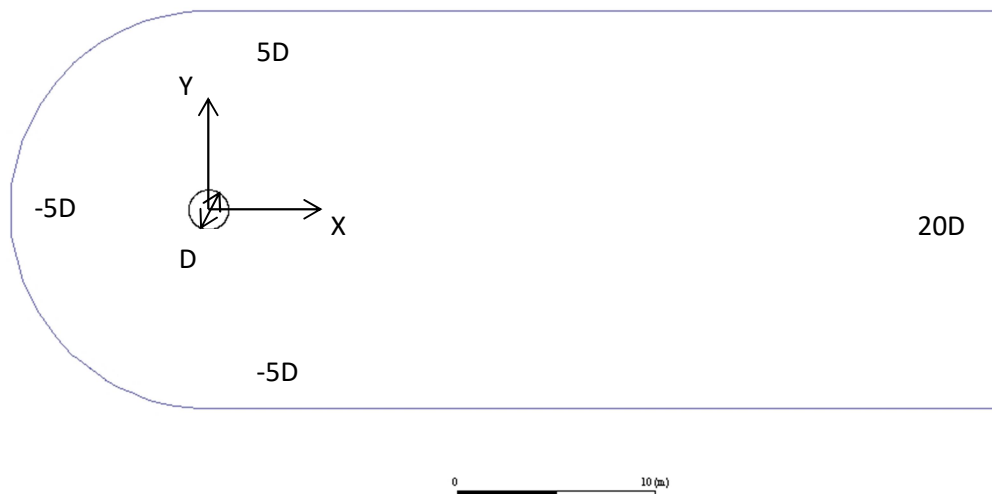


Figura 2.1 Dominio geométrico del cilindro aislado

En el dominio geométrico empleado, mostrado en la figura 2.1, se muestra que la extensión del dominio en el eje x va desde $-5D$ hasta $20D$, es decir, de -10 metros hasta 40 metros. Se considera horizontal para que no influya la gravedad.

En el eje y el dominio va desde $-5D$ hasta $5D$, es decir, de -10 metros hasta 10 metros.



Para los sistemas de control de la estela mediante cilindros rotantes en flujo de transición a la turbulencia, se han estudiado dos casos: el primero con dos cilindros y el segundo con cuatro, situados en ambos casos simétricamente. Estos estudios se realizan para un número de Reynolds de valor 10^4 .

Estos cilindros se emplean para reducir la vorticidad y, consecuentemente, para modificar la estela del cilindro principal, para así reducir las fuerzas ejercidas sobre el cilindro.

Los cilindros de control proporcionan un gradiente de presiones local favorable en la región de la estela. Se estudiará para diferentes velocidades de rotación de los cilindros de control para ver las variaciones de la vorticidad y de las fuerzas ejercidas sobre el cilindro, tanto de sustentación como de arrastre.

Se calculan las posiciones de los cilindros de control. El diámetro del cilindro es de 2 metros, y se emplea la relación $\frac{d}{D} = 0.05$, luego el diámetro de los cilindros de control es de 0.1 metros.

Además se tiene la relación $\frac{G}{D} = 0.1$, siendo G la distancia entre las tangentes del cilindro principal y los cilindros de control. Por tanto, la distancia G es de 0.2 metros.

La posición x de los cilindros será $x = + \left(\frac{D}{2} + G + \frac{d}{2} \right) \cdot \cos \theta$. (2.1)

La posición y de los cilindros será $y = \pm \left(\frac{D}{2} + G + \frac{d}{2} \right) \cdot \sin \theta$. (2.2)

Para los dos cilindros de control más cercanos al eje x el ángulo θ es 22.5° , y para los otros dos cilindros será de 67.5° , ya que el ángulo entre un cilindro de control y el otro es de 45° .

Tabla 2.1 Posición de los cilindros de control

D (m)	2	
d/D	0.05	
G/D	0.1	
d (m)	0.1	
G (m)	0.2	
X cilindros de control 1 (m)	1.154	$\theta = \pm 22.5^\circ$
Y cilindro de control 1 inferior (m)	-0.478	
Y cilindro de control 1 superior (m)	0.478	
X cilindros de control 2 (m)	0.478	$\theta = \pm 67.5^\circ$
Y cilindro de control 2 inferior (m)	-1.154	
Y cilindro de control 2 superior (m)	1.154	

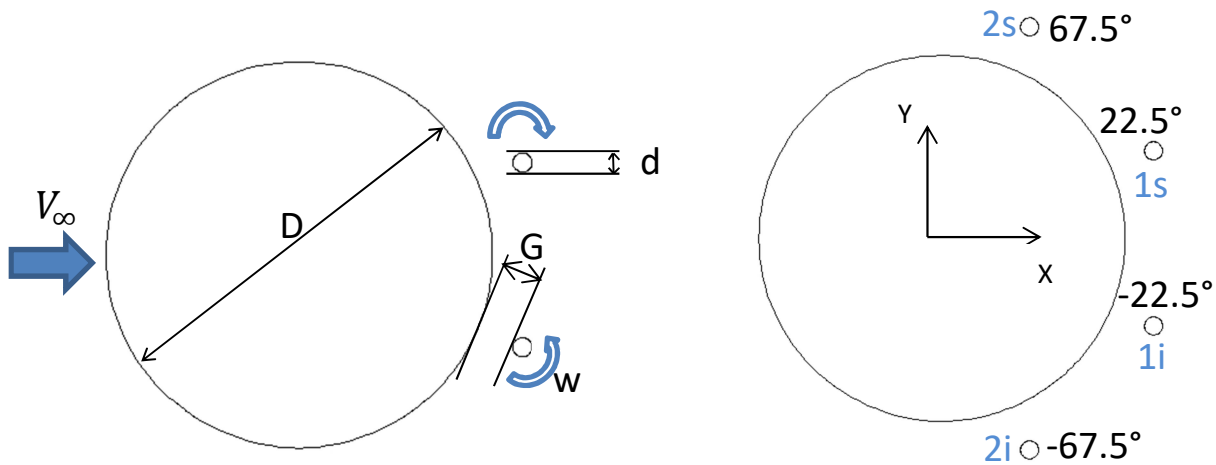


Figura 2.2 Dominio geométrico con dos y cuatro cilindros de control

2.2. Propiedades del fluido.

Se realizan estudios con números de Reynolds de 100 y de 10^4 , por lo que las propiedades del fluido varían para cada Reynolds.

El fluido de trabajo es un fluido creado a conveniencia del autor. Para ambos casos la velocidad del flujo es de 1 m/s, entrando de izquierda a derecha. Las condiciones de temperatura son normales, y la presión de referencia es la presión ambiente.

Para un Reynolds de 100, las propiedades del fluido empleado son:

Tabla 2.2 Propiedades de los fluidos de trabajo para unos Reynolds de 100 y 10^4

	Re=100	Re= 10^4
Velocidad (m/s)	1	1
Densidad (kg/m^3)	1.225	122.5
Viscosidad dinámica (Pa s)	0.0245	0.0245
Presión de referencia (Pa)	101325	101325
Temperatura (K)	288	288

2.3. Condiciones de contorno.

En las figuras 2.3 y 2.4 se muestran los espacios de trabajo para las simulaciones realizadas tanto para el cilindro aislado como con dos y cuatro cilindros de control. Además, se indican las diferentes condiciones de contorno.

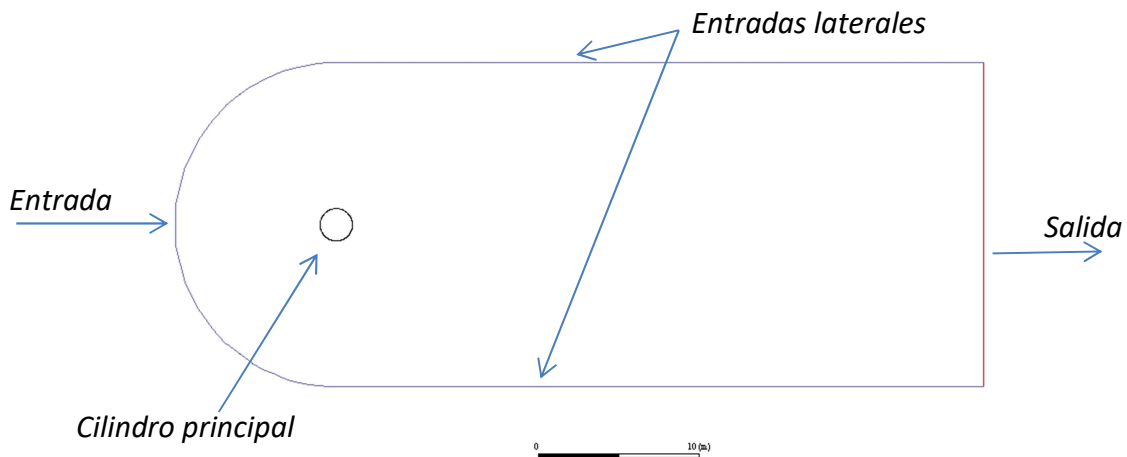


Figura 2.3 Ilustración de las condiciones de contorno

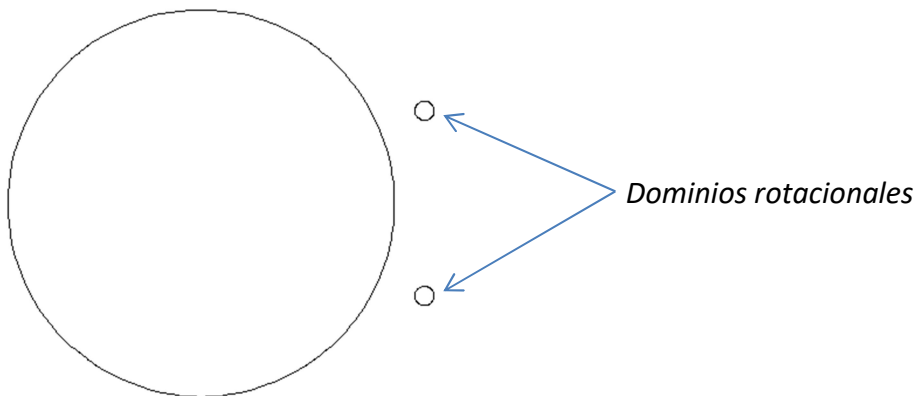


Figura 2.4 Dominio rotacional del modelo con dos cilindros de control

- **Entrada:** Es la zona donde se produce la entrada del flujo. La dirección del flujo es paralela a la flecha que la indica, es decir, perpendicular al eje del cilindro. La velocidad del flujo es de 1 m/s, el diámetro hidráulico es de 2 metros, correspondiente al diámetro del cilindro, y la intensidad turbulenta es del 5%.
- **Entradas laterales:** Estas entradas indican que en las “paredes laterales” del dominio geométrico la velocidad del flujo es de 1 m/s y solo tiene componente en la dirección x. El diámetro hidráulico es 2 metros y la intensidad turbulenta del 5%, al igual que en la entrada.
- **Salida:** Ya que se forma estela detrás del cilindro, las componentes de la velocidad en las direcciones x e y no son conocidas, pero al tratarse de un flujo incompresible, y por conservación de la masa, se sabe que el caudal de entrada y de salida debe ser el mismo. Se considera que la salida está lo suficientemente alejada como para poder considerar condiciones estables del flujo. Además, en la salida la presión es igual a la presión de referencia.

- Cilindro: Corresponde con el cilindro a estudiar. Sobre este incide el flujo, y detrás de este se forma la estela. Separados a una cierta distancia se situarán los cilindros de control de la estela. El movimiento del cilindro es estacionario, y su rugosidad solo influye cuando se emplea el tratamiento cerca de la pared *Standard Wall Functions*, ya que si $y^+ < 5$ se emplea el comando *Enhanced Wall Treatment*, e indica que está dentro de la subcapa laminar y por tanto la rugosidad no influye [Gao, 2018].
- Dominios rotacionales: Corresponde con los cilindros de control empleados, que poseen movimiento relativo respecto del cilindro. Se emplea el comando *Moving Wall* para dotar esos cilindros de velocidad, y para indicar que la velocidad es de rotación, indicando el eje de rotación el eje del cilindro, se utiliza el comando *Rotational*. Una vez hecho esto se les asigna la velocidad de rotación para cada caso, siendo negativa o positiva en función de si giran a favor o en contra de las agujas del reloj. La velocidad de rotación variará para cada caso estudiado.

2.4. Parámetros

Al existir un movimiento relativo entre el fluido y el cilindro, se generan una fuerza de sustentación y una fuerza de arrastre.

Fuerza de arrastre: La fuerza de arrastre es una fuerza con la misma dirección que la de la velocidad incidente, debida al movimiento relativo entre el fluido y el cuerpo.

Fuerza de sustentación: La fuerza de sustentación es una fuerza de dirección perpendicular a la dirección del flujo incidente, generada sobre un cuerpo cuando este se desplaza a través del fluido.

Los parámetros adimensionales se emplean para llevar a cabo los análisis de manera correcta y poder comparar los resultados. Los que se emplearán son los siguientes:

Coeficiente de arrastre: Se emplea para cuantificar cuanta resistencia ejerce un cuerpo al avance a través de un fluido.

Se considera que la resistencia dinámica del fluido actúa paralelamente al flujo medio.

El arrastre puede considerarse como la suma del arrastre por fricción y el arrastre por presión. El arrastre por fricción es el componente vectorial de la fuerza del fluido que se aplica de manera normal a cada elemento o superficie, se suma a la superficie del cuerpo y se resuelve en la dirección del movimiento relativo.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A V_\infty^2} \quad (2.3)$$

- F_D es la fuerza de arrastre (N).
- A es el área transversal del cuerpo (m^2).
- ρ es la densidad del fluido (kg/m^3).
- V_∞ es la velocidad de incidencia del fluido (m/s).

Para un cilindro aislado, el coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds es el mostrado en la figura 2.5.

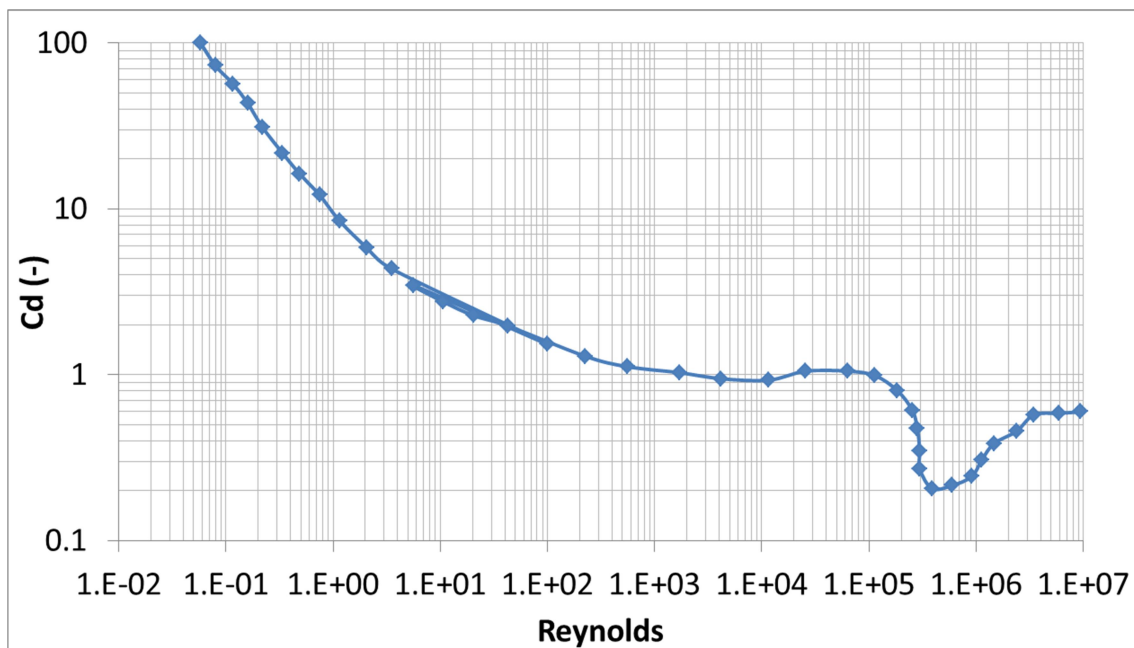


Figura 2.5 Coeficiente de arrastre frente al número de Reynolds para un cilindro aislado con un flujo exterior perpendicular al eje de simetría del cilindro.

Además, para un cilindro aislado se obtienen los valores del coeficiente de arrastre para varios números de Reynolds [Blevins, 2003] que se muestran en la tabla 2.3:

Tabla 2.3. Coeficiente de arrastre para diferentes números de Reynolds para un cilindro aislado [Blevins, 2003]

Re	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10^7
Cd	1.4	1.0	1.1	1.2	0.4	0.8

Con esta tabla conocemos los coeficientes de arrastre para los dos casos a estudiar, que son número de Reynolds 100 y 10^4 .

Coeficiente de sustentación: Indica la fuerza sobre el perímetro del perfil perpendicular al flujo.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho AV_\infty^2} \quad (2.4)$$

- F_L es la fuerza de sustentación sobre el cuerpo (N).

Número de Strouhal: Describe el comportamiento oscilatorio de un flujo. La frecuencia de desprendimiento de los vórtices para un flujo uniforme viene caracterizada por el número de Strouhal.

$$St = \frac{fD}{V_\infty} \quad (2.5)$$

- f es la frecuencia de desprendimiento (Hz).

Número de Reynolds: Se emplea para caracterizar el movimiento de un fluido. Indica si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho V_\infty D}{\mu} \quad (2.6)$$

- μ es la viscosidad dinámica de un fluido (Pa·s).

2.5. Sensibilidad a la malla.

En la figura 2.6 se muestra la malla inicial que se emplea para el primer modelo. Esta figura corresponde al modelo de 4000 celdas. Se observa que la densidad de celdas no es constante, ya que el número de celdas es mayor en las proximidades del cilindro y a lo largo de la malla detrás del cilindro. Esto es debido a que los resultados serán más exactos cuanto mayor sea el número de celdas en estas zonas, ya que las celdas más pequeñas en las proximidades del cilindro permiten un mejor estudio de la capa límite,

y el mayor número de celdas detrás del cilindro permiten un estudio más exacto de la estela formada.

De esta forma, lejos de las proximidades del cilindro y de detrás de este, la densidad de celdas es mucho menor ya que el flujo no se perturba.

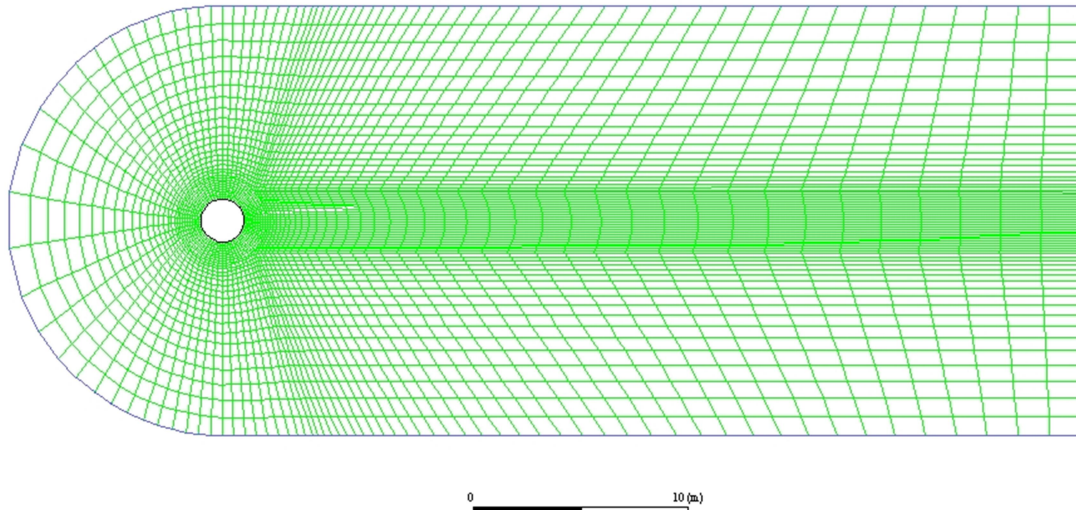


Figura 2.6 Malla del dominio geométrico de 4000 celdas

2.5.1. Refinado de la malla

La variación del número de celdas influye en gran medida en los resultados que se obtienen de las simulaciones, por tanto, se ha procedido a refinar el número de celdas y observar las diferencias en los resultados, teniendo en cuenta que el coste computacional no aumente excesivamente.

Para un número de Reynolds igual a 100, se procede al refinado de la malla, para ello se aumenta el número de celdas alrededor del cilindro, empleando el comando *Adapt-Boundary*.

Con estos refinados lo que se consigue es aumentar la densidad de número de celdas alrededor del cilindro y disminuir el tamaño de las celdas, por lo que se mejoran tanto los cálculos de la capa límite como de la estela.

