



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



TRABAJO FINAL MÁSTER

Estudio de la interacción fluido estructura en cuerpos
aerodinámicos romos



Autor: Borja Pallás Cervera

Tutor: Pedro Quintero Igeño

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Máster Universitario de Ingeniería Aeronáutica - Curso 2019/20

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Dedicado a mi familia, mi madre, mi padre y María, que, tras 6 años en los que injustamente he volcado mis frustraciones en casa, han seguido a mi lado con paciencia infinita, especialmente estos últimos meses.

Dedicado mis amigos de la universidad por ser capaces de ayudarme a relativizar los problemas y de permitirme desconectar.

Dedicado a mis amigos de Jávea y del colegio, especialmente a Alberto y Alba, por ser un espejo en el que mirarme y por mostrarme el camino que hay que seguir, siendo capaces de llevar a cabo el trabajo siempre perfectamente sin descuidar el resto de aspectos de la vida.

Dedicado a Andrea Mares. Si estamos en un mundo justo, conseguirá todo lo que se proponga. Muchas gracias por todo, tengo por delante una vida para devolvérselo, aunque seguramente necesite alguna más.

Dedicado a la gente del despacho, a Antonio, Pau y Andrés, aunque esta vez haya sido un despacho virtual, por su seguimiento del TFM y sus continuos consejos. Y en especial a Pedro

Quintero, por su infinita paciencia conmigo, su disponibilidad total a pesar del limitado tiempo del que dispone y su confianza en mi, sin contar sus continuas aportaciones que han elevado la calidad del trabajo hasta cotas que, desde luego, yo solo sería incapaz. Sobra decir que cualquier error que se pudiese encontrar en este trabajo, será enteramente responsabilidad del autor.

A todos. Gracias.

Índice general

Índice de figuras	VII
Índice de tablas	VIII
Nomenclatura	IX
Resumen	XI
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Motivación	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Descripción del caso	3
1.4 Objetivos	4
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.1 Introducción	5
2.2 La energía eólica	6
2.2.1 Evolución de la energía eólica	6
2.2.2 Energía eólica en la actualidad	7
2.2.3 Alternativa: turbinas sin palas	9
2.3 Flujo alrededor de un cilindro	10
2.3.1 Velocidad reducida U_r	12
2.3.2 Vibración inducida por el desprendimiento de vórtices	14
3 METODOLOGÍA	19
3.1 Introducción	19
3.2 Dominio	20
3.2.1 Geometría	20
3.2.2 Dominio	21
3.3 Física del sistema	23
3.3.1 2D	23
3.3.2 3D	27
3.3.3 Física del sólido	28
3.4 Mallado	29
3.4.1 Malla del dominio fluido 2D	29
3.4.2 Mallado del sólido 3D	34
3.4.3 Mallado del dominio fluido 3D	37
3.5 Introducción del movimiento	39
3.5.1 Modelo de vibraciones bidimensional	39
3.6 Estudios independencia temporales	40

4	RESULTADOS	47
4.1	Introducción	47
4.2	Caso 2D	48
4.2.1	Cilindro	48
4.3	Estudios de sensibilidad	54
4.3.1	Barrido de la rigidez	55
4.3.2	Barrido del amortiguamiento	61
4.3.3	Estudio masas distintas	64
4.3.4	Influencia del Reynolds	68
4.3.5	Otras geometrías	70
4.4	Caso 3D	72
4.4.1	Efectos tridimensionales en punta	72
4.4.2	Aplicación modelo equivalente	75
4.4.3	Introducción al LES	77
5	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	81
5.1	Viabilidad	81
5.2	Conclusiones	82
5.2.1	Conclusiones generales	82
5.2.2	Conclusiones particulares del caso	83
5.3	Trabajos futuros	84
6	PLIEGO DE CONDICIONES Y PRESUPUESTO	85
6.1	Introducción	85
6.2	Pliego de condiciones	86
6.2.1	Condiciones técnicas	86
6.2.2	Condiciones del puesto de trabajo	86
6.3	Presupuesto	88
6.3.1	Mano de obra	89
6.3.2	Apoyo computacional	89
6.3.3	Total	90
	BIBLIOGRAFÍA	92

Índice de figuras

1.1	Prototipo de un aerogenerador sin rotor. Imagen extraída de VORTEX [1] . . .	2
2.1	Molino de viento primitivo (Persia, siglo VII d.C.). Imagen extraída de [2] . . .	6
2.2	Evolución de los tamaños característicos de las turbinas eólicas y su extracción de potencia desde el inicio de su éxito actual.	7
2.3	Esquema de las principales tecnologías utilizadas en turbinas eólicas. Imagen extraída de [3]	9
2.4	Maqueta de un parque de aerogeneradores sin palas.	10
2.5	Evolución del patrón de flujo aguas abajo del cuerpo para distintos números de Reynolds. Imagen extraída de [4]	11
2.6	Estudio de Heinecke (1981) sobre la dependencia del número de Strouhal con el número de Reynolds. Imagen extraída de [4]	12
2.7	Evolución del patrón de flujo aguas abajo del cuerpo para distintos rangos de la Velocidad reducida (Ur). Figura extraída de [4]	13
2.8	Resultados de los experimentos de Feng sobre el desplazamiento del cilindro para distintas velocidades reducidas. Figura extraída de [5].	15
2.9	Resultados de los experimentos de Williamson sobre el desplazamiento del cilindro para distintas velocidades reducidas. Figura extraída de [5].	15
2.10	Resultados extraídos de un análisis PIV para vibración libre. En la figura A se muestran los modos 2S correspondientes a la rama inicial, mientras que en las figuras b y c aparecen los modos 2P propios de las ramas alta y baja respectivamente. La figura D proporciona una comparación de un análisis numérica que apoya el estudio PIV	16
3.1	Geometría base acotada	20
3.2	Asignación de las condiciones de contorno principales	21
3.3	Dominio y condiciones de contorno en el caso 3D	22
3.4	Subcapas de la capa límite	26
3.5	Vista general del mallado bidimensional utilizado	30
3.6	Cambio de tamaño entre la malla general y las zonas refinadas	30
3.7	Esquema de regiones overset superpuestas en la región principal. Figura extraída de [6]	31
3.8	Zona de interfase entre la malla del dominio (en negro) y la del overset (en azul). Se observa como en la zona de interferencia entre ambas mallas el tamaño es prácticamente el mismo. Una vez superada esta zona de interfase, la malla del overset prevalece y tiene prioridad sobre la malla del dominio.	32
3.9	Sección de la capa límite que rodea a la pared del cuerpo.	32

3.10	Gráfica sobre la independencia de malla. En rojo, el tamaño seleccionado. . . .	33
3.11	Malla utilizada en el estudio MEF.	35
3.12	Modos de vibración de las primeras frecuencias observadas en el análisis de elementos finitos.	35
3.13	Comparación de las formas de los 4 primeros modos de flexión y de torsión normalizados.	36
3.14	Vista general de la malla utilizada en los casos tridimensionales.	37
3.15	Vista en detalle de la zona más cercana al cilindro de la malla utilizada en los casos tridimensionales.	38
3.16	Esquema del sistema de vibraciones modelado.	39
3.17	Representación del número de Courant en las zonas críticas del modelo. Por debajo del límite de 10 impuesto en todo el dominio.	41
3.18	Histograma del contenido en frecuencia de cada número de Courant. La mayor parte del dominio se encuentra por debajo de 2, lo que señala una elevada estabilidad del caso.	41
3.19	Coefficientes de fuerzas para varios pasos temporales adimensionales.	42
3.20	Transformadas de Fourier para distintos pasos temporales adimensionales. . . .	42
3.21	Coefficientes de fuerzas para distintas iteraciones internas.	43
3.22	Transformadas de Fourier de los coeficientes de fuerzas para distintas iteraciones internas.	44
3.23	Perfiles de velocidades para 5 y 10 iteraciones internas.	44
3.24	Evolución temporal del coeficiente de sustentación para varios pasos temporales adimensionales para un caso en la región del lock-in.	45
3.25	Transformadas de los coeficientes de fuerzas para varios pasos temporales adimensionales con el movimiento de la estructura activado.	46
4.1	Curva experimental del Cd de un cilindro en comparación con los resultados obtenidos numéricamente. Se incluyen los resultados referidos al cuadrado. . . .	48
4.2	Evolución del coeficiente de fricción para los números de Reynolds de la zona intermedia de la gráfica anterior.	49
4.3	Evolución del cortante en coordenadas cilíndricas a lo largo del sólido.	50
4.4	Desprendimiento del vórtice inferior y perfil del coeficiente de presiones en las mitades del cilindro.	51
4.5	Desprendimiento del vórtice superior y perfil del coeficiente de presiones en las mitades del cilindro.	51
4.6	Evolución de la amplitud adimensional en comparación con estudios anteriores. . . .	52
4.7	Izq: Comparación del coeficiente de resistencia medio con los datos obtenidos por Guilminenau et al.. Drcha: Comparación del coeficiente de resistencia máximo con los datos obtenidos por Guilminenau et al..	53
4.8	Izq: Comparación del coeficiente de sustentación medio con los datos obtenidos por Guilminenau et al.. Drcha: Comparación del coeficiente de sustentación máximo con los datos obtenidos por Guilminenau et al..	53
4.9	Modos de vorticidad para $Re = 3800$, $U^* = 4.4$, Comparados con los estudios PIV de Williamson [7] y los estudios CFD de Guilminenau [8]	54
4.10	Vorticidad para $Re = 7200$, $U^* = 8.33$	54

4.11	Análisis de fase de las principales variables de interés para la consecución de potencia.	56
4.12	Amplitud adimensional para el barrido del amortiguamiento del muelle.	57
4.13	Evolución del coeficiente de potencia para el amortiguamiento del muelle.	58
4.14	Transformadas de Fourier para 4 casos de la curva de la k^* , dos extremos y dos valores pertenecientes a la zona de resonancia. Se observa como el Strouhal se mantiene aproximadamente constante en todo el recorrido.	58
4.15	Evolución del ratio de frecuencias características con la rigidez del muelle.	59
4.16	Campo de velocidad para distintas zonas del barrido de k^*	60
4.17	Contornos de vorticidad en la zona cercana el cuerpo para distintas zonas del barrido de k^*	61
4.18	Evolución temporal de la velocidad para distintos coeficientes de amortiguamiento.	62
4.19	Evolución de la amplitud adimensional para el barrido del coeficiente de amortiguamiento.	63
4.20	Evolución de la amplitud adimensional para el barrido del coeficiente de amortiguamiento.	63
4.21	Campo fluido de la velocidad para varios ratios de amortiguamiento.	64
4.22	Evolución de la amplitud adimensional para el barrido de la rigidez en 3 masas distintas.	65
4.23	Evolución del coeficiente de potencias para el barrido de la rigidez de 3 masas distintas.	66
4.24	Diferencias en el campo de velocidades para los 3 ratios de masa estudiados con una rigidez baja.	66
4.25	Diferencias en el campo de velocidades para los 3 ratios de masa estudiados con una rigidez alta.	67
4.26	Izq: Evolución de la amplitud para un ratio de masas del orden de 10^3 . Drcha: FFT para el caso óptimo.	67
4.27	Evolución del coeficiente de potencias para un ratio de masas muy elevado.	68
4.28	Evolución de la amplitud para distintos números de Reynolds.	69
4.29	Evolución de la amplitud para distintos números de Reynolds.	70
4.30	Evolución del coeficiente de potencia para varias geometrías.	71
4.31	Comparativa de la zona de desprendimiento para las 3 geometrías probadas en una configuración semi rígida.	71
4.32	Contornos de velocidad para distintas relaciones de aspecto del cilindro	73
4.33	Evolución de los coeficientes de fuerzas con el Aspect Ratio del cilindro	74
4.34	Contribución normalizada de cada modo de vibración a la masa modal	75
4.35	Coefficientes de fuerzas para un caso laminar comparado con un LES.	77
4.36	Perfil de velocidades para un caso laminar y un LES.	78
4.37	Intensidad turbulenta para un Reynolds bajo.	78
4.38	Campos de velocidad para el RANS (arriba) y el LES (abajo)	79
4.39	Energía cinética turbulenta (arriba), escala subgrid (media) y total (abajo) para un Reynolds de 1000. Malla computacional de aproximadamente 3×10^6 elementos	80

Índice de cuadros

3.1	Configuración malla dominio.	29
3.2	Parámetros estudiados en 3 de las mallas testadas.	34
3.3	Independencia del tamaño de elemento en la malla para el análisis de elementos finitos.	34
3.4	Independencia del tamaño de elemento en la malla para la malla tridimensional.	38
3.5	Coefficientes de mayor interés para el estudio de la independencia del paso temporal.	45
4.1	Evolución del ratio de frecuencias con la rigidez del muelle adimensional.	59
5.1	Valores nominales declarados del ACCIONA AW-70/1500.	81
6.1	Descomposición de horas empleadas.	89
6.2	Total mano de obra.	89
6.3	Precio de las licencias utilizadas.	90
6.4	Coste total.	90