Tabla 2.4 Diferentes refinados de malla con el modelo de número de Reynolds 100

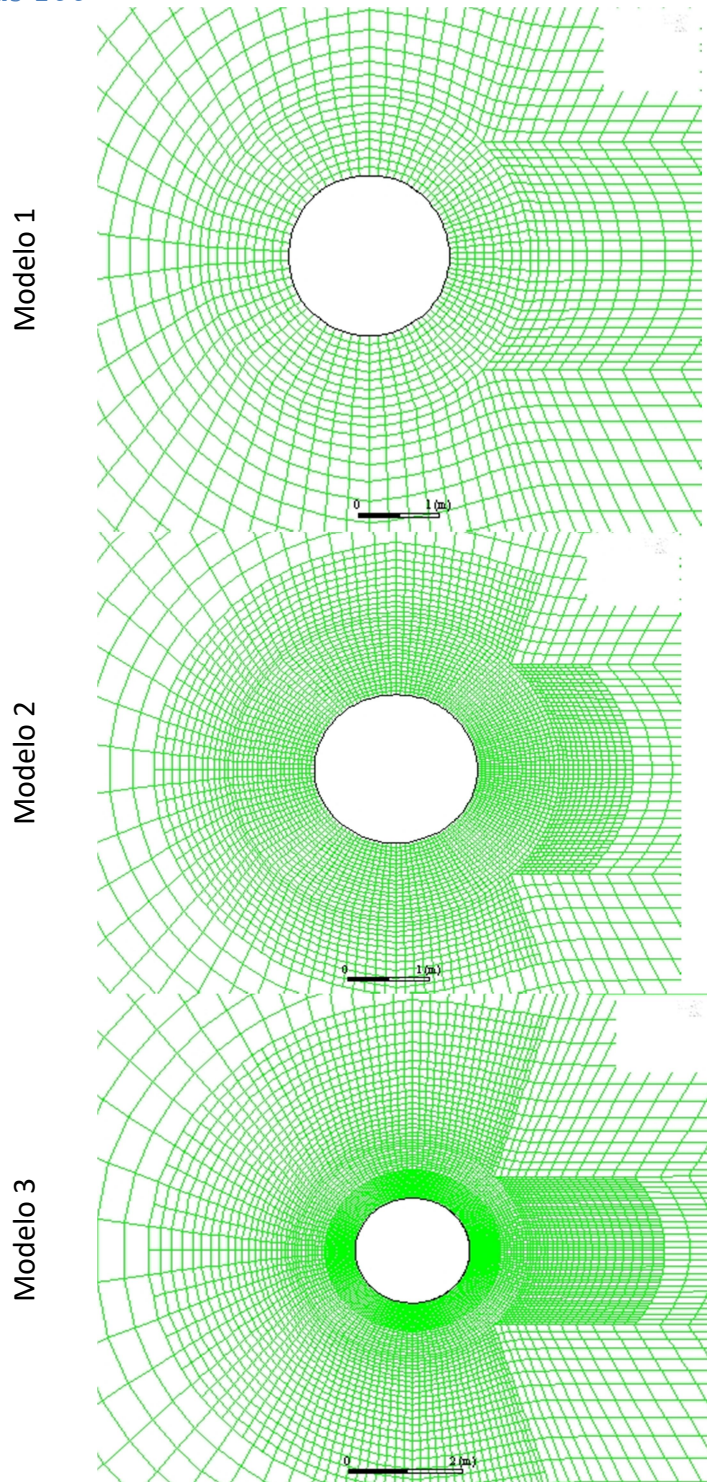




Tabla 2.5 Comparación de los resultados para los diferentes modelos de mallas para un número de Reynolds de 100 y una resolución del paso temporal de 0.25 segundos

Cd experimental [Blevins, 2003]		1.4	
	Nº celdas	Cd	Error Cd
Modelo 1	4000	1.5309	9.35%
Modelo 2	7250	1.507	7.67%
Modelo 3	12600	1.504	7.47%

Con los resultados mostrados en la tabla 2.5, se observa que el error para los tres modelos es aceptable. La mayor diferencia se aprecia del modelo 1 al modelo 2, en el que el error disminuye un 1.68%. Sin embargo, del modelo 2 al modelo 3 el error apenas disminuye aumentando considerablemente el número de celdas, por lo que no es rentable emplear el modelo 3 ya que la diferencia de celdas es grande y el error se mantiene casi constante.

Por tanto, de esto se deduce que el modelo más adecuado de los tres es el modelo 2, que consta de 7250 celdas, ya que el error es pequeño y el coste computacional no es muy elevado.

En la figura 2.7 se observa que el coeficiente de sustentación en los modelos de 4000 celdas y de 7250 celdas es similar, mientras que en el modelo de 12600 celdas se hace estacionario mucho más tarde. Esta es otra razón por la que desechar el modelo de 12600 celdas.

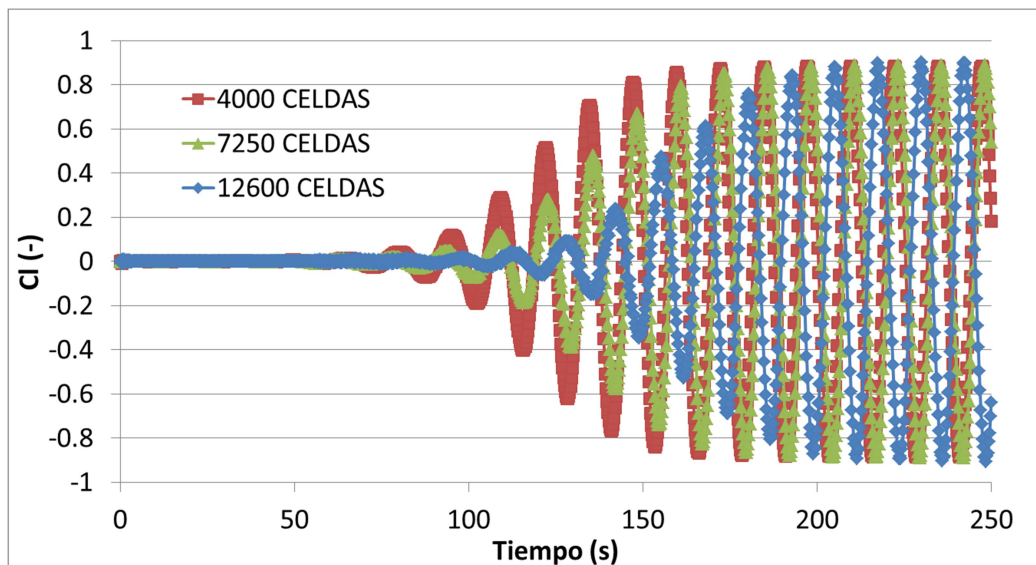


Figura 2.7 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 100 para diferentes modelos de malla

2.6. Modelo computacional.

En este apartado se exponen los parámetros empleados para las diferentes simulaciones que se han realizado. Para todas ellas se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes para un caso transitorio, bidimensional y siendo el flujo incompresible.

2.6.1. Métodos de resolución.

Para los casos en los que el número de Reynolds es igual a 100, el modelo de viscosidad que se emplea es laminar ya que el flujo es laminar. Además, se realiza una comparación con el modelo de 7250 celdas entre los métodos de resolución iterativo, no iterativo PISO y no iterativo Fractional Step para determinar cuál de estos se empleará para las posteriores simulaciones.

Para el método iterativo se emplea el algoritmo SIMPLE. El acrónimo SIMPLE significa método semi-implícito para acoplar ecuaciones de velocidad y de presión. Es un procedimiento de suponer y corregir para el cálculo de la presión en la disposición de la malla.

El método se ilustra considerando las ecuaciones de flujo laminar bidimensional en coordenadas cartesianas.

El algoritmo PISO es un procedimiento de cálculo transitorio no iterativo. Se basa en la precisión temporal obtenida por la práctica de discretización. En el algoritmo transitorio, todos los términos dependientes del tiempo se retienen en las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad.

Para los diferentes métodos de resolución, los resultados que se obtienen son los mostrados en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Comparación de los resultados para diferentes métodos de resolución para un número de Reynolds igual a 100 para la malla de 7250 celdas y una resolución del paso temporal de 0.25 segundos

Cd experimental [Blevins, 2003]			1.4	
St experimental [Blevins, 2003]			0.165	
Método	Cd promedio	Error Cd	St	Error St
SIMPLE	1.519	8.53%	0.178	7.74%
FRACCIONADO	1.504	7.46%	0.16	-3.03%
PISO	1.507	7.67%	0.16	-3.03%

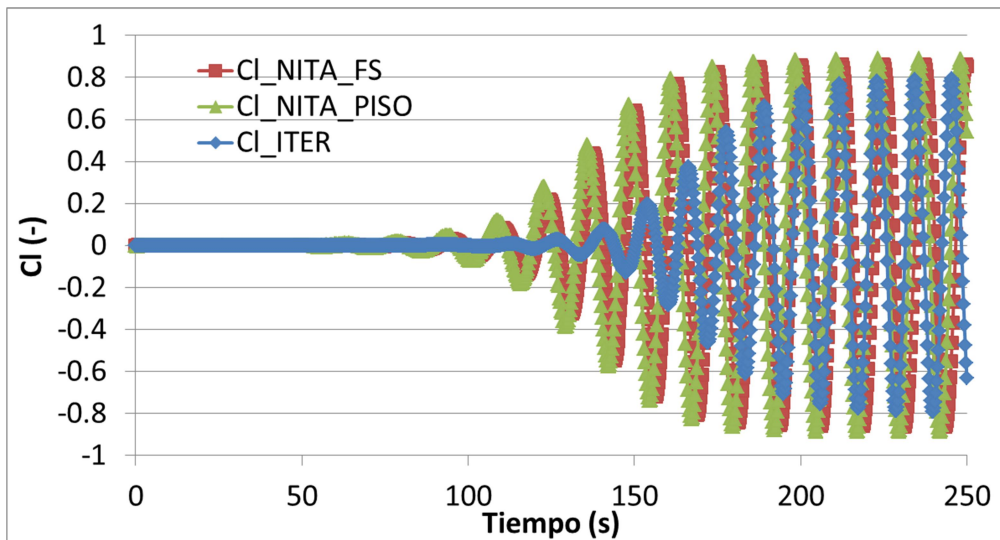


Figura 2.8 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 100 para los diferentes métodos de resolución

Con los resultados obtenidos, se aprecia que el empleo del método de resolución iterativo con el algoritmo SIMPLE supone un mayor error en los resultados de coeficiente de arrastre como de sustentación y, por tanto, del número de Strouhal. Además, se observa que el coeficiente de sustentación se hace periódico más tarde que en los métodos no iterativo fraccionado como PISO, que son muy parecidos. Por tanto, se descarta el método iterativo SIMPLE, y para los próximos cálculos se empleará el método de resolución no iterativo PISO.

2.6.2. Modelos de turbulencia

Un modelo de turbulencia es un procedimiento computacional para cerrar el sistema de ecuaciones de flujo medio, y para que se pueda calcular una variedad más o menos amplia de problemas. Los modelos clásicos utilizan las ecuaciones promediadas de Reynolds y forman la base de los cálculos de turbulencia en CFD [Versteeg, 1995].

Los modelos de turbulencia empleados son:

- Sparlat Allmaras: Es un modelo de una ecuación que resuelve una ecuación de transporte modelada para la viscosidad turbulenta. Fue diseñado para aplicaciones que involucran flujos limitados a la pared y se ha demostrado que ofrece buenos resultados para las capas límite sometidas a gradientes adversos de presión. Es un modelo de para bajos números de Reynolds, que requiere que la región afectada por la viscosidad de la capa límite se resuelva correctamente ($y^+ \sim 1$). En ANSYS Fluent se ha ampliado con un tratamiento que permite la aplicación del modelo independiente de la resolución de pared cercana. La ecuación por la que se rige es:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{v} u_i) \\ = & G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{v}} \quad (2.7) \end{aligned}$$

- K-ε: Es un modelo basado en ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y su tasa de disipación. El supuesto es que el flujo es completamente turbulento, y los efectos de la viscosidad molecular son insignificantes. Por lo tanto, este modelo es válido solo para flujos totalmente turbulentos.

Las ecuaciones de transporte son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.9) \end{aligned}$$

- K-ω: Está basado en el modelo Wilcox K-ω, que incorpora modificaciones para bajos números de Reynolds. Se basa en ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación específica. Las ecuaciones de transporte son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.11)$$

- Transition K-k-l- ω: Este modelo es empleado para predecir el desarrollo de la capa límite y calcular el inicio de la transición. Se puede usar de manera efectiva para calcular la transición de la capa límite de un régimen laminar a turbulento. Se rige por tres ecuaciones de transporte, que incluyen para energía cinética turbulenta, energía laminar turbulenta y la escala de tiempo turbulento inverso.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k_T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_T u_i) \\ = & P_{k_T} + R + R_{NAT} - \omega k_T - D_T + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\alpha_T}{\alpha_k} \right) \frac{\partial k_T}{\partial x_j} \right] \quad (2.12) \end{aligned}$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k_L) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_L u_i) = P_{k_L} - R - R_{NAT} - D_L + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v \frac{\partial k_L}{\partial x_j} \right] \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) \\ &= C_{\omega 1} \frac{\omega}{k_T} P_{k_T} + \left(\frac{C_{\omega R}}{f_W} - 1 \right) \frac{\omega}{k_T} (R + R_{NAT}) - C_{\omega 2} \omega^2 \\ &+ C_{\omega 3} f_{\omega} \alpha_T f_W^2 \frac{\sqrt{k_T}}{d^3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{\alpha_T}{\alpha_{\omega}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2.14) \end{aligned}$$

- Transition SST: Se basa en el acoplamiento de las ecuaciones de transporte del modelo K- ω con otras dos ecuaciones de transporte, una para la intermitencia y otra para los criterios de inicio de la transición. La ecuación de transporte para la intermitencia es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \gamma) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \gamma) = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\gamma}} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad (2.15)$$

La ecuación de transporte para la transición:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \widetilde{Re}_{\theta t}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \widetilde{Re}_{\theta t}) = P_{\theta t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_{\theta t} (\mu + \mu_t) \frac{\partial \widetilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_j} \right] \quad (2.16)$$

Para el cilindro con un número de Reynolds igual a 10^4 , se realiza una comparativa de los modelos de turbulencia para determinar cuál es más adecuado. Para todos los casos se emplea la malla de 7250 celdas, y como método de resolución el no iterativo PISO.

El número de Strouhal experimental se calcula a partir de la fórmula

$$St = 0.198 \cdot \left(1 - \frac{19.7}{Re} \right) \quad (2.17).$$

Esta correlación es válida siempre y cuando se cumpla $250 < Re < 2 \cdot 10^5$ [Bengt, 2011].

Tabla 2.7 Comparación de los resultados para los diferentes modelos de turbulencia para un número de Reynolds de 10^4 y una resolución del paso temporal de 0.15 segundos

		Cd experimental [Blevins, 2003]			1.1			
		St experimental [Bengt, 2011]			0.1976			
		St	Error	Cl instantáneo	Cd	Error Cd	Cl máx	Cl mín
K-ε	Standard 2º ORDEN	0.212	7.10%	0.425	0.867	21.17%	2.075	-0.881
	RNG	0.220	11.22%	0.433	0.866	21.31%	0.433	-0.435
	Realizable	0.225	13.72%	0.428	0.873	20.67%	0.428	-0.429
K-ω	SST	0.267	34.95%	0.825	0.814	26.02%	0.825	-0.828
	BSL	0.263	33.17%	0.294	0.650	40.88%	0.304	-0.307
	Standard	0.267	34.95%	0.739	0.775	29.50%	0.739	-0.745
Sparlat Allmaras		0.258	30.59%	1.252	1.066	3.12%	1.252	-1.265
Transition-k-kl-ω		NO CONVERGE						
Transition SST		0.252	27.31%	1.002	0.880	20.03%	1.002	-1.008

En la tabla 2.7 se muestran los datos obtenidos para los diferentes modelos de turbulencia. El modelo Transition k-kl-ω no converge, por lo tanto no es válido. Con el modelo Sparlat Allmaras se comete muy poco error en el cálculo del coeficiente de arrastre, pero el error en el cálculo del número de Strouhal es grande.

El modelo K-ε Standard 2º ORDEN es con el que menos error se comete al calcular el número de Strouhal, mientras que en el cálculo del coeficiente de arrastre el error no es demasiado grande.

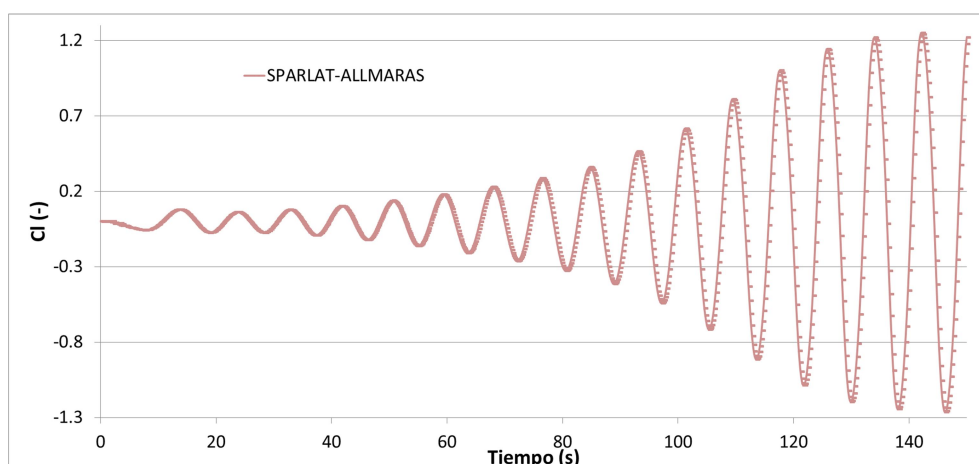


Figura 2.9 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 10^4 para el modelo de turbulencia Sparlat Allmaras

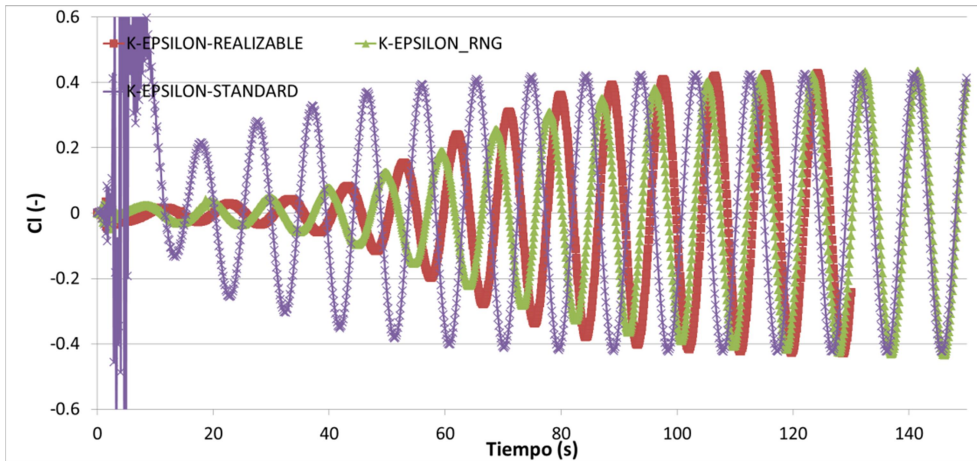


Figura 2.10 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 10^4 para los modelos de turbulencia $K-\epsilon$

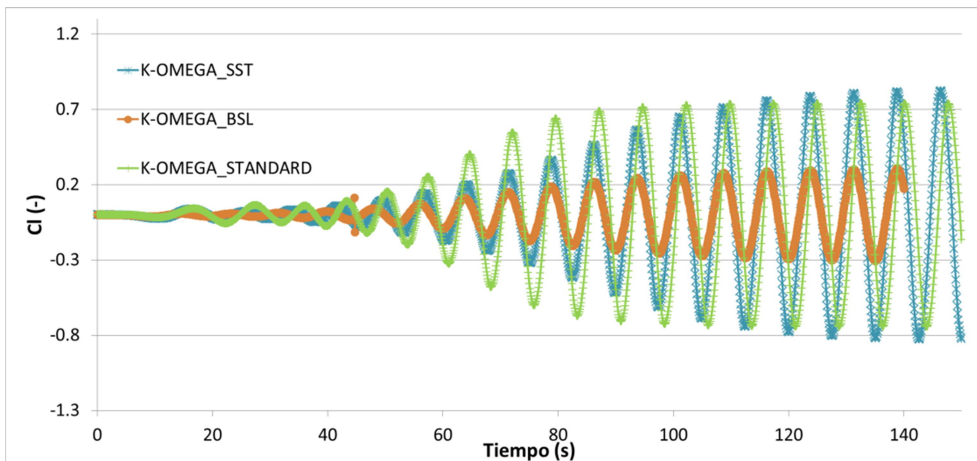


Figura 2.11 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 10^4 para los modelos de turbulencia $K-\omega$

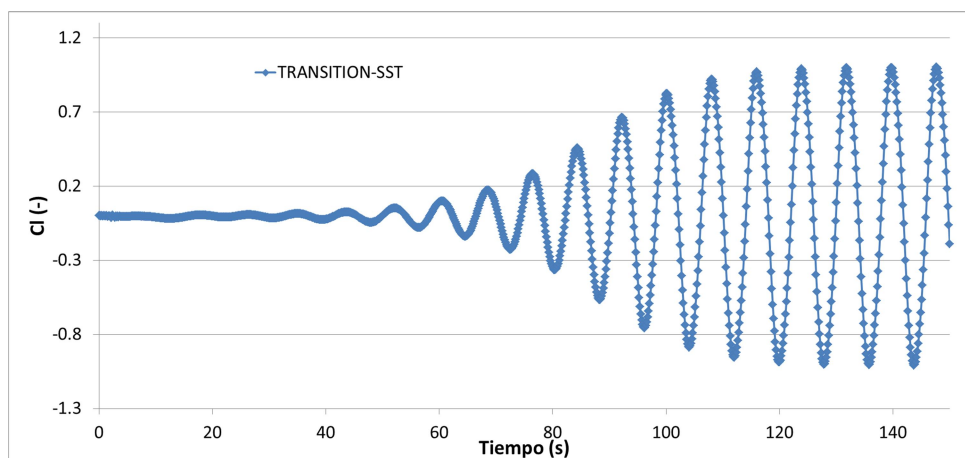


Figura 2.12 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 10^4 para los modelos de turbulencia Transition SST

En las figuras anteriores se representan los coeficientes de sustentación en función del tiempo para todos los modelos de turbulencia. Se presentan en diferentes ilustraciones en función de las ecuaciones de transporte por las que se rige cada modelo.