Nomenclatura

Propiedades del fluido

ρ	—	Densidad	[kg/m^3]
ν	—	Viscosidad cinemática	[m^2/s]
U_∞	—	Velocidad	[m/s]
Re	—	Número de Reynolds	[-]
p_∞	—	Presión ambiente	[Pa]

Características geométricas

L_{ref}	—	Longitud de referencia	[m]
S_{ref}	—	Superficie de referencia	[m^2]
D	—	Diámetro (longitud de referencia)	[m]
r	—	Radio	[m]
A	—	Área frontal (superficie de referencia)	[m^2]
AR	—	Aspect Ratio	[-]
...			

Fuerzas aerodinámicas

D	—	Fuerza de resistencia	[N]
L	—	Fuerza de sustentación	[N]
P	—	Potencia	[W]
C_D	—	Coefficiente de resistencia	[-]
C_L	—	Coefficiente de sustentación	[-]
C_p	—	Coefficiente de potencia	[-]
C_P	—	Coefficiente de presión	[-]

Parámetros del movimiento

U_{red}	—	Velocidad reducida	[-]
k^*	—	Constante elástica del muelle adimensional	[-]
k	—	Constante elástica del muelle	[Nm]

ϵ	—	Ratio de amortiguamiento	[-]
c^*	—	Amortiguamiento del sistema adimensional	[-]
c	—	Amortiguamiento del sistema	[Nm/s]
c_c	—	Amortiguamiento crítico	[Nm/s]
m^*	—	Ratio de masas	[-]
m	—	Masa del sistema	[kg]
m_f	—	Masa del fluido	[kg]
f_N	—	Frecuencia natural del sistema	[Hz]
ω	—	Frecuencia del sistema	[1/s]
St	—	Número de Strouhal	[-]
E	—	Módulo de Young	[Pa]
...			

Siglas

<i>CFD</i>	—	Computational Fluid Dynamics
<i>FSI</i>	—	Fluid Structure Interaction
<i>HAWT</i>	—	Horizontal-axis wind turbine
<i>LES</i>	—	Large Eddy Simulation
<i>RANS</i>	—	Reynolds Averaged Navier Stokes
<i>VAWT</i>	—	Vertical-axis wind turbine
<i>VIV</i>	—	Vortex Induced Vibration

Resumen

El presente Trabajo de Final de Máster de Ingeniería Aeronáutica consiste en un estudio del fenómeno de VIV mediante CFD (*Computational Fluid Dynamics*), es decir, de las vibraciones inducidas de vórtices alrededor de una estructura, con aplicación en generación de potencia mediante aerogeneradores sin palas. Tras una introducción teórica, se ha desarrollado y justificado la configuración de los casos utilizados, incidiendo en las herramientas utilizadas para ello que ofrece el código de CFD comercial STAR-CCM+. También se ha desarrollado un estudio de elementos finitos para el caso 3D. Una vez definidos los casos, se han presentado los resultados: Se han realizado los estudios de independencia de malla, paso temporal e iteraciones internas necesarios, se ha llevado a cabo un extenso estudio de sensibilidad de los parámetros que gobiernan los fenómenos de interacción fluido estructura y se ha realizado una ampliación a un caso tridimensional incidiendo en las diferencias observadas entre ambos.

Resum

El present Treball de Final de Màster d'Enginyeria Aeronàutica consisteix en un estudi del fenomen de VIV mitjançant CFD (textit Computational Fluid Dynamics), és a dir, de les vibracions induïdes de vòrtex al voltant d'una estructura, amb aplicació en generació de potència mitjançant aerogeneradors sense pales. Després d'una introducció teòrica, s'ha desenvolupat i justificat la configuració dels casos utilitzats, fent atenció en les eines utilitzades per això oferides pel codi de CFD comercial STAR-CCM +. També s'ha desenvolupat un estudi d'elements finits per al cas 3D. Una vegada definits els casos, s'han presentat els resultats: S'han realitzat els estudis d'independència de malla, pas temporal i iteracions internes necessaris, s'ha dut a terme un extens estudi de sensibilitat dels paràmetres que governen els fenòmens d'interacció fluid estructura i s'ha realitzat una ampliació a un cas tridimensional incidint en les diferències

observadas entre ambos.

Abstract

The present Final Master's Project in Aeronautical Engineering consists of a study of the VIV phenomenon through CFD (Computational Fluid Dynamics), that is, of the vortex-induced vibrations around a structure, with application in power generation by using wind turbines without blades. After a theoretical introduction, the configuration of the cases used has been developed and justified, focusing on the tools used for this offered by the commercial CFD code STAR-CCM+. A finite element study has also been developed for the 3D case. Once the cases have been defined, the results have been presented: The studies of mesh independence, time step and necessary inner iterations have been carried out, an extensive study of the sensitivity of the parameters that govern the fluid structure interaction phenomena has been carried out and an extension to a three-dimensional case has been made, in order to observe the differences between both of them.

Palabras clave

CFD, FSI, vibraciones, VIV, vorticidad

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

Índice

1.1	Motivación	1
1.2	Antecedentes	2
1.3	Descripción del caso	3
1.4	Objetivos	4

1.1. Motivación

En los últimos años, el rendimiento de las llamadas energías renovables ha crecido significativamente, como resultado de una gran profundización en estas técnicas, con el objetivo final de lograr la sustitución de los combustibles fósiles como medio principal para la generación de energía en un mundo cuya demanda crece exponencialmente. Entre dichas energías, la eólica ha sido, tradicionalmente, una de las más reconocidas, siendo España un país puntero en la generación de energía eléctrica mediante esta técnica, tan solo por detrás de potencias mundiales como China y Estados Unidos [9].

Entre sus ventajas, destaca el hecho de ser una energía limpia, potencialmente disponible en cualquier parte del mundo y, en comparación con otras energías de su categoría, barata. Sin embargo, también presenta una serie de desventajas, comentadas a continuación. La mayor parte de estas desventajas conducen al impacto medioambiental que implican los aerogeneradores. Más allá del evidente impacto visual, los parques eólicos suponen un importante foco de muertes en aves. Además, los parques eólicos precisan de grandes áreas de ocupación, ya que, por efectos aerodinámicos, es necesario mantener una determinada separación entre dos aerogeneradores distintos para que su rendimiento no se vea alterado por sus vecinos. Finalmente, la dirección del viento provoca otro potencial problema, subsanable mediante tecnologías que, si bien es cierto que existen, provocan un aumento en la complejidad del aparato.

Por lo tanto, en base a lo comentado, es razonable pensar que la energía eólica se postula como una energía de primera línea para el futuro más inmediato, pero que presenta una serie de problemas que pueden dificultar su éxito. Por eso, aparece la idea sobre la que se construye este Trabajo Final de Máster: los aerogeneradores sin palas. Esta idea novedosa basa su actividad en la generación de energía mediante el aprovechamiento del fenómeno aeroelástico conocido como *Vortex-Induced Vibration* (VIV), el cual aprovecha la vibración de una estructura para la consecución de energía limpia. Los beneficios de esta tecnología son inmediatos: se eliminan parte de los efectos medioambientales al desaparecer el rotor del aerogenerador, y, sobre el papel, no se precisarían de áreas tan extensas, ya que los efectos de estela perjudiciales en los aerogeneradores con palas no son tan notorios en estas geometrías más simples. Además, su previsible forma circular permite eliminar la variable de la dirección del viento, ya que presentaría el mismo comportamiento fuere cual fuere tal dirección. Finalmente, su simplicidad y, de acuerdo con varios estudios, bajo peso, compensaría la evidente disminución de energía generada por equipo respecto a un aerogenerador tradicional.

Por lo tanto, recogiendo todo lo comentado, el presente trabajo se dirigirá al estudio de los fenómenos de interacción fluido-estructura que posibilitan la aparición de tales efectos, con la intención de comprobar si estas nuevas tecnologías puedan llegar a tener un recorrido real.

1.2. Antecedentes

Como ya se ha introducido, el desarrollo de los aerogeneradores sin palas deben su origen al estudio de los fenómeno de vibraciones inducidas por la vorticidad, al cual el presente trabajo se referirá como VIV de ahora en adelante. Para ello, se han seguido 3 técnicas fundamentales desde el inicio de su estudio: modelos matemáticos, análisis experimentales y, más recientemente, análisis numéricos mediante CFD.

Entre los primeros estudios dentro de este campo, destacan aquellos que fueron llevados a cabo por Griffin [10]. En su trabajo, se proponía un método matemático mediante el cual sugería que las fuerzas actuantes sobre una estructura cilíndrica por el fluido pueden ser modeladas mediante un oscilador autoexcitable y no lineal que recibe el nombre de oscilador de onda. Además, se pretendía demostrar el fenómeno del 'lock-in', recurrente a lo largo del presente trabajo, así como ahondar en el mismo. El lock-in, que se comentará posteriormente, consiste en el fenómeno por el cual se igualan la frecuencia de vórtice y la frecuencia natural de vibración del sólido. Entre sus aportaciones, destaca la implantación de una serie de parámetros, como el parámetro Skop-Griffin, un número adimensional que pretendía cuantificar el efecto del producto de la masa y el amortiguamiento del cuerpo en la vibración del sistema [10].

Posteriormente, aparecerían una serie de estudios llevados a cabo por Williamson [7], consi-



Figura 1.1: Prototipo de un aerogenerador sin rotor. Imagen extraída de VORTEX [1]

derados por el amplio grueso de la literatura existente como la referencia fundamental a la hora de profundizar en el fenómeno del VIV. En estos estudios, mediante la implementación tanto de experimentos como de modelos analíticos [11], se avanzó en el estudio y la comprensión de la dinámica de los vórtices, la importancia de los parámetros de masa y amortiguamiento del sistema, especialmente para bajos valores de los mismos, así como la aparición de nuevos modos de ondas de vórtices. Estos experimentos han sido recreados posteriormente en numerosas ocasiones, con la intención de ampliar el conocimiento dentro del campo, sobre todo en busca de las llamadas 'ramas de vórtices' [12], a las cuales se les dedicará posteriormente una sección. Todos estos estudios se centran en las componentes transversales de la vibración de la estructura. Sin embargo, estudios más recientes han demostrado que las vibraciones en el eje longitudinal también pueden jugar un rol importante dentro de la aerodinámica que rodea a la estructura, y varios investigadores han puesto sus esfuerzos en tratar de modelar el oscilador teniendo en cuenta estos efectos [13].

Todos estos estudios conducen al objetivo del presente trabajo, ya que estas vibraciones pueden ser utilizadas para la consecución de potencia. Existe literatura que aborda el tema de la definición de un coeficiente de potencia, o rendimiento del sistema, mediante el cual se cuantifique la potencia extraíble del sistema diseñado mediante el efecto del VIV, con la intención de, posteriormente, analizar la viabilidad del mismo, desde un punto de vista experimental o analítico. Pindado et al. [14] propusieron un rendimiento basado en la potencia del aprovechada por el cilindro en base a la potencia que el flujo le transmite al cuerpo y, en base a dicho parámetro, analizó la influencia de los parámetros principales del sistema -velocidad reducida, masa y amortiguamiento- en busca de una optimización del cuerpo-. Por otro lado, también se propone otra aproximación que relacionaba directamente la potencia aprovechada con el parámetro de amortiguamiento de una manera lineal, con su correspondiente análisis y optimización.

Finalmente, en el entorno de trabajo del autor del presente documento, si bien es cierto que no existen antecedentes sobre el tema particular en cuestión, es decir, el fenómeno VIV en aerogeneradores sin palas, existe una gran experiencia en temática de interacción fluido estructura con CFD, destacando, en las fechas más recientes, estudios sobre fenómenos aeroelásticos no lineales en placas planas [15].

1.3. Descripción del caso

A partir de una simplificación bidimensional de la geometría, se realiza el preproceso de un caso en CFD con la finalidad de preparar un caso base sobre el que realizar un estudio paramétrico de aquellas variables que afectan a los fenómenos de vórtice y de vibración alrededor de un cilindro en interacción con un fluido. Se realizarán los estudios de independencia pertinentes y se compararán los resultados obtenidos con la bibliografía, escasa por otro lado, existente sobre esta fenomenología. Posteriormente, se realizará una ampliación a un estudio tridimensional, donde se observarán los efectos en la punta mediante la variación del AR del cilindro, y se realizará un estudio de elementos finitos para aplicar un método de analogía entre el caso bidimensional y el caso tridimensional previamente desarrollado.