Se aprecia que el modelo que se hace periódico antes es el modelo K- ϵ Standard. Los modelos Spalart Allmaras y Transition SST son los que más tiempo tardan en hacerse periódicos y además, son los que más amplitud tienen.

Ya que el modelo K- ϵ Standard es el que antes se hace periódico y se cometen menos errores, para los cálculos posteriores se empleará este modelo de turbulencia.

Una vez que se ha determinado que el modelo K- ϵ Standard es el más adecuado, se realiza una comparativa entre las diferentes discretizaciones espaciales de cantidad de movimiento, energía cinética turbulenta, energía cinética laminar y tasa de disipación. Se realiza una comparativa entre las discretizaciones de Second Order Upwind, Power Law, QUICK y Third Order MUSCL.

Tabla 2.8 Comparación de los resultados para las diferentes discretizaciones para el modelo de turbulencia de K- ϵ Standard para un número de Reynolds de 10^4 y una resolución del paso temporal de 0.15 segundos

Cd experimental [Blevins, 2003]				1.1			
St experimental [Bengt, 2011]				0.1976			
	St	Error	Cd	Error Cd	Cl máx	Cl mín	Cl rms
2ºORDEN	0.212	7.10%	0.867	21.17%	2.075	-0.881	0.091
3ºORDEN	0.215	8.83%	0.836	24.00%	4.141	-3.515	0.046
POWER	0.202	2.23%	0.837	23.95%	0.374	-0.376	0.014
QUICK	0.212	7.10%	0.850	22.71%	3.367	-3.458	0.093

De los resultados obtenidos para las diferentes discretizaciones se deduce que la más adecuada es el 2º ORDEN ya que los errores para el cálculo del número de Strouhal y para el coeficiente de arrastre son bajos.

En la figura 2.13 se observa que la discretización Power Law tarda 200 segundos en hacerse periódico, mientras que las demás son prácticamente iguales.

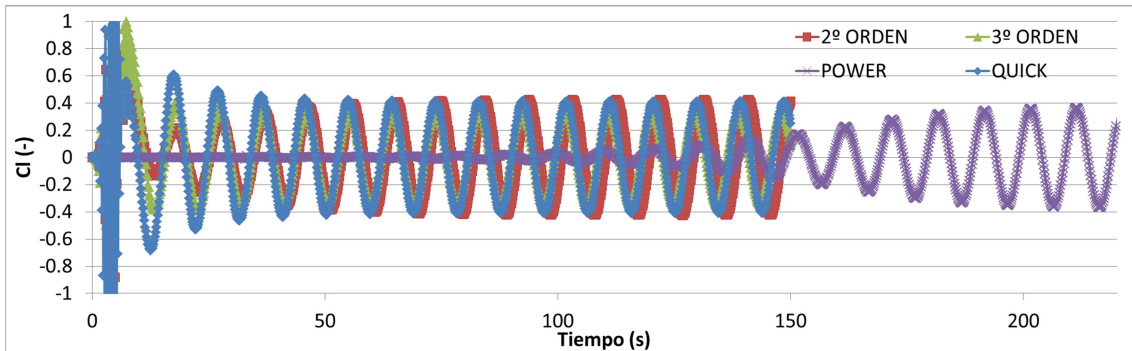


Figura 2.13 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un número de Reynolds igual a 10^4 para diferentes discretizaciones para el modelo de turbulencia de $K-\epsilon$ Standard

2.6.2.1. Tratamiento en la pared.

Para el modelo de turbulencia $K-\epsilon$ hay variedad de tratamientos cerca de la pared, los empleados son:

- Standard Wall Functions: La ley de la pared es $U^* = \frac{1}{K} \ln(Ey^*)$ (2.18), donde U^* es la velocidad adimensional, e y^* es la distancia adimensional de la pared. El rango de los valores de y^* para los cuales son adecuadas las funciones de pared dependen del número de Reynolds. El límite inferior es $y^* \sim 15$. Por debajo de este límite la precisión de las soluciones no se puede mantener.

- Enhanced Wall Treatment: Combina un modelo de dos capas con las funciones de pared mejoradas. Si la malla cercana a la pared es lo suficientemente fina como para poder resolver la subcapa, entonces el tratamiento mejorado de la pared será idéntico al modelo zonal de dos capas. Sin embargo, la restricción de que la malla cercana a la pared debe ser lo suficientemente fina en todas partes puede suponer un coste computacional demasiado grande. En este modelo todo el dominio se subdivide en una región afectada por la viscosidad y una región completamente turbulenta. La demarcación de las dos regiones está determinada por un número de Reynolds turbulento, definido como $Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu}$. En la región completamente turbulenta ($Re_y > Re_y^*$; $Re_y^* = 200$) se emplean los modelos $K-\epsilon$.

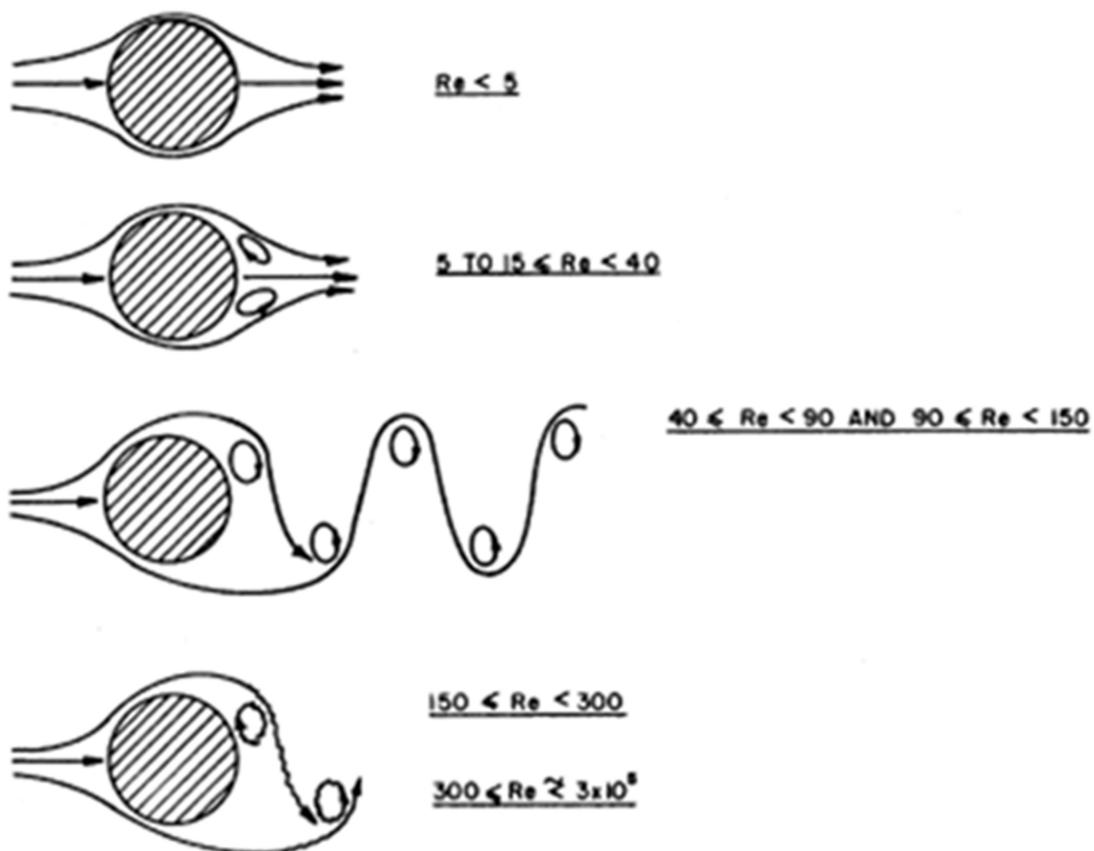
En la región de la pared cercana afectada por la viscosidad ($Re_y < Re_y^*$) se emplea el modelo de una ecuación de Wolfstein.

Capítulo 3. Patrón de flujo

En este apartado se realiza un estudio del patrón de flujo para un cilindro aislado tanto para un número de Reynolds igual a 100 como para 10^4 [Guilmineau, 2002], [Lu, 1996]. Para ambos casos se emplean las propiedades del fluido indicadas en el capítulo 2.

3.1. Influencia del número de Reynolds en el patrón de flujo:

La figura 3.1 muestra los patrones de desprendimiento de vórtices para diferentes números de Reynolds en los que un flujo incide sobre un cilindro aislado. En esta figura se observa la calle de torbellinos de von Karman para un Reynolds igual a 100, la cual genera fuerzas periódicas. Las calles de vórtices de von Karman se dan solo con ciertos valores del número de Reynolds, normalmente mayores a 90. Las fuerzas periódicas generadas pueden ser indeseables, por lo que habrá que estudiarlas. Para cuantificar el comportamiento oscilatorio del flujo se emplea el número de Strouhal, donde para altos valores de este (del orden de 1) el flujo está dominado por la viscosidad, mientras que para bajos valores (del orden de 10^{-4} y menores) la parte de alta velocidad domina la oscilación. Los valores intermedios se caracterizan por la aparición de vórtices [Sidebottom, 2015].



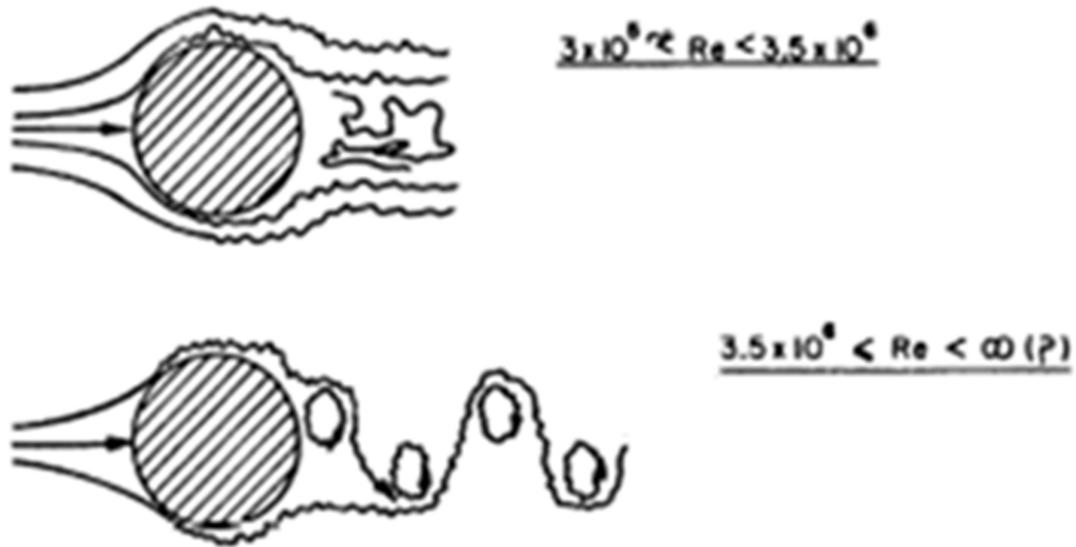


Figura 3.1 Patrón del desprendimiento de vórtices para diferentes números de Reynolds para un cilindro aislado [GUSTAFSSON, 2012]

3.2. Patrón de flujo del modelo para un número de Reynolds igual a 100.

En este apartado se realizan las simulaciones y cálculos para un cilindro aislado con un número de Reynolds igual a 100. Para ello se ha empleado el modelo de malla de 7250 celdas y el método de resolución NITA PISO, ya que en el capítulo 2 se determinó que era lo adecuado.

Si se representa el coeficiente de arrastre frente al tiempo (figura 3.2) a partir de 200 segundos, se observa el carácter oscilatorio de este, estando su valor promedio un poco por encima de 1.5.

En la figura 3.3 se ve cómo el coeficiente de sustentación no es periódico en un principio, hasta que sobre los 200 segundos lo es. Cuando se aprecia que el coeficiente de sustentación es periódico, se sabe que se ha formado la calle de torbellinos de von Karman. Se observa que el coeficiente de sustentación está centrado en cero y toma valores positivos y negativos, esto quiere decir que la fuerza de sustentación será en determinados instantes positiva y en otros instantes negativa. Esto no ocurre con el coeficiente de arrastre, que, aunque tenga carácter periódico, siempre será positivo.

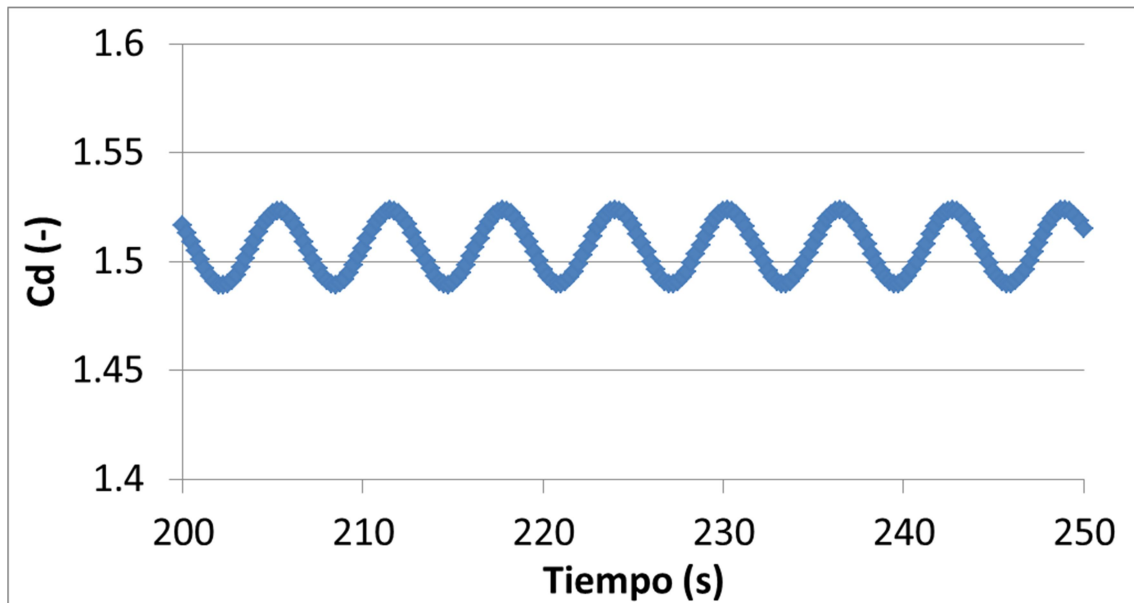


Figura 3.2 Coeficiente de arrastre frente al tiempo en un intervalo de 50 segundos para un cilindro aislado para un número de Reynolds igual a 100 para una resolución de paso temporal de 0.25 segundos

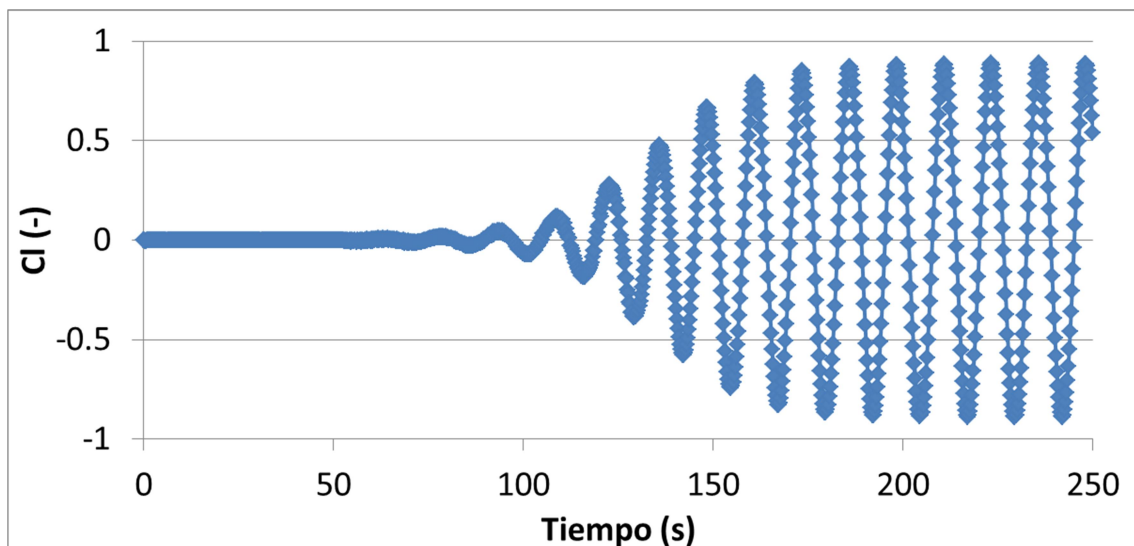


Figura 3.3 Coeficiente de sustentación frente al tiempo en un intervalo de 50 segundos para un cilindro aislado para un número de Reynolds igual a 100 para una resolución de paso temporal de 0.25 segundos

En la tabla 3.1 se muestran los valores representativos de los coeficientes de arrastre y sustentación para un Reynolds igual a 100.

Tabla 3.1 Valores representativos de los coeficientes de arrastre y sustentación para un cilindro aislado para un número de Reynolds igual a 100 para una resolución de paso temporal de 0.25 segundos

Cd promedio	Cd máximo	Cd mínimo	Cl máximo	Cl mínimo
1.506	1.524	1.489	0.888	-0.8879

La figura 3.4 muestra la magnitud de la vorticidad entre unos valores de 0 a 5 s^{-1} . El torbellino superior gira en sentido horario, mientras que el torbellino inferior gira en sentido anti horario.

La vorticidad en un fluido implica la rotación de las partículas fluidas, y se origina en los contornos sólidos debido a que los fluidos no deslizan sobre ellos.

A mayor vorticidad, mayor velocidad angular y, por tanto, menor presión. Por tanto, en los contornos de vorticidad y de presión se aprecia que los puntos de mayor vorticidad corresponden a los de menor presión y viceversa.

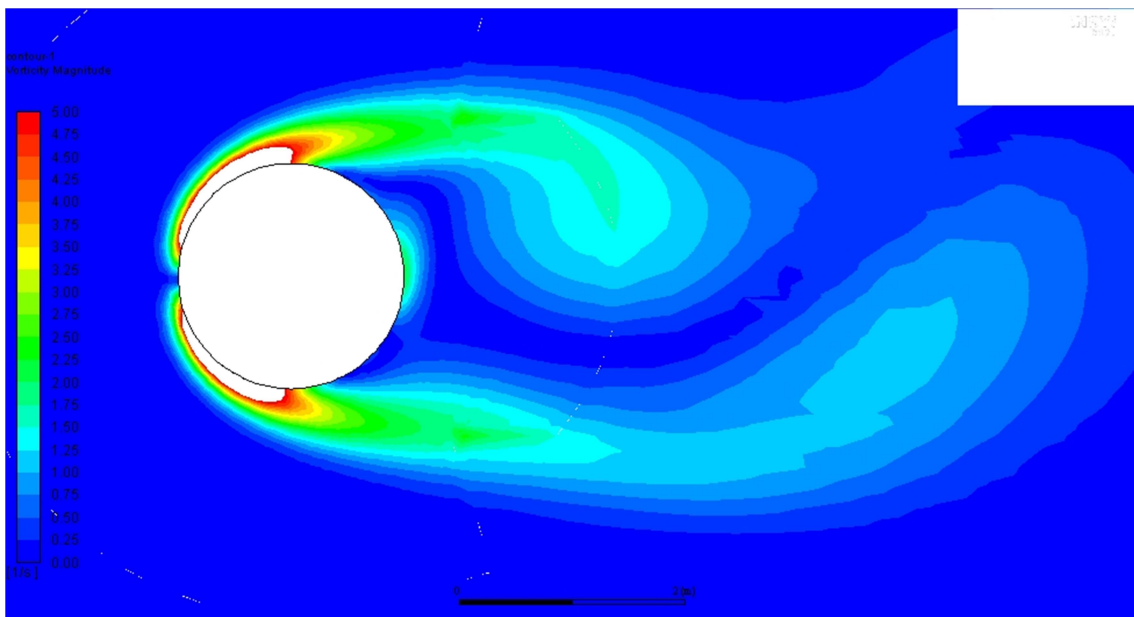


Figura 3.4 Contornos de vorticidad para cilindro aislado con Reynolds 100

Además, representando los contornos de presión (figura 3.5) se aprecia el punto de remanso, que es la zona de máxima presión aguas arriba del cilindro, y las zonas de menos presión, que corresponden con las de mayor velocidad. Además se puede apreciar la calle de torbellinos de von Karman, sabiendo que donde menos presión hay a lo largo del eje x es donde se encuentran los torbellinos formados [Lu, 2011].