1.4. Objetivos

Los objetivos que se persiguen con la realización del presente trabajo pueden organizarse en torno a 3 bloques diferenciados.

En primer lugar, se persiguen una serie de objetivos meramente académicos, con la realización de un Trabajo Final de Máster que permita al autor del documento finalizar sus estudios del Máster de Ingeniería Aeronáutica por la Universitat Politècnica de València, con el título correspondiente que le acredite como Ingeniero Aeroespacial. Unido a esto, se pretende una correcta aplicación de algunos de los conceptos adquiridos a lo largo de los 6 años de formación académica superior.

Por otro lado, existen una serie de objetivos profesionales, enmarcados en el hecho de haber trabajado en un entorno profesional, fruto de la combinación del trabajo con las prácticas de empresa en un despacho especializado en CFD. Unido a esto se incluye el aprendizaje de una metodología diaria dentro de un horario, el desarrollo del trabajo en equipo y el seguimiento semanal de una serie de objetivos a presentar ante los superiores.

Finalmente, también se busca la consecución de objetivos puramente técnicos que constituyen el grueso del trabajo, basados en la comprensión, análisis e implementación del fenómeno del VIV mediante herramientas CFD. Entre estos objetivos, más detalladamente destacan:

- Configuración de un caso en CFD desde su geometría inicial.
- Profundización en la técnica de mallado overset y en las técnicas que permiten los análisis FSI en CFD.
- Análisis y optimización de los parámetros fluido-estructurales que gobiernan el fenómeno del VIV.
- Ampliación a casos tridimensionales y aplicación de técnicas desarrolladas en estudios anteriores.
- Búsqueda de una comparación verosímil con las tecnologías actuales en el mercado.

Capítulo 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Índice

2.1	Introducción	5
2.2	La energía eólica	6
2.2.1	Evolución de la energía eólica	6
2.2.2	Energía eólica en la actualidad	7
2.2.3	Alternativa: turbinas sin palas	9
2.3	Flujo alrededor de un cilindro	10
2.3.1	Velocidad reducida U_r	12
2.3.2	Vibración inducida por el desprendimiento de vórtices	14

2.1. Introducción

A lo largo de este capítulo, se expondrá una evolución de la energía eólica en los últimos años, incidiendo en la aparición de las tecnologías *bladeless*, finalidad última de los estudios que se pretenden abordar en este trabajo. Además, también se desarrollará un respaldo teórico sobre los fenómenos físicos que gobiernan el problema que se pretende tratar, y en los cuales se basan los proyectos que existen en la actualidad sobre aerogeneradores sin palas, con el objetivo de conseguir un marco teórico que permita una futura mejor comprensión de los estudios realizados. Para ello se utilizarán estudios anteriores, en especial aquellos considerados la base de los fenómenos que se desean estudiar, ya sea el problema base tradicional del flujo alrededor de un cilindro o el fenómeno del VIV con su correspondiente interacción fluido estructura.

2.2. La energía eólica

2.2.1. Evolución de la energía eólica

La energía eólica, en contra de lo que pueda parecer por el dominio de los combustibles fósiles desde la época de la Revolución Industrial, es una de las formas de energía más usadas a lo largo de la historia de la humanidad [16]. Si se define la energía eólica como el aprovechamiento del aire para generar energía de cualquier tipo, las primeras muestras de uso de barcos veleros datan del antiguo Egipto, hace más de 3000 años. En cuanto a los molinos de viento, el primer molino de viento se le atribuye a Herón de Alejandría en el siglo I d.C. [2], pero su uso no se extiende hasta pasado el siglo VII en la antigua Persia, cerca de la actual Afganistán, no siendo hasta el siglo XII cuando se empezaron a asentar en Europa mediante la aparición de los mismos en Francia e Inglaterra.



Figura 2.1: Molino de viento primitivo (Persia, siglo VII d.C.). Imagen extraída de [2]

Durante esta época, la energía eólica tuvo un éxito relativamente notorio, hasta la llegada de la Revolución Industrial y la aparición de la máquina de vapor y los combustibles fósiles, donde las magnitudes de extracción de potencia entre unas tecnologías y otras se hizo tan evidente que relegó a la energía eólica a un plano inferior. No fue hasta casi el siglo XX, con la invención de la primera turbina eólica por parte de Charles F. Brush, cuando la energía eólica recuperó parte de la importancia de los primeros años del milenio. Apenas dos años después de la invención de esta turbina eólica, Dinamarca inició un programa de investigación y, tan solo dos años después, Poul la Cour diseñó el primer prototipo de turbina eólica para la consecución de energía eléctrica.

A partir de los años 70 del siglo pasado, coincidiendo con la crisis mundial del petróleo

y con el rechazo de la sociedad hacia tecnologías como la energía nuclear, la energía eólica experimentó un gran crecimiento, apareciendo en los años 80 las primeras marcas comerciales de turbinas eólicas, con potencias declaradas de 55kW, lo que le convertía en una fuente de energía alternativa a las existentes en ese momento.

En el último siglo, con el impulso de los países económicamente punteros europeos, la energía eólica se ha colocado como una de las fuentes de energía principales, llegando a producir casi 300.000 MW anuales repartidos en más de 80 países. En la Figura 2.2 se muestra una comparativa del exponencial crecimiento de la energía generada en estos últimos años.

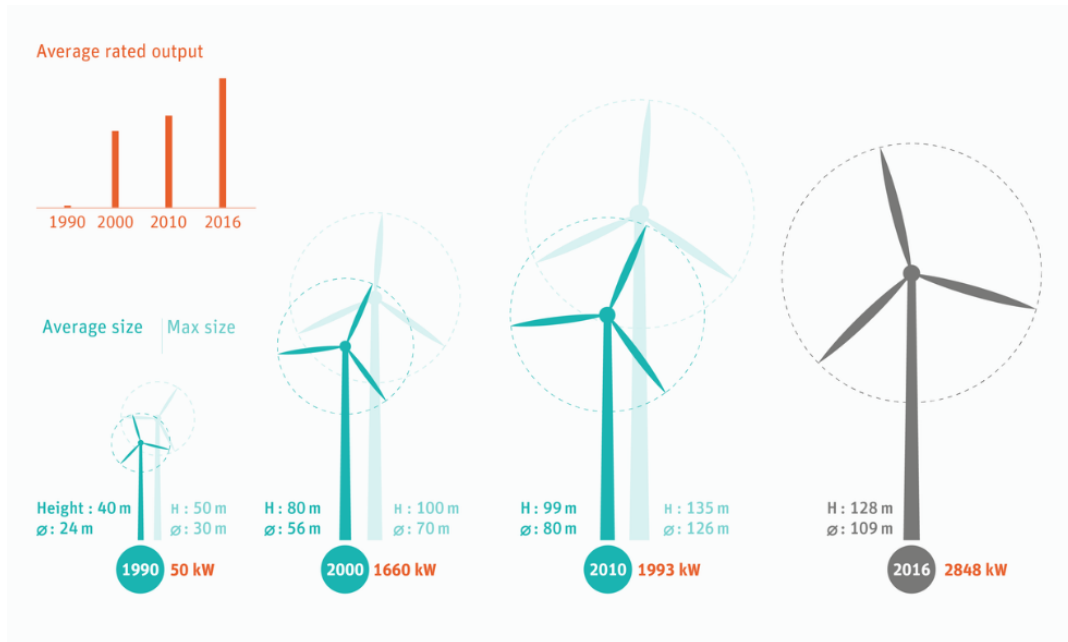


Figura 2.2: Evolución de los tamaños característicos de las turbinas eólicas y su extracción de potencia desde el inicio de su éxito actual.

2.2.2. Energía eólica en la actualidad

Actualmente, son 3 los tipos de turbina que predominan en el mercado: VAWT Savonius, HAWT y VAWT Darrieus, donde la primera letra de cada tipo hace referencia al eje sobre el que rota la estructura [3].

Eje horizontal

Las turbinas más habituales son las HAWT (horizontal-axis wind turbines) de tres palas, por el hecho de ser las que más rendimiento ofrecen (los aerogeneradores de cinco palas generan más potencia, pero el gasto extra que suponen provocan que las anteriores sean las elegidas). Tienen el rotor principal y el generador eléctrico en lo alto de la torre apuntando hacia la

dirección del viento. Cuentan con una caja de cambios que regular la velocidad de las aspas en función de la velocidad del aire, optimizando así la potencia extraída. La elección de usar 3 palas es debido al par bajo que se consigue, aumentando así su fiabilidad, así como debido a fenómenos de estabilidad, ya que, su momento de inercia constante, independientemente de la posición de las mismas, resulta muy positivo para el comportamiento no estacionario del conjunto del rotor. Tiene una longitud máxima de casi 80 metros y se encuentran en continuo crecimiento año a año, proporcionando, a día de hoy, una potencia neta de hasta 8 MW.

Eje vertical

Las turbinas de eje vertical (VAWT) disponen del rotor principal en una posición vertical, tal y como su nombre indica. Respecto a las turbinas de posición horizontal, las VAWTs no necesitan estar orientadas hacia la dirección del viento, lo que es proporciona una ventaja innegable frente a las anteriores. La caja de cambios y el generador, debido a la disposición de la estructura, se pueden colocar en el suelo, siendo más accesibles para tareas de mantenimiento. Sin embargo, la mayor desventaja es la amplia diferencia de potencia extraída para aerogeneradores de tamaño similar, debido a la baja velocidad de rotación fruto del mayor par del que sufre con respecto a las turbinas horizontales y las grandes cargas aerodinámicas que sufren las palas debido a la rotación completa de las mismas.

Tipos no convencionales

Más allá de los dos diseños tradicionales, existen multitud de ideas desarrolladas en los últimos años. Darrieus diseñó una turbina en forma de huevo que aumentaba considerablemente el rendimiento, pero que provocaba un gran par en el rotor que comprometía la fiabilidad estructural. Derivado de este tipo surge el *giromill* [?], que trata de aprovechar la elasticidad de las palas para generar una mayor potencia. En la disposición de las palas también han aparecido ideas alternativas, pasando por disposiciones en paralelo o por turbinas contrarrotacionales, a imagen y semejanza de un helicóptero.

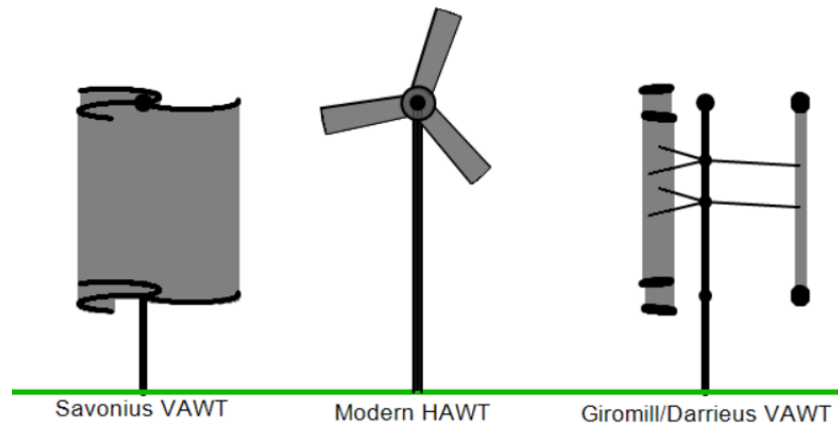


Figura 2.3: Esquema de las principales tecnologías utilizadas en turbinas eólicas. Imagen extraída de [3]

2.2.3. Alternativa: turbinas sin palas

Problemática turbinas tradicionales

Como se ha expuesto, la energía eólica tal y como se entiende actualmente, presenta una gran cantidad de ventajas frente a otras fuentes de energía, tanto renovables como no renovables, que la convierten en una opción muy atractiva para la extracción de energía eléctrica. Sin embargo, también presenta una serie de problemas que impiden su total desarrollo. Desde un punto de vista funcional, el mayor problema aparece debido a la dependencia existente, especialmente en las turbinas horizontales, con la dirección del viento, que provoca que, en numerosas ocasiones, el rendimiento de la turbina no sea el deseado. Por otro lado, su complejidad mecánica en la zona de unión entre la estructura aerodinámica y los convertidores de energía, pasando por el rotor, necesitan de un amplio sistema de engranajes que, a la postre, exige un eficiente sistema de lubricación y un continuo mantenimiento, así como el uso de una gama de materiales capaces de soportar las cargas que se generan, propias de otras tecnologías como los helicópteros. Finalmente, desde un punto de vista medioambiental, más allá del impacto audiovisual, las turbinas eólicas constituyen una importante razón de muerte de aves y murciélagos. Según SEO Birdlife [17], cada año mueren entre 6 y 18 millones de aves y murciélagos por causas relacionadas con las turbinas eólicas, resultando contraproducente para una fuente de energía renovable y, por ende, respetuosa con el medio ambiente.