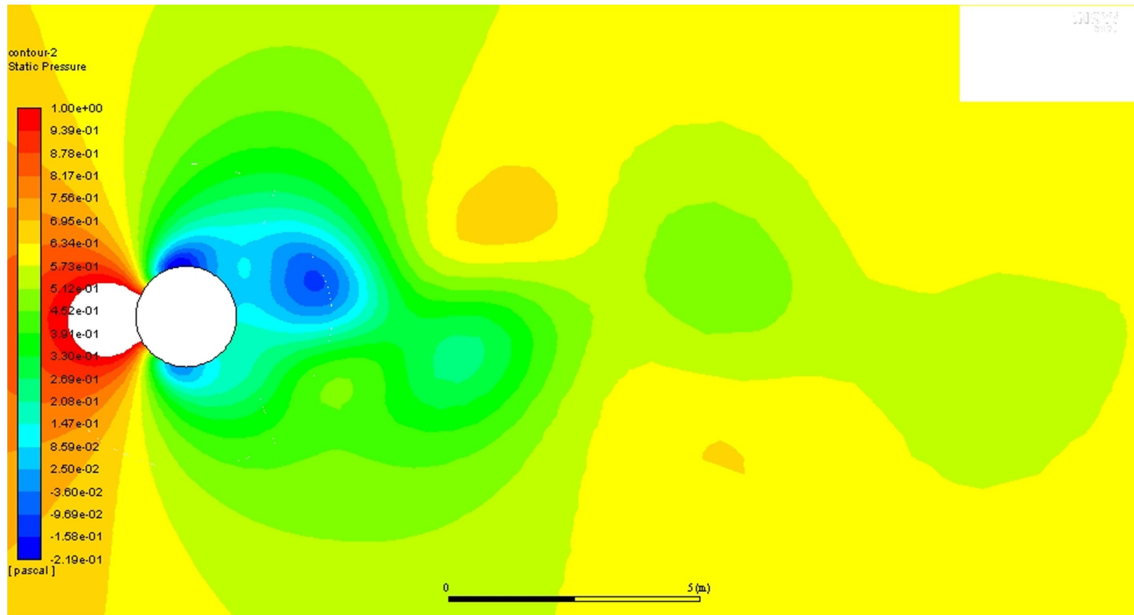


Figura 3.5 Contornos de presión para cilindro aislado con Reynolds 100

En las figuras 3.7 y 3.8 se representan las líneas de corriente para los instantes de tiempo de coeficiente de sustentación máximo y mínimo, respectivamente. En estos instantes se desprenden los torbellinos, que forman la calle de torbellinos de von Karman. Estos instantes son los de máxima fuerza de sustentación, para el de coeficiente de sustentación máximo la fuerza generada será hacia arriba, y para el mínimo la fuerza será hacia abajo [Choi, 2002].

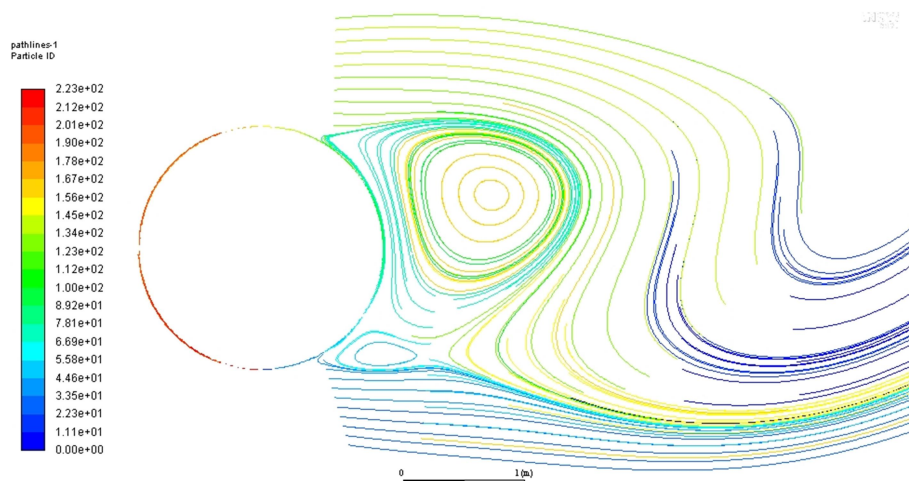


Figura 3.7 Líneas de corriente para cilindro aislado con Reynolds 100 en el instante de coeficiente de sustentación máximo (C_l máximo = 0.888)

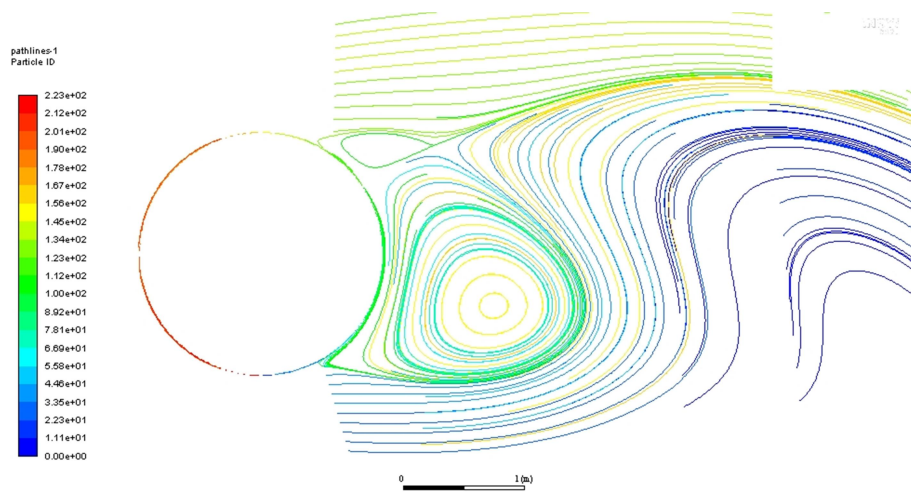


Figura 3.8. Líneas de corriente para cilindro aislado con Reynolds 100 en el instante de coeficiente de sustentación mínimo (C_l mínimo = -0.8879)

3.3. Patrón de flujo del modelo para un número de Reynolds igual a 10^4 .

En la figura 3.9 se muestra la evolución temporal del coeficiente de arrastre de un cilindro aislado sometido a un flujo de Reynolds 10^4 [Catalano, 2003]. El comportamiento periódico se debe al desprendimiento alternativo de torbellinos en la estela. Estos torbellinos son los responsables de que el flujo no sea simétrico respecto del eje, por lo que un problema con condiciones estacionarias presenta un patrón de flujo periódico [Norberg, 2003].

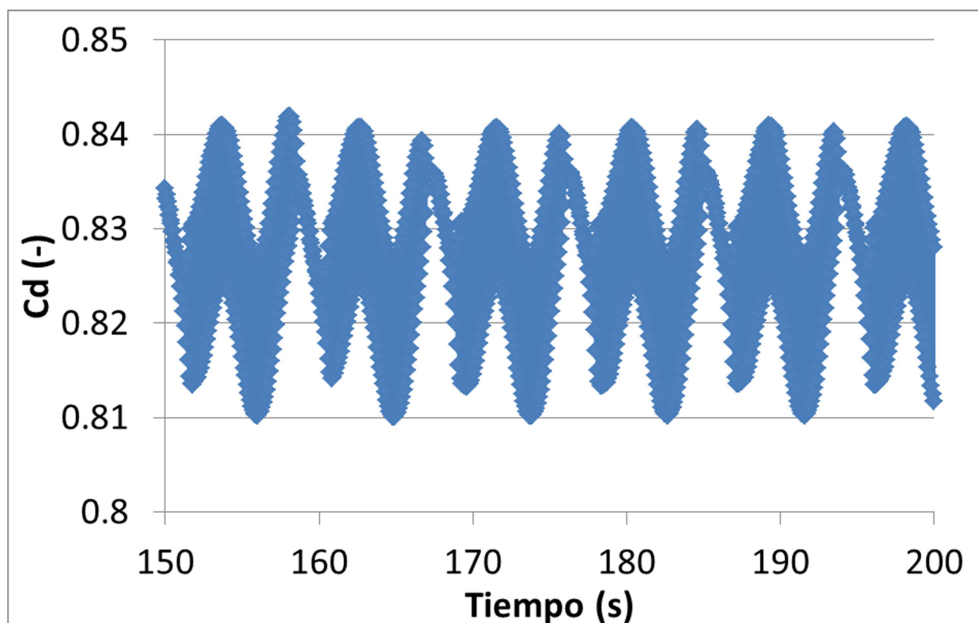


Figura 3.9 Coeficiente de arrastre frente al tiempo para un cilindro aislado con Reynolds 10^4

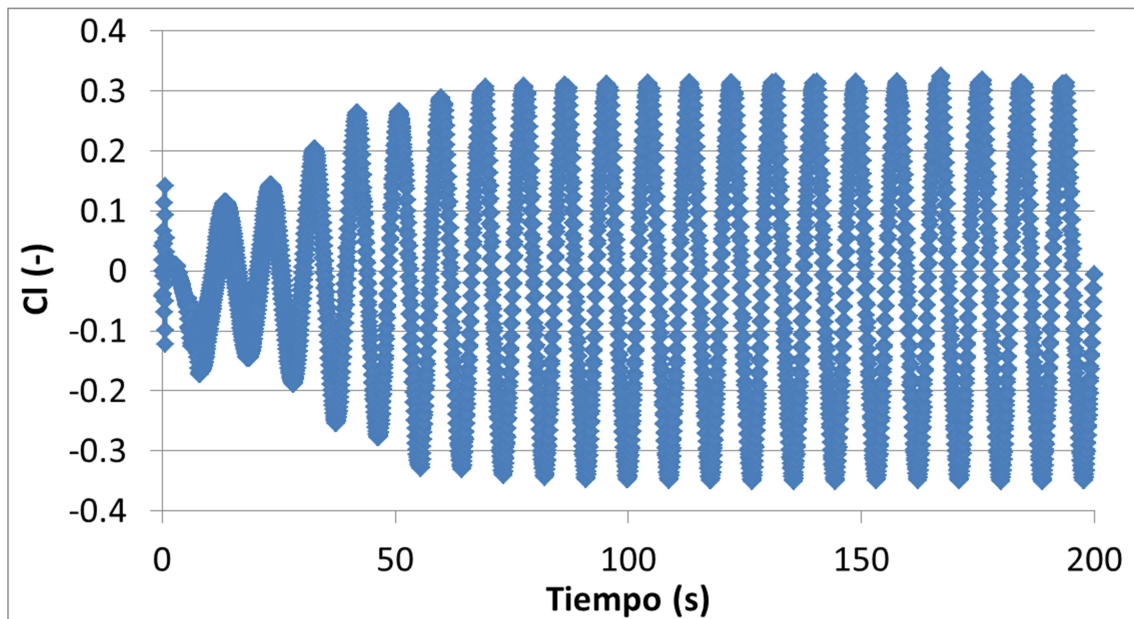


Figura 3.10 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un cilindro aislado con Reynolds 10^4

Los resultados de los coeficientes de arrastre y sustentación para este caso se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Valores representativos de los coeficientes de arrastre y sustentación para un cilindro aislado para un número de Reynolds igual a 10^4 para una resolución de paso temporal de 0.05 segundos

Cd promedio	Cd máximo	Cd mínimo	Cl máximo	Cl mínimo
0.827	0.842	0.81	0.326	-0.351

En la figura 3.11 se ve la evolución temporal de ambos coeficientes en un periodo del coeficiente de sustentación una vez se han hecho periódicos. Esta representación sirve para observar que el periodo del coeficiente de arrastre es aproximadamente la mitad que el periodo del coeficiente de sustentación.

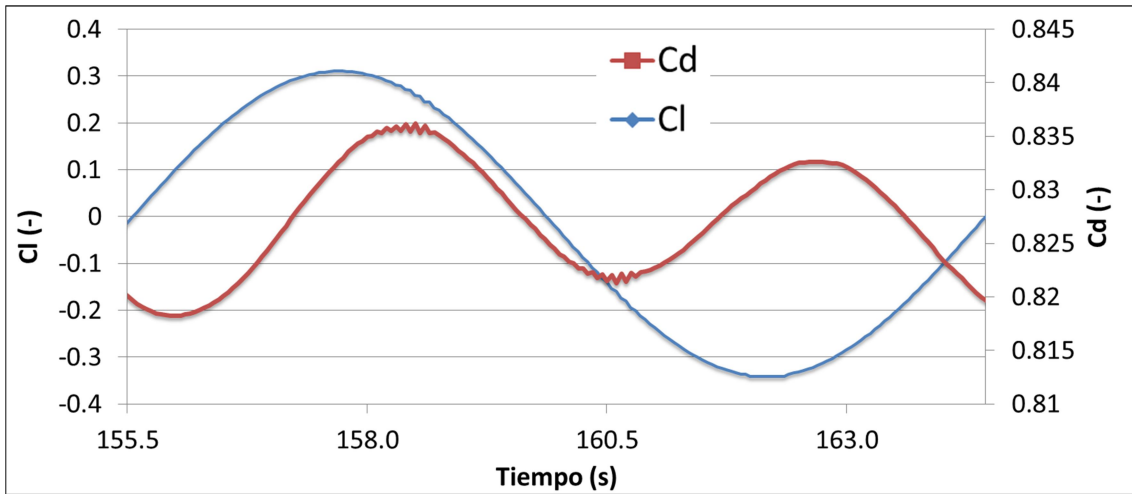


Figura 3.11 Coeficientes de sustentación y de arrastre frente al tiempo para un cilindro aislado con Reynolds 10^4 en un periodo para el coeficiente de sustentación

Por otra parte, en la figura 3.12 se observan los contornos del módulo de vorticidad. La vorticidad es el doble de la velocidad angular del fluido girando como un sólido rígido [Sahin, 2018]. Se ha representado el rango de la magnitud de la vorticidad entre 0 y 5 rad/s. El torbellino en la parte inferior de la figura gira en sentido contrario a las agujas del reloj, con lo cual su vorticidad sería positiva, mientras que el torbellino de la parte superior gira en sentido de las agujas del reloj, con lo cual su vorticidad sería negativa. La vorticidad en verde es representativa de una rotación en torno a 1.3 rad/s.

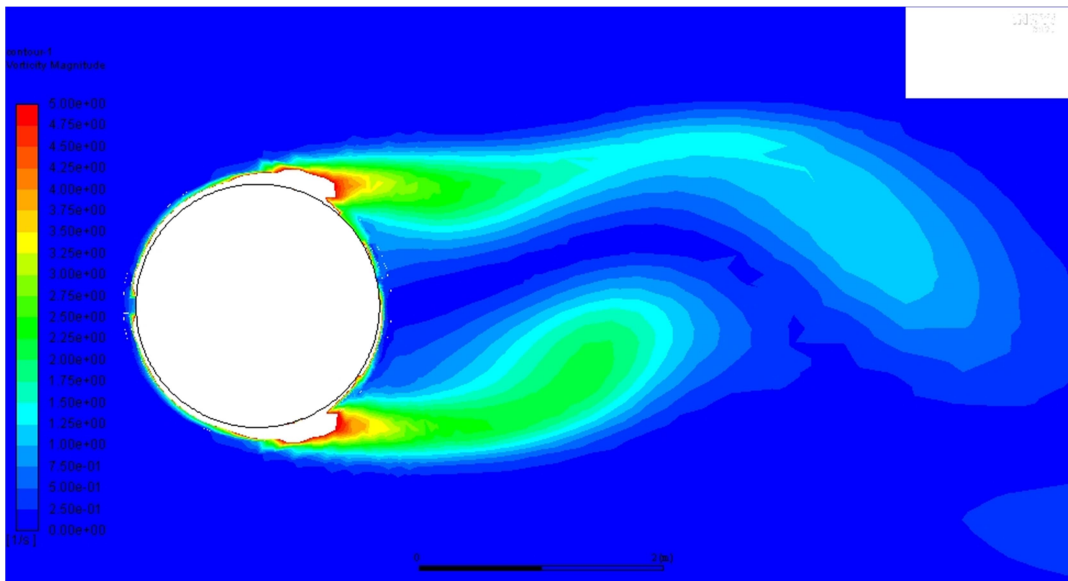


Figura 3.12 Contornos de vorticidad para cilindro aislado con Reynolds 10^4

En la figura 3.13 se muestran las líneas de corriente para el instante de coeficiente de sustentación máximo. En este instante, el torbellino se forma en la parte superior, por lo que en esa zona habrá menos presión, lo que conlleva que la fuerza de sustentación sea positiva [Rana, 2017], [Jacono, 2010].

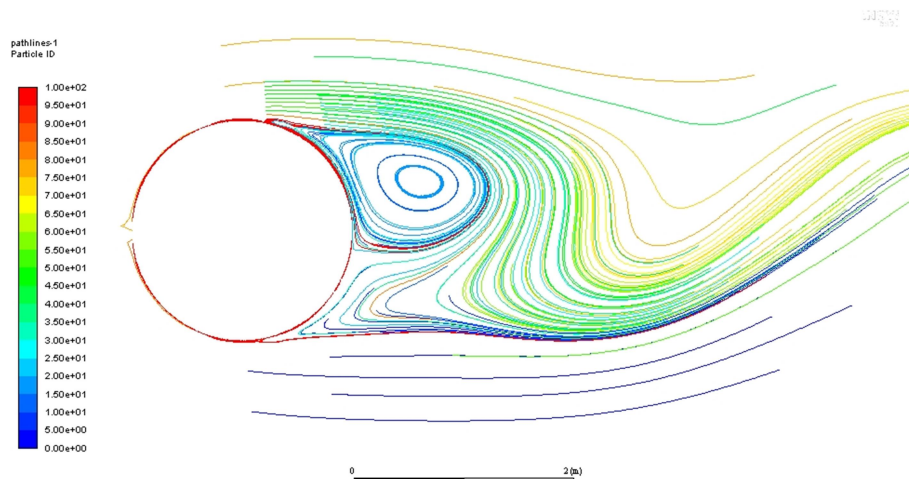


Figura 3.13 Líneas de corriente para cilindro aislado con Reynolds 10^4 en el instante de coeficiente de sustentación máximo (C_l máximo=0.326)

En la figura 3.14 se muestra el caso opuesto al de la figura 3.14. En este caso, el torbellino está desarrollado en la parte inferior, por lo que la fuerza de sustentación es negativa. La diferencia de tiempos entre el desprendimiento del torbellino superior y el inferior es de 4.4 segundos, que es la mitad del periodo del coeficiente de sustentación, por lo tanto el periodo es de 8.8 segundos.

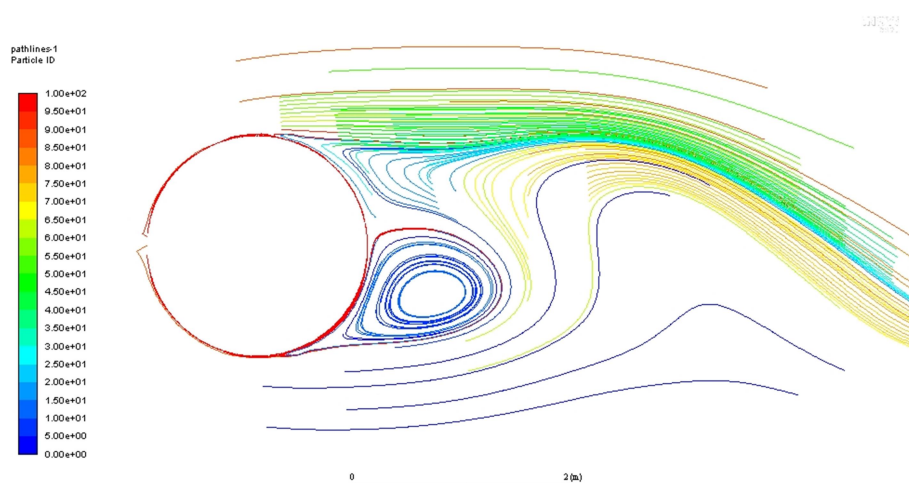


Figura 3.14 Líneas de corriente para cilindro aislado con Reynolds 10^4 en el instante de coeficiente de sustentación mínimo (C_l mínimo = -0.351)



Capítulo 4. Análisis paramétrico

Una vez obtenidos los resultados de coeficiente de arrastre, sustentación, vorticidad y contornos de presión para un cilindro aislado para dos casos, uno de número de Reynolds 100 y otro de número de Reynolds 10^4 , se busca cómo controlar la estela generada, o lo que es lo mismo, reducir la vorticidad para así disminuir el coeficiente de arrastre.