Figura 2.4: Maqueta de un parque de aerogeneradores sin palas.

Vortex Bladeless

Con la finalidad de resolver estos problemas, aparece la idea de desarrollar aerogeneradores sin palas [1], aprovechando la interacción fluido-estructura y las vibraciones generadas en la estructura por el aire para la generación de energía. Esta nueva tecnología permitiría la eliminación de todo el complejo sistema mecánico, por lo que los gastos en material, mantenimiento y lubricación disminuyen considerablemente. La mayor desventaja de esta nueva idea es la diferencia de potencia extraída entre fenómenos puramente aerodinámicos como los que ocurren con la rotación de las palas y la extraída mediante vibración. En la siguiente sección se tratará de explicar los fundamentos teóricos dentro de la mecánica de fluidos en los que se basa este tipo de tecnología.

2.3. Flujo alrededor de un cilindro

El flujo alrededor de un cilindro -o un prisma- es uno de los problemas clásicos de la Mecánica de Fluidos, tanto en su vertiente bidimensional como tridimensional. La geometría del cuerpo hace pensar que el flujo seguiría un patrón estacionario y simétrico, y así ocurre para números de Reynolds muy bajos, donde los esfuerzos viscosos gobiernan el comportamiento del flujo. Sin embargo, a medida que el Reynolds aumenta, empiezan a aparecer perturbaciones aguas abajo del cuerpo, las cuales reciben el nombre de desprendimiento de vórtices, del inglés *vortex shedding*. Estos desprendimientos provocan una variación en la distribución de presiones y, por ende, en las fuerzas aerodinámicas actuantes, dando lugar a una sucesión de estos vórtices que originan la llamada calle de von Karman, en honor al ingeniero Theodore von Karman.

Como se ha comentado, pues, conforme varía el número de Reynolds van apareciendo distintas estructuras en el flujo alrededor y detrás del cilindro, presentadas a continuación, en la Figura 2.5.

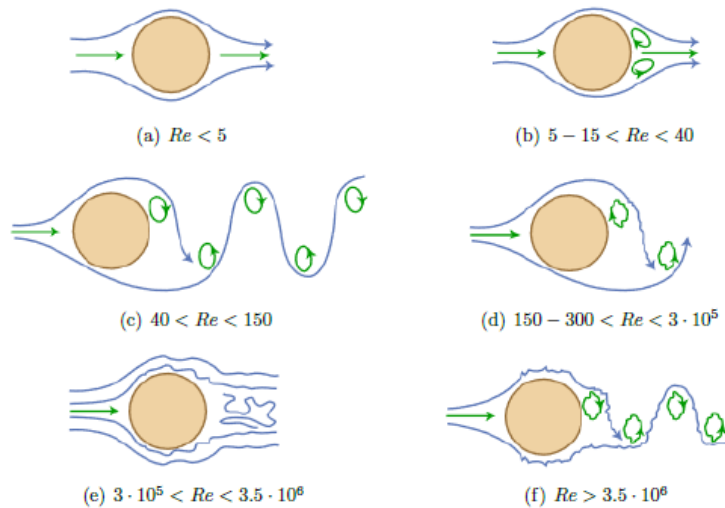


Figura 2.5: Evolución del patrón de flujo aguas abajo del cuerpo para distintos números de Reynolds. Imagen extraída de [4]

Cuando el número de Reynolds es del orden de la unidad, el flujo presenta una estructura totalmente simétrica aguas arriba y aguas abajo del cuerpo. Los esfuerzos viscosos son, de acuerdo a la definición del número de Reynolds, del orden de los esfuerzos dinámicos y no aparece ningún tipo de inestabilidad aerodinámica.

Sin embargo, a partir de un Reynolds de aproximadamente 5, y hasta valores cercanos a 40, empiezan a aparecer pequeñas burbujas de recirculación en la parte trasera del cuerpo, tal y como se observa en la segunda figura. Estas perturbaciones, a pesar de que inicialmente son estacionarias, se continuarán desarrollando a medida que sigue aumentando el Reynolds, provocando posteriormente una serie de vórtices desprendidos alternos.

A partir de Reynolds 40, se llega al denominado Reynolds crítico, el cual se define como el Reynolds al cual se producen los desprendimientos y se forma la calle de von Karman. Mientras uno de los dos vórtices se forma (el de arriba o el de abajo), el otro se desprende, y viceversa. Este fenómeno se conoce como la **inestabilidad de Strouhal** [4]. El número de Strouhal es un número adimensional que trata de definir los mecanismos de oscilación de los vórtices que se generan. De hecho, el desprendimiento de los vórtices ocurre a una frecuencia representada mediante el número de Strouhal, que informa del tiempo (o de la inversa del mismo) que tarda un vórtice en recorrer una distancia L equivalente a la longitud característica del cuerpo a una velocidad V determinada.

$$St = \frac{f \cdot L_{ref}}{U} \quad (2.1)$$

El número de Strouhal, para el caso que ocupa de un cilindro en reposo, depende únicamente del número de Reynolds, pero se mantiene constante en 0.2 en un gran rango del mismo, cambiando únicamente para bajos y muy altos Reynolds, tal y como se ve en la Figura 2.6, resultado de los experimentos realizados por Heinecke en 1981.