Para ello, el método de control de la estela que se implementa es añadir unos cilindros rotantes de pequeño diámetro estratégicamente localizados en la cercanía de la estela [Assi, 2018].

Se realizarán simulaciones numéricas en dos dimensiones para comprobar si mediante este método se consigue un control de la estela.

Las simulaciones se han realizado para dos y cuatro cilindros de control, para diferentes regímenes de giro de estos, y se comparan los resultados obtenidos para cada caso. Estos estudios se realizan con un número de Reynolds de 10^4 . La posición de los cilindros de control es:

Tabla 4.1 Posición de los cilindros de control

D (m)	2	
d/D	0.05	
G/D	0.1	
d (m)	0.1	
G (m)	0.2	
X cilindros de control 1 (m)	1.154	$\theta = \pm 22.5^\circ$
Y cilindro de control 1 inferior (m)	-0.478	
Y cilindro de control 1 superior (m)	0.478	
X cilindros de control 2 (m)	0.478	$\theta = \pm 67.5^\circ$
Y cilindro de control 2 inferior (m)	-1.154	
Y cilindro de control 2 superior (m)	1.154	

Las siguientes tablas en las que se recoge la magnitud de la vorticidad para los modelos de dos y cuatro cilindros para cada régimen de giro de los cilindros de control corresponden con el mismo instante de tiempo (65 segundos).

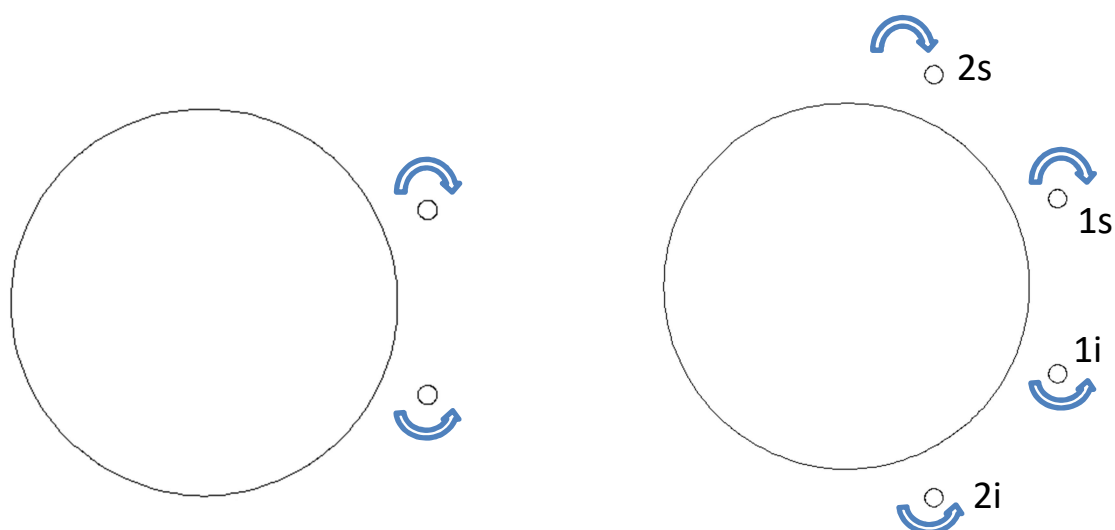


Figura 4.1 Disposición de los cilindros de control para los casos de dos y cuatro cilindros rotantes de control

4.1. Sensibilidad a la malla con dos cilindros de control:

Los resultados de las simulaciones dependen del modelo de malla que se emplee. Debido a esto se realiza un estudio de los resultados y su variación con varios modelos de malla entre los que el número de celdas varía notablemente.

Para el modelo de dos cilindros de control se realiza este estudio con tres modelos de malla, como se muestra en las tablas 4.1 y 4.2.

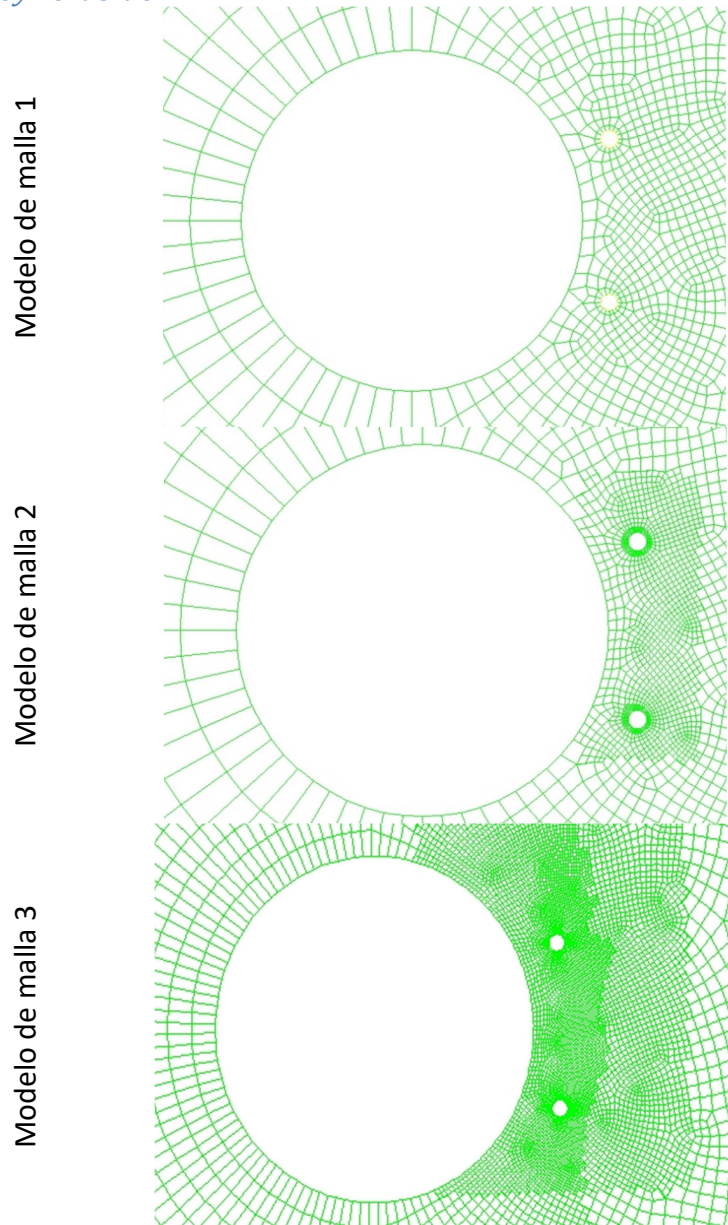
Tabla 4.1 Modelos de mallas y número de celdas de cada malla para un cilindro con dos cilindros de control

Modelo de malla 1	8750 celdas
Modelo de malla 2	10000 celdas
Modelo de malla 3	16400 celdas

En la tabla 4.2 se ilustran los tres modelos de malla. Para el segundo modelo se ha realizado un refinado detrás del cilindro principal y en las cercanías de los cilindros de control, mientras que en el modelo tres se realiza además un refinado en torno al cilindro principal y en la estela.

Con estos modelos de malla se realizan las simulaciones para cada caso de velocidad de giro de los cilindros de control y se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 4.2 Diferentes mallados para el estudio del modelo de un cilindro con dos cilindros de control para un Reynolds de 10^4



En cuanto a las velocidades, en la tabla 4.3 están los valores para diferentes regímenes de giro de los cilindros de control para cada caso. En el régimen de giro los valores se escriben con el signo de más menos ya que depende de si los cilindros de control están en la parte superior o en la inferior la velocidad de giro será negativa o positiva respectivamente.



Tabla 4.3 Velocidades de giro de los cilindros de control para los diferentes modelos

ω (rad/s)	0	± 20	± 40	± 60	± 80	± 100
V_c/V_∞	0	1	2	3	4	5

En la figura 4.2 se representa el coeficiente de arrastre para cada régimen de giro de los tres modelos de malla y del cilindro aislado. A medida que se aumenta el número de celdas los resultados se acercan más a los del cilindro aislado, y con el modelo tres se ve que el coeficiente de arrastre disminuye frente al del cilindro aislado. Entre los dos primeros modelos las diferencias son pequeñas, mientras que con el tercer modelo los resultados son más precisos.

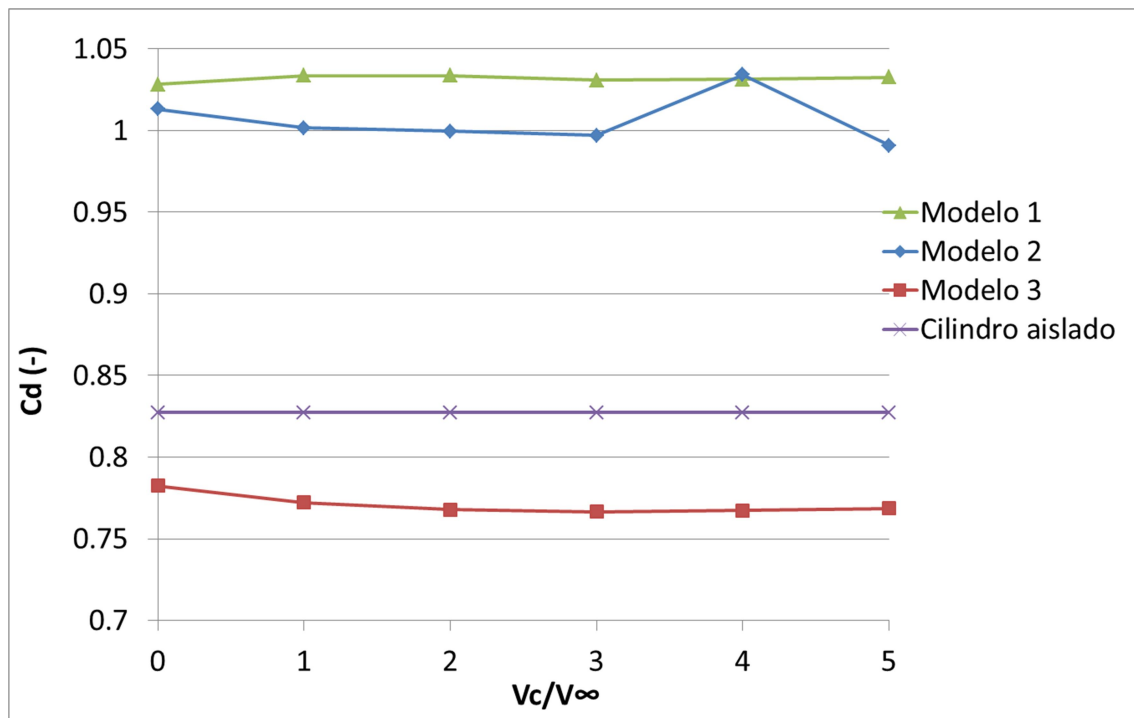


Figura 4.2 Coeficiente de arrastre para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con dos cilindros de control con un Reynolds de 10^4 para los diferentes modelos de malla

En la figura 4.3 se representa el número de Strouhal para cada régimen de giro de los cilindros de control y para cada modelo. Ocurre lo mismo que con el coeficiente de arrastre, las diferencias entre los dos primeros modelos no son muy notables pero con el tercer modelo sí.

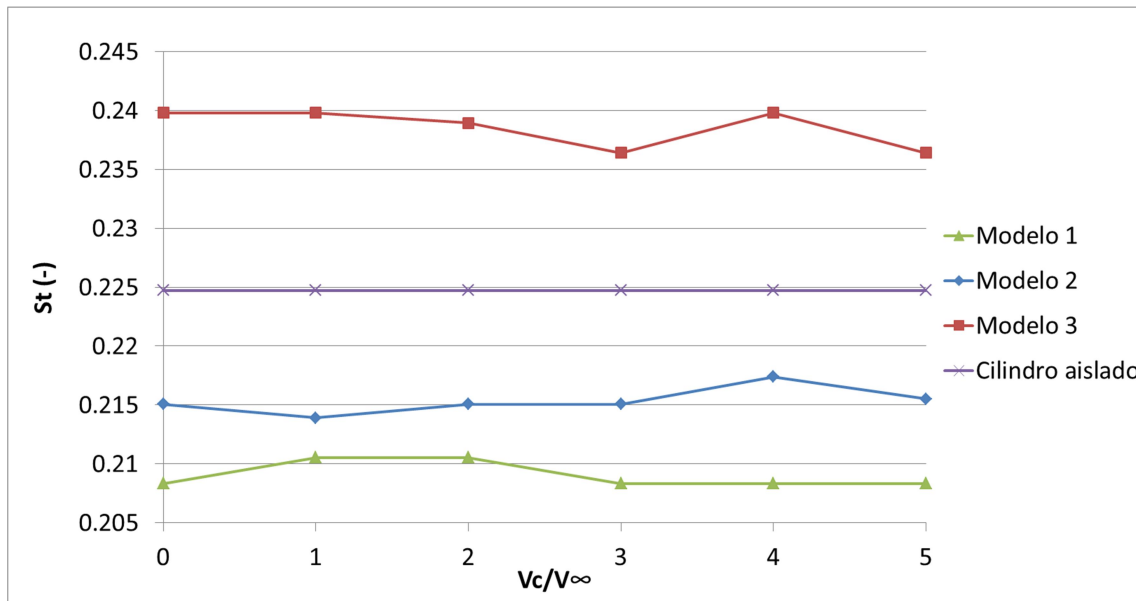


Figura 4.3 Número de Strouhal para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con dos cilindros de control con un Reynolds de 10^4 para los diferentes modelos de malla

Una vez visto esto, se llega a la conclusión de que el tercer modelo de malla es más preciso que los anteriores, por lo que para las posteriores simulaciones y cálculos se empleará el modelo de malla 3.

4.2. Sensibilidad a la malla con cuatro cilindros de control:

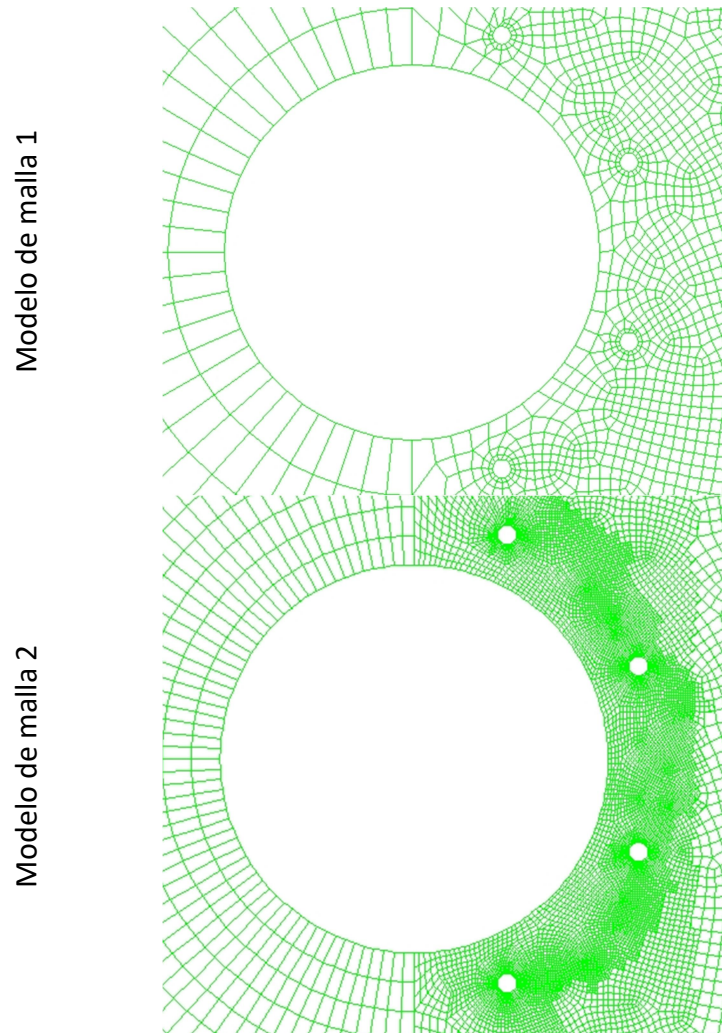
Para el modelo de cuatro cilindros de control se comparan dos modelos de malla, el segundo con el doble de celdas que el primero, y se comparan los resultados.

Tabla 4.4 Modelos de mallas y número de celdas de cada malla para un cilindro con cuatro cilindros de control

Modelo de malla 1	10500 celdas
Modelo de malla 2	21000 celdas

En la tabla 4.4 están los dos modelos de malla empleados. Para el segundo modelo se ha refinado la malla en el entorno de los cilindros de control para así calcular con mayor precisión qué ocurre en esa región.

Tabla 4.5 Diferentes mallados para el estudio del modelo de un cilindro con cuatro cilindros de control para un Reynolds de 10^4



En la figura 4.5 se representa el coeficiente de arrastre para cada régimen de giro de los cilindros de control para ambos modelos y el cilindro aislado. Se aprecian grandes diferencias entre los diferentes modelos.

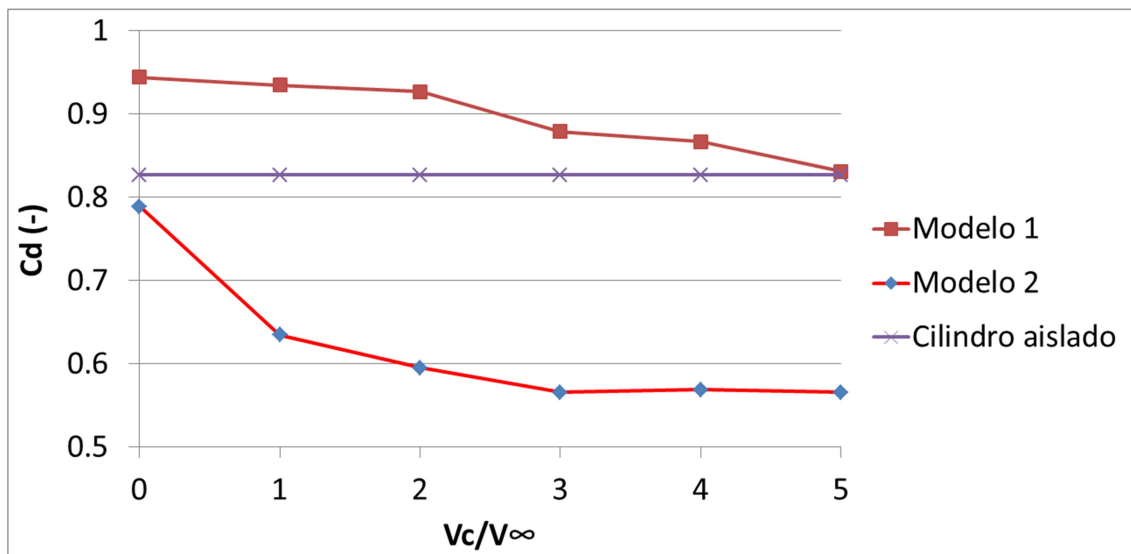


Figura 4.4 Coeficiente de arrastre para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con cuatro cilindros de control con un Reynolds de 10^4 para los diferentes modelos de malla

La figura 4.5 muestra el número de Strouhal para cada régimen de giro de los cilindros de control.

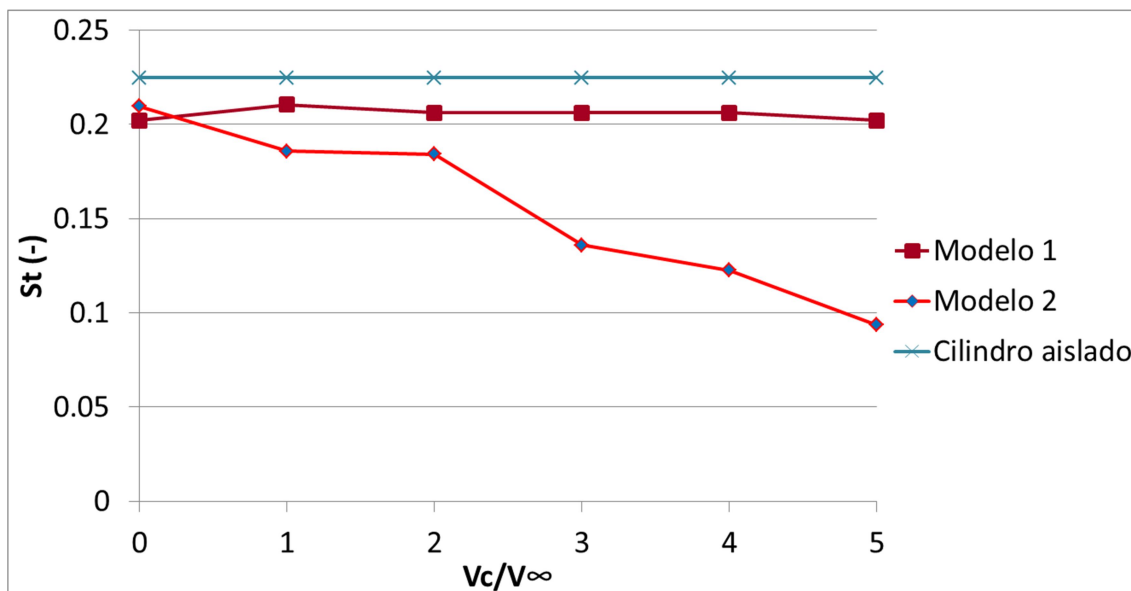


Figura 4.5 Número de Strouhal para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con cuatro cilindros de control con un Reynolds de 10^4 para los diferentes modelos de malla

Tanto en la representación del coeficiente de arrastre como en el número de Strouhal se observa que el modelo de malla 2 es más preciso, por lo que se empleará este modelo.

4.3. Análisis paramétrico para dos cilindros de control:

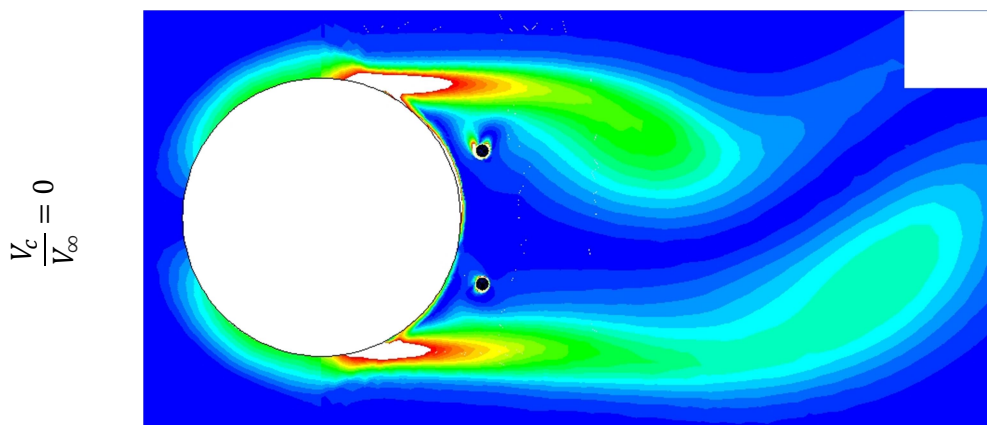
Para este primer modelo se disponen simétricamente dos cilindros rotantes de control de la estela, y se estudia qué efectos tiene sobre la vorticidad y sobre los coeficientes de arrastre y de sustentación [Jiménez-González, 2018]. Los regímenes de giro de estos cilindros de control se pueden modificar, por ello se estudiará la vorticidad para varias velocidades de giro de estos. Esto se realiza para un mismo instante de tiempo.

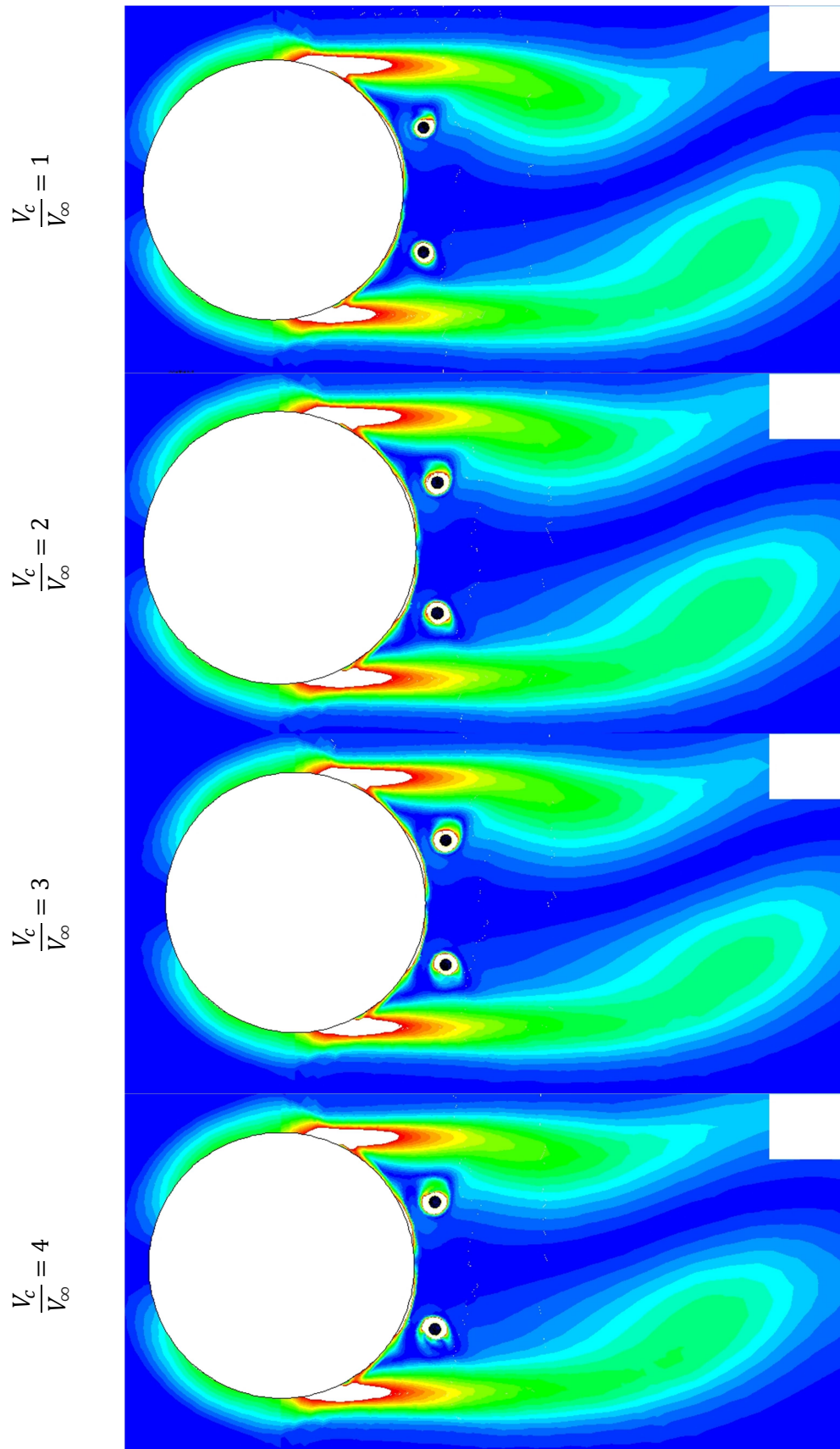
En la tabla 4.5 se representan los contornos de la magnitud de la vorticidad para seis casos, desde $\frac{V_c}{V_\infty} = 0$ hasta $\frac{V_c}{V_\infty} = 5$, es decir, para velocidades de giro de los cilindros de control desde 0 rad/s hasta 100 rad/s. En caso de ser los cilindros superiores desde 0 rad/s hasta -100 rad/s.

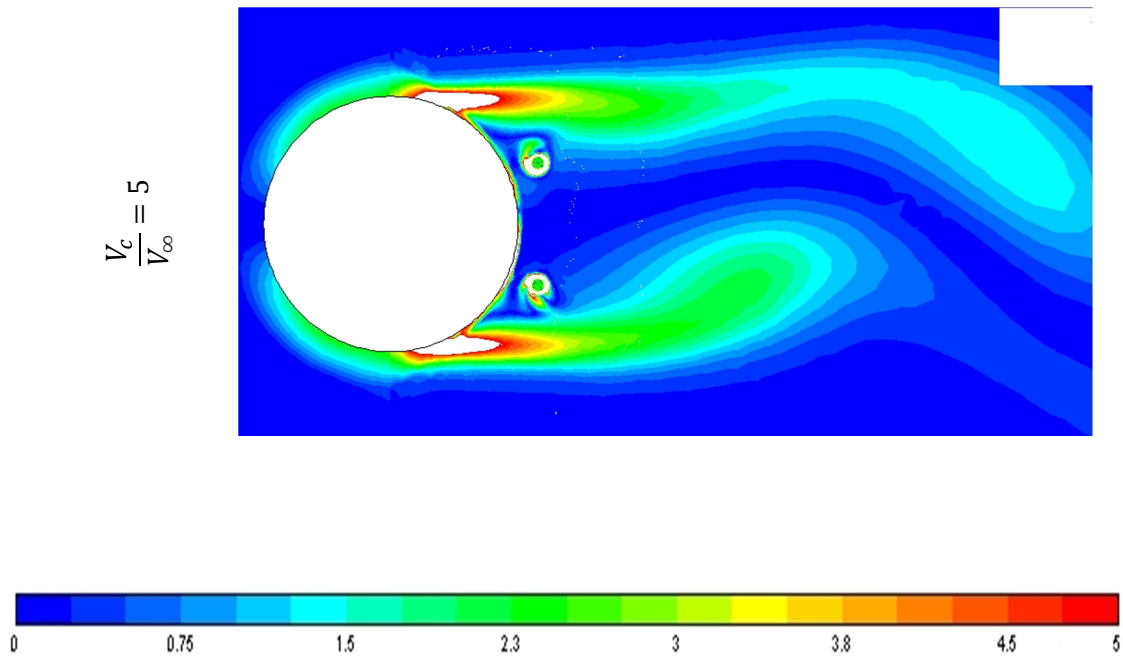
Para el primer caso se ve que aparecen dos torbellinos alternativos en la estela del cilindro principal y que el efecto de los dos cilindros de control es pequeño.

Para los siguientes casos se aprecia que la estela se modifica más cuanto mayor velocidad de giro tienen los cilindros de control, hasta el último caso en el que la estela se ve más afectada.

Tabla 4.6 Contornos de vorticidad para un cilindro con dos cilindros de control para diferentes velocidades de rotación para un Reynolds de 10^4 para un tiempo de 65 segundos







Además, para el caso de $\frac{V_c}{V_\infty} = 5$:

En la figura 4.6 se representa la evolución temporal del coeficiente de arrastre de un cilindro cuando se emplean dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s. Se observa el carácter periódico debido a los desprendimientos alternativos de los torbellinos.

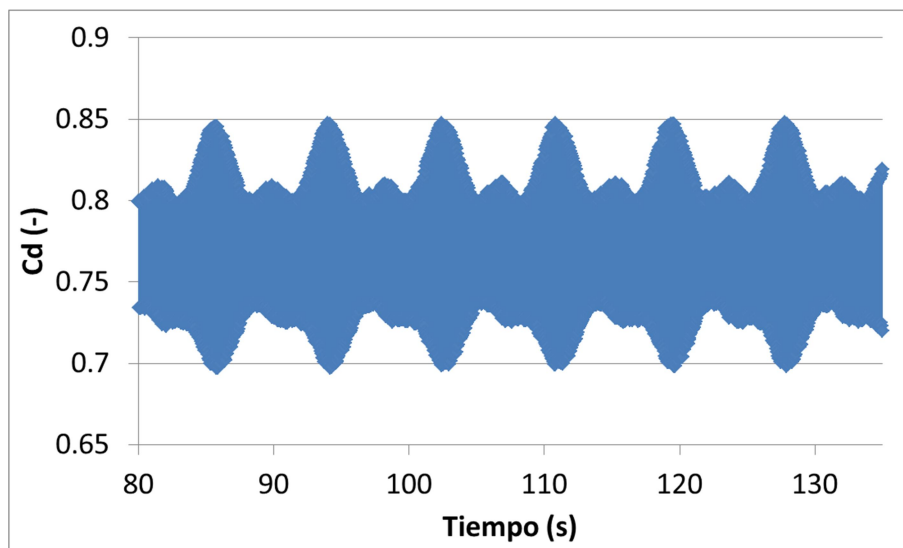


Figura 4.6 Coeficiente de arrastre frente al tiempo para un cilindro con dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con Reynolds 10^4

En la figura 4.7 se representa el coeficiente de sustentación frente al tiempo cuando se emplean dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s para un Reynolds de 10^4 . El valor medio de este es de cero, y se observa que se hace periódico en torno a los 90 segundos.

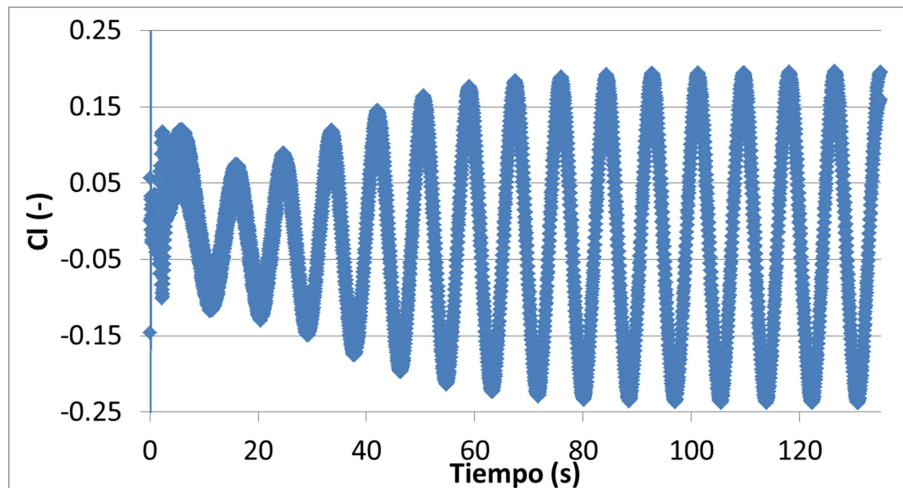


Figura 4.7 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un cilindro con dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con Reynolds 10^4

Si se ilustran los vectores de la velocidad en las cercanías de los cilindros de control, como en la figura 4.8, se aprecia cómo el fluido que está en contacto con estos adquiere la velocidad de rotación de los cilindros, que es una velocidad mayor que la de la estela cerca de los cilindros. Esto también se puede comprobar en los contornos de la vorticidad.

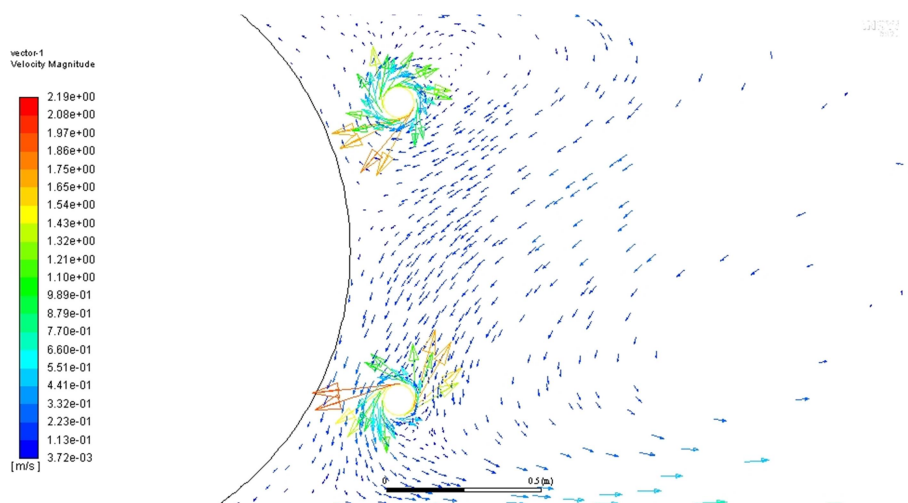


Figura 4.8 Vectores de la velocidad para un cilindro con dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con Reynolds 10^4

En las figura 4.9 y 4.10 están representadas las líneas de corriente para los coeficientes de sustentación máximo y mínimo respectivamente.

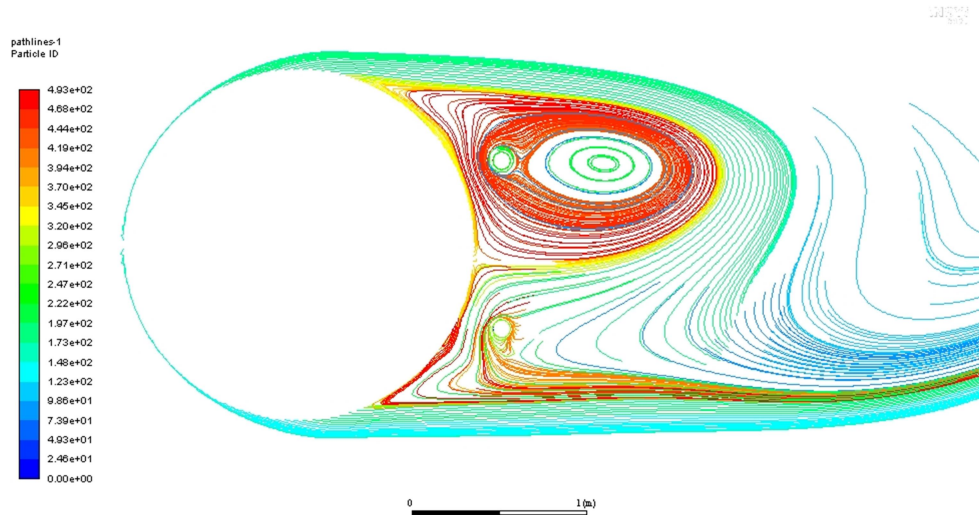


Figura 4.9 Líneas de corriente para el coeficiente de sustentación máximo para un cilindro con dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con un Reynolds de 10^4

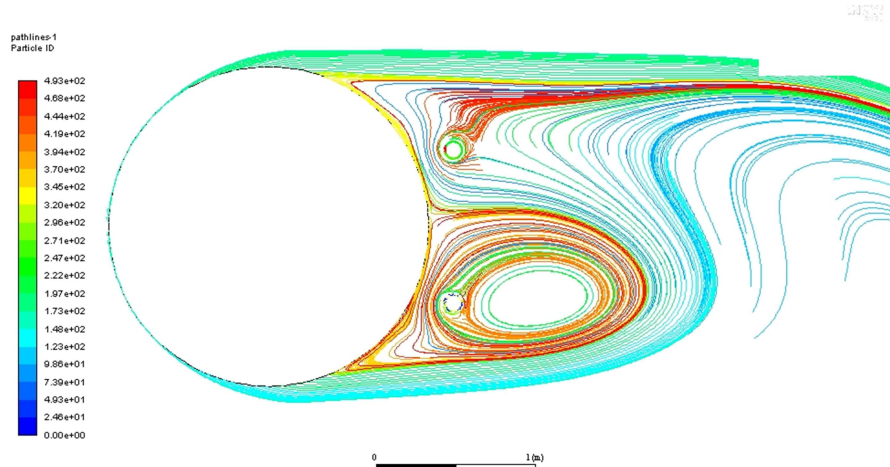


Figura 4.10 Líneas de corriente para el coeficiente de sustentación mínimo para un cilindro con dos cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con un Reynolds de 10^4

El intervalo de tiempo entre el instante en el que el coeficiente de sustentación es máximo y es mínimo es de 4.11 segundos, que se corresponde con la mitad del periodo del coeficiente de sustentación frente al tiempo una vez se ha hecho periódico.

4.4. Análisis paramétrico para cuatro cilindros de control:

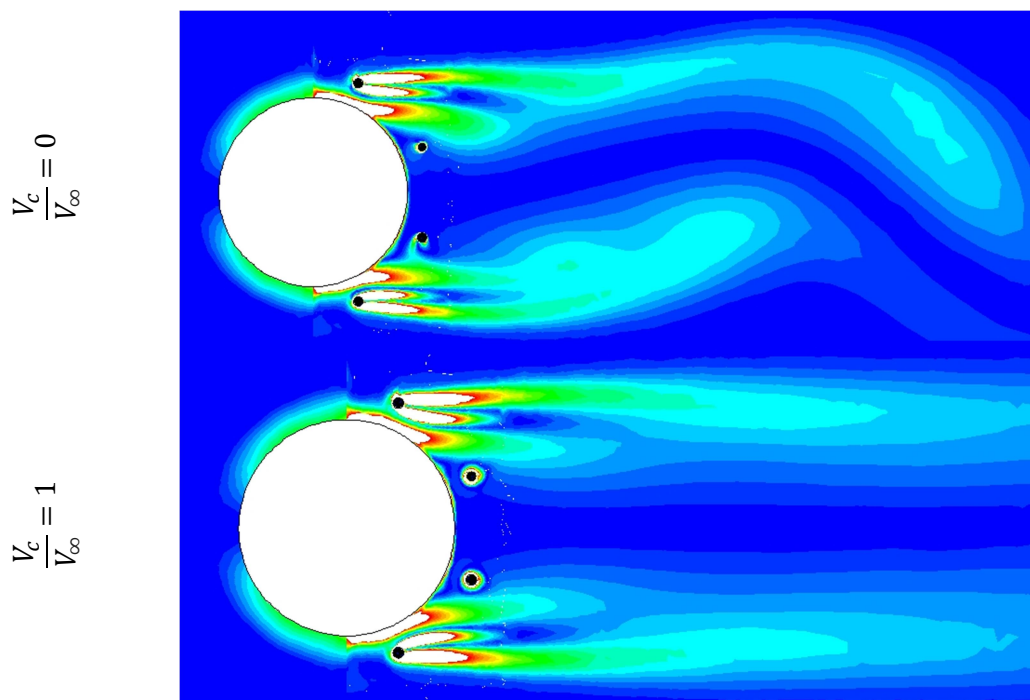
En este apartado se realizan las simulaciones con el modelo de cuatro cilindros de control para el mismo instante de tiempo que en el modelo de dos cilindros, es decir, 65 segundos.

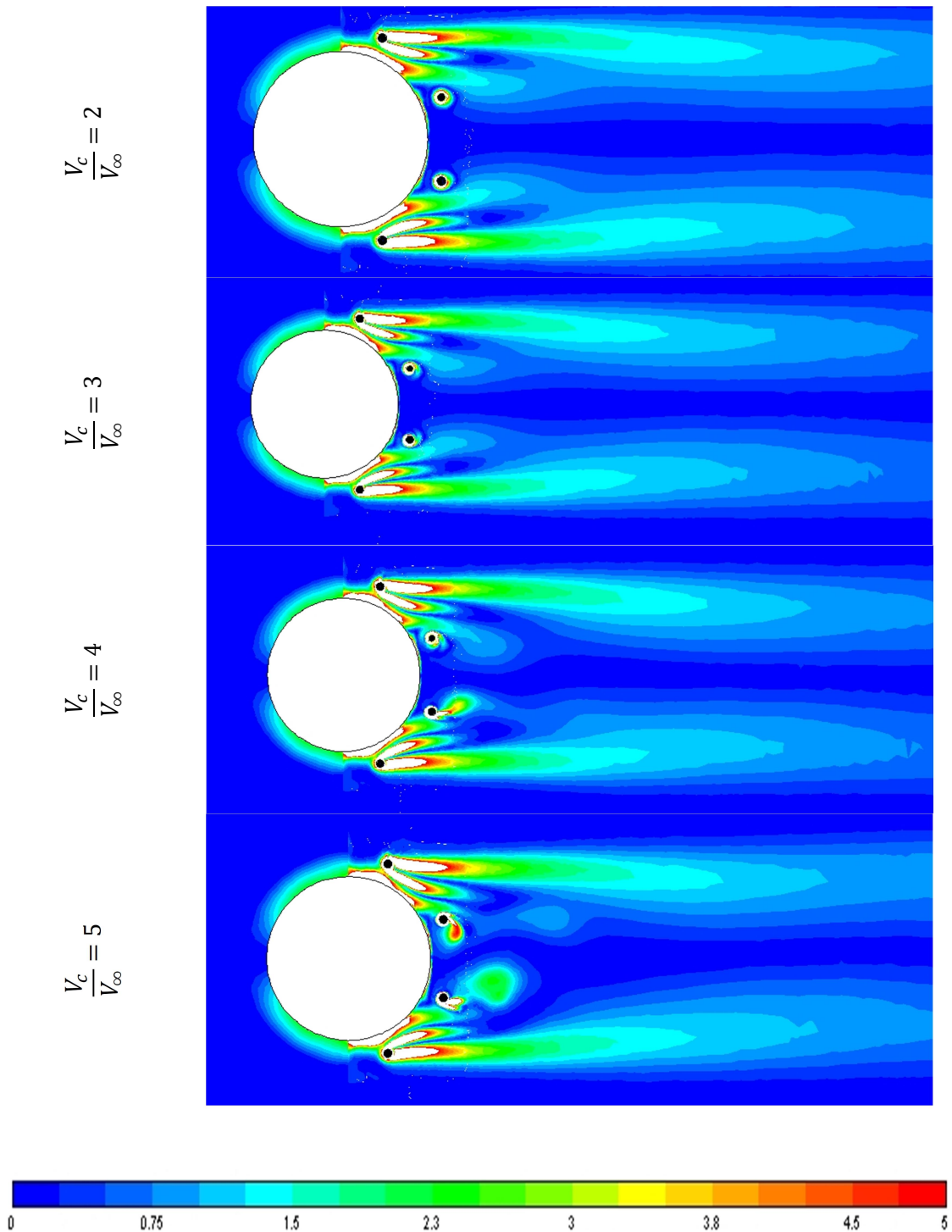
En la tabla 4.7 están representadas las magnitudes de la vorticidad para las diferentes velocidades de giro de los cilindros de control.

Para el primer caso, en el que los cilindros de control no giran, en el contorno de la vorticidad se aprecian los torbellinos alternativos en la estela, siendo estos los puntos de mayor vorticidad, por tanto velocidad y menor presión. A medida que aumentamos el régimen de giro de los cilindros de control se observa que la vorticidad entre el primer y segundo cilindro tanto de la parte superior como de la inferior va disminuyendo, y detrás de los primeros cilindros de control va aumentando.

Para el último caso se ve que aparecen torbellinos alternativos en la estela detrás de los primeros cilindros de control.

Tabla 4.7 Contornos de vorticidad para un cilindro con cuatro cilindros de control para diferentes velocidades de rotación para un Reynolds de 10^4 para un tiempo de 65 segundos





Además, para el caso de $\frac{V_c}{V_\infty} = 5$:

En la figura 4.11 se muestra el coeficiente de arrastre del cilindro principal en función del tiempo. Se representa para un intervalo de tiempo de 100 segundos, una vez se ha hecho periódico. El valor medio de este está en torno a 0.57.

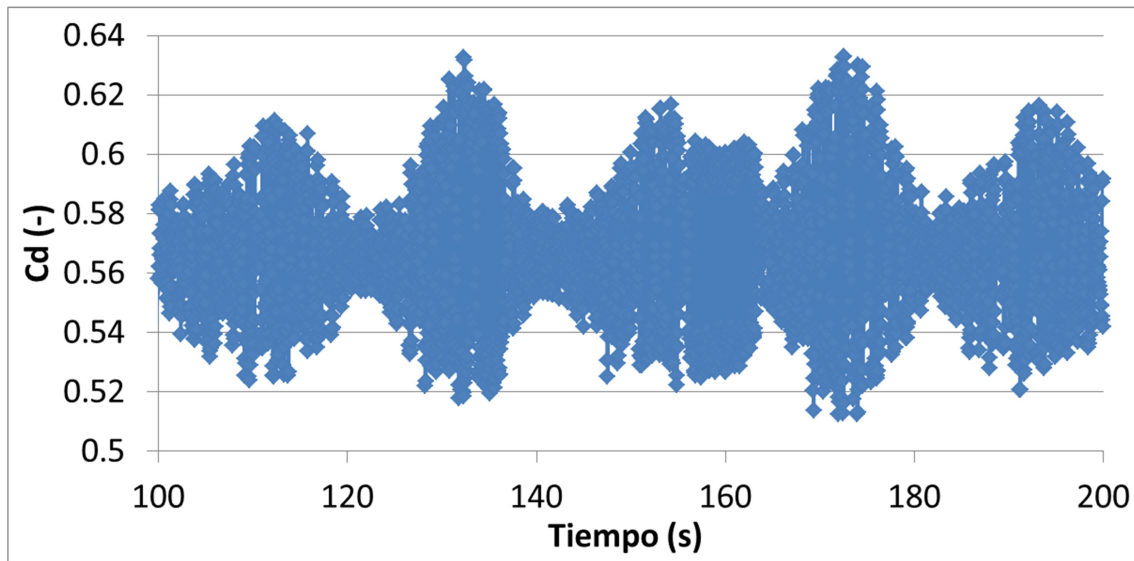


Figura 4.11 Coeficiente de arrastre frente al tiempo para un cilindro con cuatro cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con Reynolds 10^4

Si se representa el coeficiente de sustentación frente al tiempo, como en la figura 4.12, se ve su carácter periódico, además de sus valores máximo y mínimo para los cuales el torbellino aparece en la zona superior o inferior.

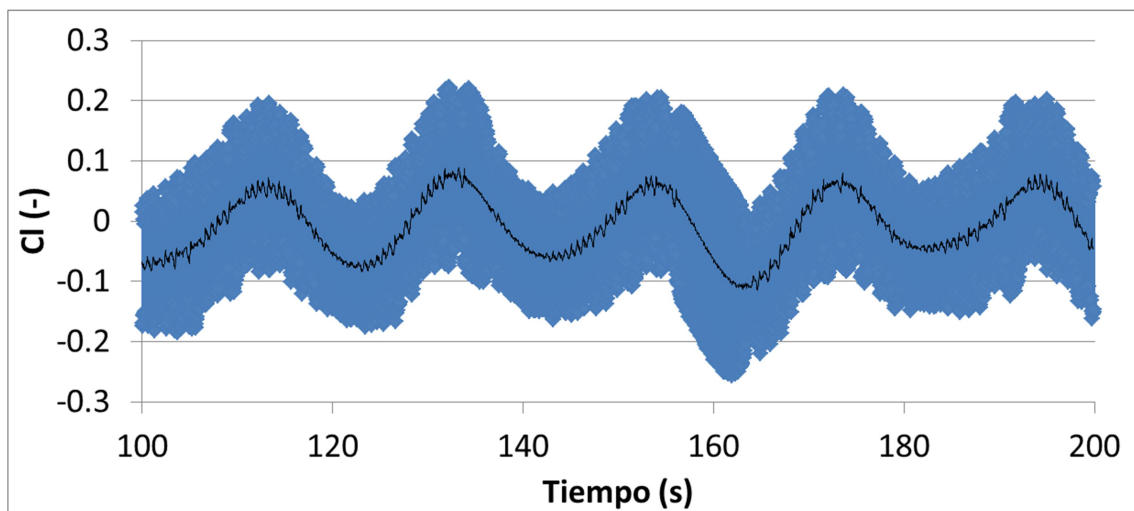


Figura 4.12 Coeficiente de sustentación frente al tiempo para un cilindro con cuatro cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con Reynolds 10^4

En la figura 4.13 se muestran los vectores de la magnitud de la velocidad, en los cuales se muestra como cerca de los cilindros de control la velocidad es mayor debido a que estos proporcionan una velocidad debido a su giro.

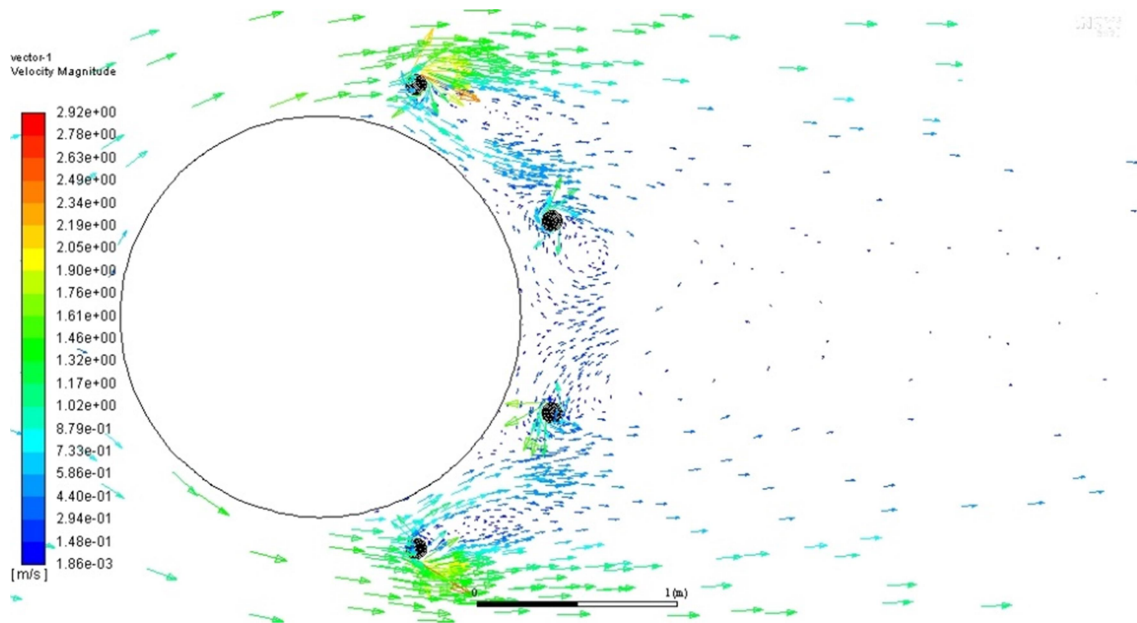


Figura 4.13 Vectores de la velocidad para un cilindro con cuatro cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con un Reynolds de 10^4

En las figuras 4.14 y 4.15 se muestran las líneas de corriente para los instantes de coeficiente de sustentación máximo y mínimo respectivamente. En estas se observan los torbellinos generados en la estela detrás de los cilindros de control.

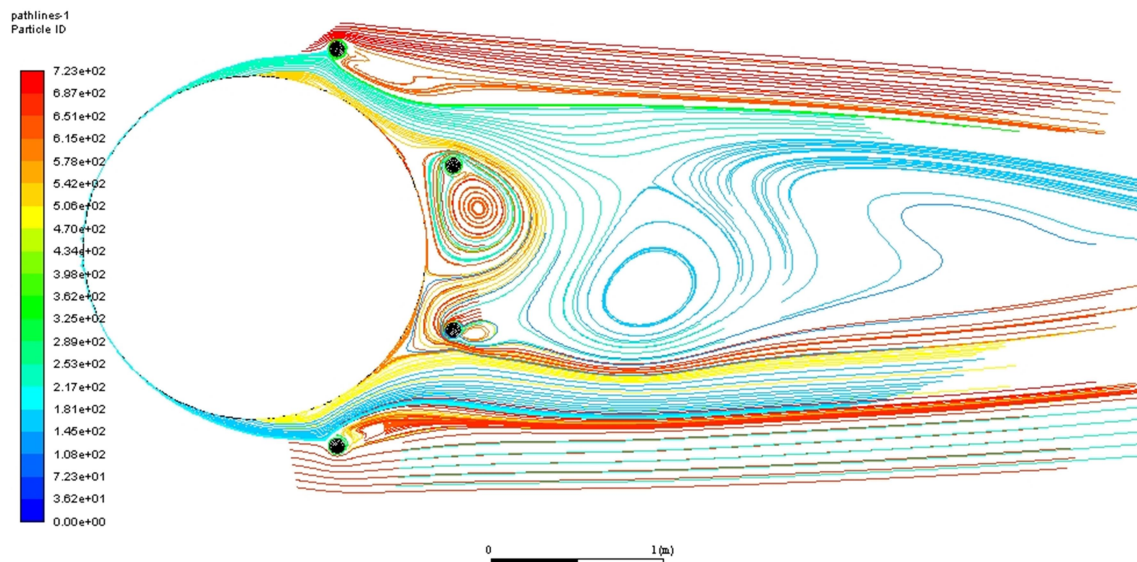


Figura 4.14 Líneas de corriente para el instante de coeficiente de sustentación máximo para un cilindro con cuatro cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con un Reynolds de 10^4

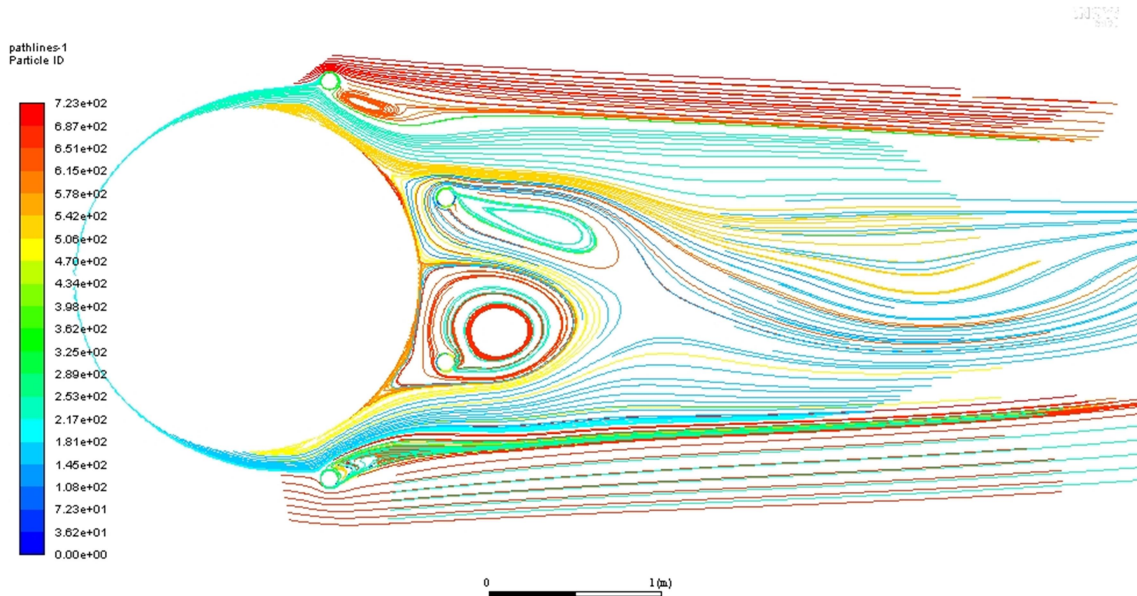


Figura 4.15 Líneas de corriente para el instante de coeficiente de sustentación mínimo para un cilindro con cuatro cilindros de control con un régimen de giro de 100 rad/s con un Reynolds de 10^4

4.5. Comparación de los resultados para el cilindro aislado y los modelos de dos y cuatro cilindros de control:

Una vez visto lo anterior, se prosigue a comparar los modelos de dos y cuatro cilindros con el cilindro aislado, para ver si con estos sistemas de control de la estela se consigue reducir el coeficiente de arrastre y el número de Strouhal y, por tanto, estos sistemas cumplen con sus objetivos.

En la figura 4.16 se muestra el coeficiente de arrastre para los modelos de dos y cuatro cilindros de control y el cilindro aislado. Con el modelo de dos cilindros de control se consigue reducir el coeficiente de arrastre, aunque las diferencias entre cuando estos no giran y cuando giran a diferentes velocidades no es muy notable. Sin embargo, para el modelo de cuatro cilindros, el coeficiente de arrastre cuando los cilindros de control no giran es similar al del modelo de dos cilindros de control, pero a medida que se aumenta el régimen de giro de los cilindros de control el coeficiente de arrastre cae notablemente hasta el caso de $\frac{V_c}{V_\infty} = 3$, a partir del cual el coeficiente de arrastre se mantiene cuasi constante.

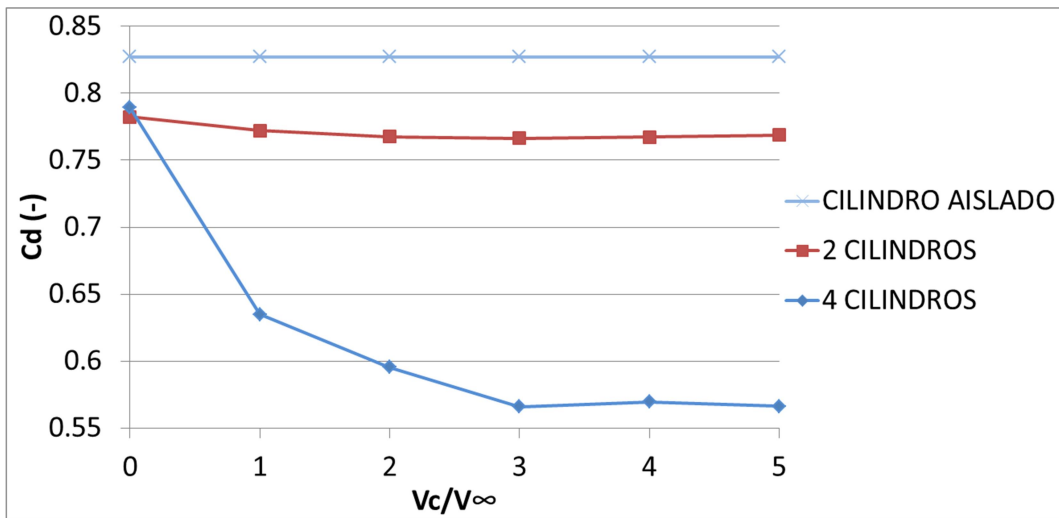


Figura 4.16 Coeficiente de arrastre para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con dos y cuatro cilindros de control con un Reynolds de 10^4

En cuanto al número de Strouhal, mostrado en la figura 4.17, los resultados para el modelo de dos cilindros de control no distan demasiado de los valores para el cilindro aislado, mientras que para el modelo de cuatro cilindros de control el número de Strouhal disminuye a medida que se aumenta el régimen de giro de los cilindros de control.

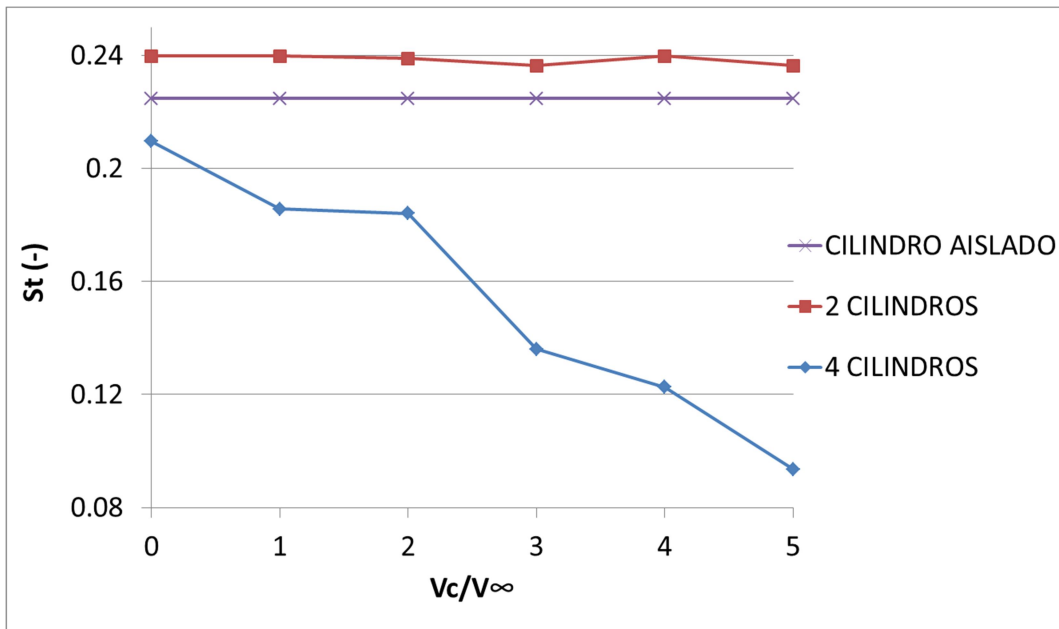


Figura 4.17 Número de Strouhal para diferentes velocidades de giro de los cilindros de control para un cilindro aislado y con dos y cuatro cilindros de control con un Reynolds de 10^4

4.6. Comparativa de la potencia disipada en la estela con la potencia necesaria para rotar los cilindros de control:

En este apartado se calcula la potencia disipada y la potencia necesaria para rotar los cilindros, para así realizar una comparativa viendo para qué caso la diferencia de potencias es mayor.

Tabla 4.8 Cálculo de la fuerza de arrastre para un cilindro aislado y un número de Reynolds de 10^4

ρ (kg/m ³)	122.5
V_{∞} (m/s)	1
A (m ²)	2
Cd cilindro aislado	0.827
$Fd = \frac{1}{2} \cdot Cd \cdot \rho \cdot A \cdot V_{\infty}^2$ (N)	101.3075

Una vez conocida la fuerza de arrastre que ejerce el flujo sobre el cilindro, se calcula la fuerza de arrastre para cada caso con los cilindros de control y se compara la potencia disipada por la estela con la potencia necesaria para rotar los cilindros de control. La potencia disipada por la estela es el incremento de fuerza de arrastre multiplicado por la velocidad del flujo incidente, y la potencia necesaria para rotar los cilindros de control es el par multiplicado por la velocidad angular de estos.

Tabla 4.9 Cálculo de la potencia disipada por la estela y la potencia necesaria para rotar los cilindros de control para un cilindro principal con dos cilindros de control con un Reynolds igual a 10^4

V_c/V_{∞}	Cd	Fd (N)	Pdisipaa estela (W)	Par c1i (N·m)	Par c1s (N·m)	Par total (N·m)	P cilindros (W)	ΔP (W)
0	0.782	95.8	5.46	-0.005	0.006	0.011	0	5.46
1	0.772	94.6	6.71	-0.005	0.006	0.011	0.22	6.49
2	0.768	94.0	7.26	-0.007	0.007	0.014	0.56	6.70
3	0.766	93.9	7.42	-0.005	0.009	0.014	0.87	6.55
4	0.767	94.0	7.31	0.001	0.009	0.009	0.76	6.55
5	0.769	94.2	7.14	0.008	0.007	0.015	1.49	5.65



Tabla 4.10 Cálculo de la potencia disipada por la estela y la potencia necesaria para rotar los cilindros de control para un cilindro principal con cuatro cilindros de control con un Reynolds igual a 10^4

V_c/V_∞	C_d	F_d (N)	$P_{disipaa}$ estela (W)	Par c_{1i} (N·m)	Par c_{2i} (N·m)	Par c_{1s} (N·m)	Par c_{2s} (N·m)	Par total (N·m)	P cilindros (W)	ΔP (W)
0	0.789	96.7	4.63	-0.004	0.092	0.003	-0.095	0.194	0	4.63
1	0.635	77.7	23.55	-0.005	-0.001	0.004	-0.056	0.066	1.32	22.23
2	0.595	72.9	28.36	-0.014	0.036	0.009	-0.027	0.086	3.42	24.94
3	0.566	69.3	31.97	-0.028	0.021	0.022	-0.007	0.077	4.62	27.35
4	0.569	69.7	31.56	-0.035	0.016	0.034	0.001	0.086	6.91	24.65
5	0.566	69.3	31.96	-0.041	0.018	0.041	0.009	0.108	10.79	21.17

Tabla 4.11 Comparativa de la disipación de potencia para dos y cuatro cilindros de control

V_c/V_∞	Potencia disipada (W)	
	Dos cilindros de control	Cuatro cilindros de control
0	5.46	4.63
1	6.49	22.23
2	6.70	24.94
3	6.55	27.35
4	6.55	24.65
5	5.65	21.17

En las tablas 4.9 y 4.10 se recogen los cálculos para dos y cuatro cilindros de control, para todos los casos, desde 0 hasta 100 rad/s de régimen de giro de los cilindros de control, de la fuerza de arrastre, potencia disipada por la estela, pares sobre cada cilindro para rotarles y la potencia necesaria para rotar los cilindros de control. Con todos estos datos se calcula la diferencia de potencias entre la potencia disipada y la potencia necesaria, y se obtienen diferentes conclusiones.

Para el primer caso, en el que la velocidad de rotación de los cilindros de control es nula, se ejerce un par, pero este no es suficiente para vencer la inercia, por lo que se mantiene en reposo. Por tanto, la potencia necesaria es nula debido a no superar el momento de inercia. Para este caso, aunque los cilindros no roten, se disipa potencia. Para este caso, con dos cilindros de control la potencia disipada es mayor que con cuatro cilindros de control.

Sin embargo, cuando los cilindros rotan, la potencia disipada con cuatro cilindros de control es mucho mayor que con dos cilindros de control.

En el modelo de dos cilindros de control, para $\frac{V_c}{V_\infty} = 1$ y $\frac{V_c}{V_\infty} = 2$, el incremento de potencia aumenta, pero de $\frac{V_c}{V_\infty} = 3$ en adelante disminuye, debido a que el coeficiente de arrastre se mantiene prácticamente constante, mientras que la potencia necesaria para rotar los cilindros aumenta considerablemente.

Para el modelo de cuatro cilindros de control el incremento de potencia aumenta a medida que aumenta $\frac{V_c}{V_\infty}$, hasta $\frac{V_c}{V_\infty} = 3$. A partir de ahí, para $\frac{V_c}{V_\infty} = 4$ y $\frac{V_c}{V_\infty} = 5$ el incremento de potencia disminuye debido a que la potencia necesaria para rotar los cilindros aumenta mientras que la potencia disipada por la estela apenas varía ya que el coeficiente de arrastre se mantiene constante.



Capítulo 5. Conclusiones y trabajos futuros

5.1. Conclusiones

Según los objetivos establecidos en el capítulo 1, se pretendía llevar a cabo un estudio bidimensional del campo fluido cuando un flujo externo incide sobre un cilindro, para un flujo laminar y para un flujo de transición a la turbulencia, para posteriormente implantar un mecanismo de control de la estela y estudiar sus efectos.

Las conclusiones obtenidas de este trabajo son:

- Del estudio del modelo computacional, se concluye que de entre los posibles modelos de turbulencia a emplear en Fluent el modelo K- ϵ Standard es el más adecuado ya que es con el que menos error se comete al calcular el número de Strouhal, y en el cálculo del coeficiente de arrastre el error no es muy grande. Además, con este modelo el coeficiente de sustentación alcanza antes el carácter periódico.
- En cuanto a sensibilidad a la malla, se determina que al aumentar el número de celdas la precisión aumenta, pero solo hasta cierto punto es rentable ya que el coste computacional se dispara.
- Mediante el estudio del patrón de flujo se obtienen los resultados numéricos de coeficiente de arrastre y sustentación para un flujo laminar y un flujo de transición a la turbulencia, resultando que para un flujo laminar el coeficiente de arrastre es mayor que para un flujo de transición a la turbulencia. Por otra parte, se observa que el promedio del coeficiente de sustentación es nulo.
- En el estudio del flujo de transición a la turbulencia se determina que la frecuencia del coeficiente de arrastre es el doble de la frecuencia del coeficiente de sustentación, o lo que es lo mismo, el periodo del coeficiente de sustentación es el doble que el periodo del coeficiente de arrastre.
- Al implementar el mecanismo de control de la estela mediante cilindros rotantes, con el estudio del patrón de flujo se determina que la estela se ve reducida, y a mayor número de cilindros de control se reduce más la estela. Se concluye que a mayor número de cilindros de control la fuerza de arrastre sobre el cilindro principal será menor, exceptuando el caso en el que los cilindros de control no rotan, siendo aproximadamente la misma fuerza de arrastre. Por otra parte, se determina que el número de Strouhal también disminuye al implementar los cilindros rotantes, viéndose un mayor efecto cuando el número de cilindros de control es mayor. Por último, empleando los resultados numéricos obtenidos para cada caso para dos y cuatro cilindros de control, se llega a la conclusión de que a mayor



número de cilindros de control el ratio de potencia disipada es mayor a medida que se aumenta la velocidad de rotación de estos, hasta cierta velocidad de rotación, para la cual el ratio de potencia disipada disminuye, y a medida que se aumenta el régimen de giro de los cilindros el ratio de potencia disipada disminuye más. Con esto se llega a la conclusión de que con los cilindros de control el ratio de potencia disipada aumenta hasta cierto régimen de giro. En el estudio realizado se concluye que para $V^c/V_\infty = 3$ se produce la mayor potencia disipada frente a la potencia necesaria.

5.2. Trabajos futuros

Los trabajos para proseguir con el estudio de mecanismos de control de la estela mediante cilindros rotantes pueden ser:

- Emplear un modelo tridimensional mediante el cual obtener resultados más aproximados de los coeficientes de arrastre y sustentación para un cilindro aislado y para un modelo con cilindros de control de la estela.
- Utilización de más cilindros rotantes para estudiar sus efectos sobre el flujo, comparando los resultados y estudiando los efectos que estos suponen sobre las fuerzas ejercidas sobre el cilindro principal.
- Aumentar el rango de velocidades de giro de los cilindros de control y estudiar cómo influye.
- Estudiar los efectos que suponen las fuerzas que se generan sobre el cilindro en cuanto a fatiga.
- Generar un modelo real para ensayar y verificar los modelos numéricos.

Referencias

[Aguedal, 2018] – Aguedal L., Semmar D., Berrouk A.S., Azzi A. (2018). 3D vortex structure investigation using Large Eddy Simulation of flow around a rotary oscillating circular cylinder, 71, pp 113-125.

[Assi, 2018] – Assi G.R.S., Orselli R.M., Silva-Ortega M. (2018). Supression of vortex shedding with rotating wake-control cylinders: numerical investigation at a moderate Reynolds number. Proceedings of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering.

[Baek, 2000] – Baek S., Sung H. J. (2000). Quasi-periodicity in the wake of a rotationally oscillating cylinder, J. Fluid Mech., vol. 408, pp. 275-300.

[Bengt, 2011] – Bengt S. (2011). Vortex shedding, Thermopedia. 10.1615/AtoZ.v.vortex_shedding.

[Blevins, 2003] – Blevins R.D. (2003). Applied Fluid Dynamics Handbook. Krieger Publishing Company.

[Catalano, 2003] – Catalano P., Wang M., Iaccarino G., Moin P. (2003). Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers. International Journal of Heat and Fluid Flow 24, pp 463–469.

[Choi, 2002] – Choi S., Choi H., Kang S. (2002). Characteristics of flow over a rotationally oscillating cylinder at low Reynolds number. Physics of Fluids 14, pp 1-12. 10.1063/1.1491251.

[Gao, 2018] – Gao Y., Zong Z., Takagi S., Jiang Z. (2018). Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder with different surface roughnesses, Marine Structures 57, pp 165–179.

[Guilmineau, 2002] – Guilmineau E., Queutey P. (2002). A numerical simulation of vortex shedding from an oscillating circular cylinder, Journal of Fluids and Structures 16, pp 773–794.

[Gustafsson, 2012] – Gustafsson A. (2012). Analysis of Vortex-Induced Vibrations of Risers, Chalmers, ISSN 1652-8557.

[Jacono, 2010] – Jacono D., Leontini J. S., Thompson M. C., Sheridan J. (2010). Modification of three-dimensional transition in the wake of a rotationally oscillating cylinder, J. Fluid Mech., vol. 643, pp. 349–362, doi:10.1017/S0022112009992370.



[Jiménez-González, 2018] – Jiménez-González J. I., Huera-Huarte F. J. (2018). Vortex-induced vibrations of a circular cylinder with a pair of control rods of varying size, *Journal of Sound and Vibration* 431, pp 163-176.

[Leclercq, 2018] - Leclercq T., Landre E. (2018). Vortex-induced vibrations of cylinders bent by the flow, *Journal of Fluids and Structures* 80, pp 77–93.

[Lu, 1996] – Lu X.-Y., Dalton C. (1996). Calculation of the timing of vortex formation from an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures* 10 , pp 527 – 541.

[Lu, 2011] – Lu L., Qin J. M., Teng B., Li Y. C. (2011). Numerical investigations of lift suppression by feedback rotary oscillation of circular cylinder at low Reynolds number. *Physics of Fluids* 23. Pp1-16. 10.1063/1.3560379.

[Norberg, 2003] – Norberg C. (2003). Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements, *Journal of Fluids and Structures* 17, pp 57–96.

[Rana, 2017] – Rana K., Manzoor S., Sheikh N. A., Ali M., Ali H.M.(2017). Gust response of a rotating circular cylinder in the vortex suppression regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 115, pp 763–776.

[Sahin, 2018] – Sahin C., Atalik K. (2018). Comparison of inelastic and elastic non-Newtonian effects on the flow around a circular cylinder in periodic vortex shedding, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 263, pp 1–14.

[Sidebottom, 2015] – Sidebottom W., Ooi A., Jones D., (2015). A Parametric Study of Turbulent Flow Past a Circular Cylinder Using Large Eddy Simulation, *Journal of Fluids Engineering* 137.

[Versteeg, 1995] – Versteeg H.K., Malalasekera W. (1995). An introduction to Computational Fluid Dynamics. Longman Scientific & Technical.

[Zdravkovich, 1980] – Zdravkovich M. M. (1980). Review and classification of various aerodynamic and hydrodynamic means for suppressing vortex shedding, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 7, pp 145-189.

[Zhu, 2017] – Zhu H., Gao Y.(2017). Vortex-induced vibration suppression of a main circular cylinder with two rotating control rods in its near wake: Effect of the rotation direction, 74, pp 469-491.

Anexo

Sumario de los parámetros de Fluent para el modelo de cuatro cilindros de control y $V^c/V_\infty = 5$.

Fluent

Version: 2d, pbns, ske, transient (2d, pressure-based, standard k-epsilon, transient)

Release: 19.1.0

Title:

Models

Model	Settings
Space	2D
Time	Unsteady, 1st-Order Implicit
Viscous	Standard k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
Heat Transfer	Disabled
Solidification and Melting	Disabled
Species	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

Material Properties

Material: fluido (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
----------	-------	--------	----------



Density kg/m³ constant 122.5
 Cp (Specific Heat) j/kg-k constant 1006.43
 Thermal Conductivity w/m-k constant 0.0242
 Viscosity kg/m-s constant 0.0245
 Molecular Weight kg/kmol constant 28.966
 Thermal Expansion Coefficient 1/k constant 0
 Speed of Sound m/s none #f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)

Density	kg/m ³	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

Cell Zone Conditions

Zones

name	id	type

c1inferior	5	solid
c2superior	3	solid
c2inferior	2	solid
c1superior	4	solid
fluid-1	6	fluid

Setup Conditions

c1inferior

Condition	Value

Frame Motion?	yes
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	100
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	-0.47835
Mesh Motion?	yes
Moving Mesh Rotation Speed (rad/s)	100
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	-0.47835

c2superior

Condition	Value

Frame Motion?	yes
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	-100
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0.478354
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849
Mesh Motion?	yes
Moving Mesh Rotation Speed (rad/s)	-100
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0.478354
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849

c2inferior

Condition	Value

Frame Motion?	yes
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	100
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0.478354
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	-1.15485



Mesh Motion? yes
 Moving Mesh Rotation Speed (rad/s) 100
 Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m) 0.478354
 Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m) -1.15485

c1superior

Condition	Value

Frame Motion?	yes
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	-100
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0.478354
Mesh Motion?	yes
Moving Mesh Rotation Speed (rad/s)	-100
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	1.154849
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0.478354

fluid-1

Condition	Value

Frame Motion?	no
Mesh Motion?	no

Boundary Conditions

Zones

name	id	type

kk:05-interior-1-1-shadow	44	wall
kk:05-interior-1-1	41	wall

kk:05-side2-wall-cs2b	43	wall
kk:05-side1-wall-cs2a	42	wall
kk:04-interior-1-1-shadow	40	wall
kk:04-interior-1-1	37	wall
kk:04-side2-wall-ci2b	39	wall
kk:04-side1-wall-ci2a	38	wall
kk:03-interior-1-1-shadow	36	wall
kk:03-interior-1-1	33	wall
kk:03-side2-wall-csb	35	wall
kk:03-side1-wall-csa	34	wall
kk:02-interior-1-1-shadow	32	wall
kk:02-interior-1-1	29	wall
kk:02-side2-wall-cib	31	wall
kk:02-side1-wall-cia	30	wall
kk:01-side2-wall-b	28	wall
kk:01-side1-wall-a	27	wall
ci2b	7	interface
ci2a	8	interface
cs2b	9	interface
cs2a	10	interface
b	11	interface
a	12	interface
cib	13	interface
cia	14	interface
csb	15	interface
csa	16	interface



salida 17 pressure-outlet
ent_lateral 18 velocity-inlet
entrada 19 velocity-inlet
wall 20 wall

Setup Conditions

kk:05-interior-1-1-shadow

Condition	Value
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	-100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0.478354
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	1.154849

kk:05-interior-1-1

Condition	Value

kk:05-side2-wall-cs2b

Condition	Value

Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	-100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0.478354

Y-Position of Rotation-Axis Origin (m) 1.154849

kk:05-side1-wall-cs2a

Condition Value

kk:04-interior-1-1-shadow

Condition Value

Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0.478354
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	-1.15485

kk:04-interior-1-1

Condition Value

kk:04-side2-wall-ci2b

Condition Value

Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0.478354



Y-Position of Rotation-Axis Origin (m) -1.15485

kk:04-side1-wall-ci2a

Condition Value

kk:03-interior-1-1-shadow

Condition Value

kk:03-interior-1-1

Condition Value

Wall Motion 1

Shear Boundary Condition 0

Define wall motion relative to adjacent cell zone? yes

Apply a rotational velocity to this wall? yes

Rotation Speed (rad/s) -100

X-Position of Rotation-Axis Origin (m) 1.154849

Y-Position of Rotation-Axis Origin (m) 0.478354

kk:03-side2-wall-csb

Condition Value

kk:03-side1-wall-csa

Condition Value

Wall Motion 1

Shear Boundary Condition 0

Define wall motion relative to adjacent cell zone? yes

Apply a rotational velocity to this wall? yes

Rotation Speed (rad/s)	-100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	1.154849
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0.478354

kk:02-interior-1-1-shadow

Condition	Value

Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	1.154849
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	-0.47835

kk:02-interior-1-1

Condition	Value

kk:02-side2-wall-cib

Condition	Value

Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Rotation Speed (rad/s)	100
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	1.154849
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	-0.47835



kk:02-side1-wall-cia

Condition Value

kk:01-side2-wall-b

Condition Value

Wall Motion 0

Shear Boundary Condition 0

kk:01-side1-wall-a

Condition Value

Wall Motion 0

Shear Boundary Condition 0

ci2b

Condition Value

ci2a

Condition Value

cs2b

Condition Value

cs2a

Condition Value

b

Condition Value

a	
Condition	Value

cib	
Condition	Value

cia	
Condition	Value

csb	
Condition	Value

csa	
Condition	Value

salida	
Condition	Value

ent_lateral	
Condition	Value

Velocity Specification Method	1
X-Velocity (m/s)	1
Turbulent Specification Method	3
Hydraulic Diameter (m)	2



entrada

Condition	Value

Velocity Specification Method	1
X-Velocity (m/s)	1
Turbulent Specification Method	3
Hydraulic Diameter (m)	2

wall

Condition	Value

Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0

Solver Settings

Equations

Equation	Solved
----------	--------

Flow yes

Turbulence yes

Numerics

Numeric	Enabled
---------	---------

Absolute Velocity Formulation yes

Unsteady Calculation Parameters

Time Step (s)	0.029999999
---------------	-------------

Max. Iterations Per Time Step 20

Non-Iterative Solver Factors

Variable	Max. Corrections	Correction Tolerance	Residual Tolerance
----------	------------------	----------------------	--------------------

Relaxation Factor				
Pressure	10	0.25	0.0001	1
Momentum	5	0.05	0.0001	1
Turbulent Kinetic Energy	5	0.05	0.0001	1
Turbulent Dissipation Rate	5	0.05	0.0001	1

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	F-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7

Pressure-Velocity Coupling

Parameter	Value
Type	PISO
Neighbour Correction	1

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Second Order



Momentum Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy Second Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate Second Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit

Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000