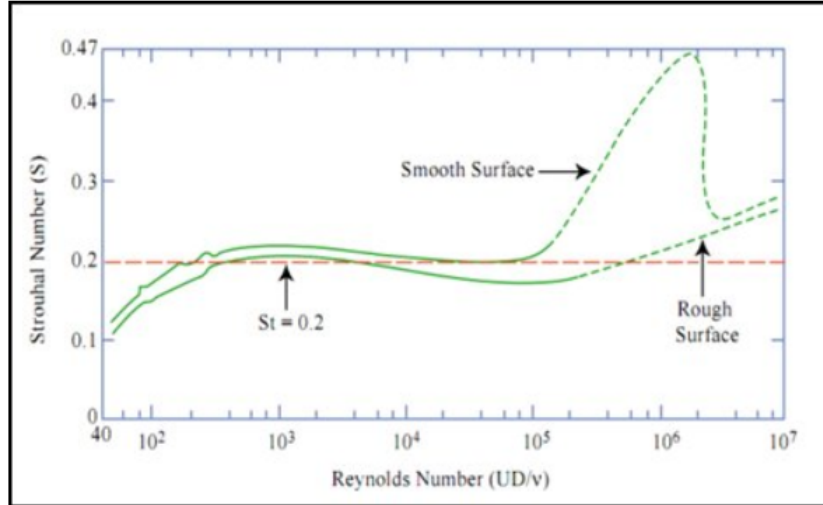


Figura 2.6: Estudio de Heinecke (1981) sobre la dependencia del número de Strouhal con el número de Reynolds. Imagen extraída de [4]

Volviendo a la Figura 2.5, cuando se sigue aumentando el número de Reynolds empiezan a aparecer fenómenos tridimensionales en la calle de von Karman. A partir de $Re = 400$, la estela se vuelve totalmente turbulenta, desapareciendo la calle de von Karman. Aún existirá otro cambio de tendencia para Reynolds muy elevado, del orden de 10^6 , en la zona conocida como zona de transición, donde la zona de separación del flujo se retrasa y se desorganiza.

2.3.1. Velocidad reducida U_r

En cuanto a aquellas propiedades del sistema a tener en cuenta dentro de un fenómeno de interacción fluido-estructura, la velocidad reducida el parámetro que gobierna sus características mecánicas. La velocidad reducida se define como sigue:

$$U_r = \frac{U}{L_{ref} \cdot f_N} \quad (2.2)$$

El nuevo parámetro introducido es la frecuencia del sistema, la cual depende únicamente de la rigidez y de la masa del mismo, así como de la forma del mismo, parámetros fundamentales

en el modelo mecánico del sistema, desarrollado más adelante en la Capítulo 3.

$$f_N = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

Agrupando ambas expresiones sobre las frecuencias del sistema global, se puede llegar a una formulación de la velocidad reducida que permite, en una primera aproximación, un análisis de la interacción entre ambas frecuencias.

$$U_r = \frac{1}{St} \cdot \frac{f_N}{f} \quad (2.4)$$

Esta expresión, a su vez, permite diferenciar tres tramos distintos.

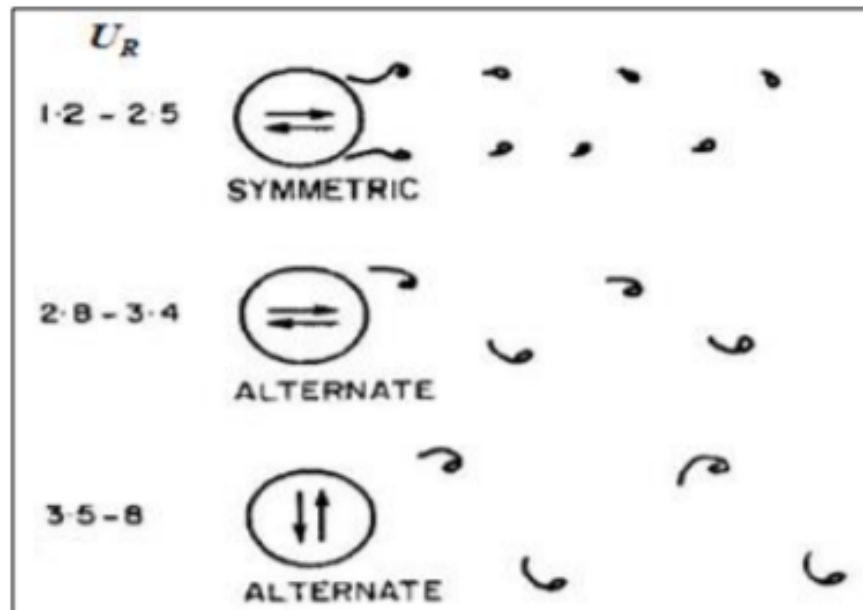


Figura 2.7: Evolución del patrón de flujo aguas abajo del cuerpo para distintos rangos de la Velocidad reducida (U_r). Figura extraída de [4]

Un primer rango hasta aproximadamente valores de U_r de 2.5, donde los vórtices se generan de manera cíclica y el cilindro responde en la misma dirección.

Un segundo rango entre 3 y 4, donde la frecuencia del sistema es el doble de la frecuencia oscilante y los vórtices se desprenden de manera alterna, similar a la de una calle de von Karman.

Un tercer rango para velocidades reducidas elevadas, donde las oscilaciones del sistema sólido se generan de manera perpendicular al flujo.

2.3.2. Vibración inducida por el desprendimiento de vórtices

El fenómeno del VIV, siglas del inglés Vortex Induced Vibrations se encarga de estudiar el movimiento que se le induce a un cuerpo por su interacción con un flujo externo, generado así un patrón de flujo periódico aguas abajo, y como este movimiento puede utilizarse para la generación de energía aprovechable.

A continuación se muestra la ecuación que define el equilibrio de fuerzas en un sistema fluido-estructura acoplado bidimensional [18].

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(t) \quad (2.5)$$

Siendo y el desplazamiento vertical -y sus correspondientes derivadas-, m la masa estructural del sistema, c el amortiguamiento estructural -el cual permitirá la extracción de energía-, k la constante del muelle y F la fuerza transversal actuante sobre el cuerpo. En la zona del lock-in, es decir, aquel donde se sincronizan la frecuencia estructural del sistema y la frecuencia fluctuante, se puede aproximar la fuerza transversal del siguiente modo:

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t + \phi) \quad (2.6)$$

Esta formulación facilita el desarrollo del estudio experimental del fenómeno del VIV.

Uno de los pioneros dentro de este campo, Feng [5], caracterizó la evolución del desplazamiento del cilindro en función de la velocidad reducida, diferenciando dos ramas de respuesta en amplitud dentro de dicha evolución: la rama inicial y la rama baja, initial branch y lower branch en inglés respectivamente, con una transición de histéresis entre ambas, como se muestra en la Figura 2.8. El cambio entre ramas también se corresponde con un cambio de fase entre las fluctuaciones de presión alrededor del flujo. Posteriormente, al realizar estudios experimentales en agua que posibilitaron el manejo de ratios máxicos menores mediante los cuales se observan una tercera rama, la rama superior o upper branch, mostrada en la Figura 2.9, con desplazamientos del cilindro considerablemente mayores. Sin embargo, también existen variaciones con el número de Reynolds que dificultan las interpretaciones que se puedan llevar a cabo.

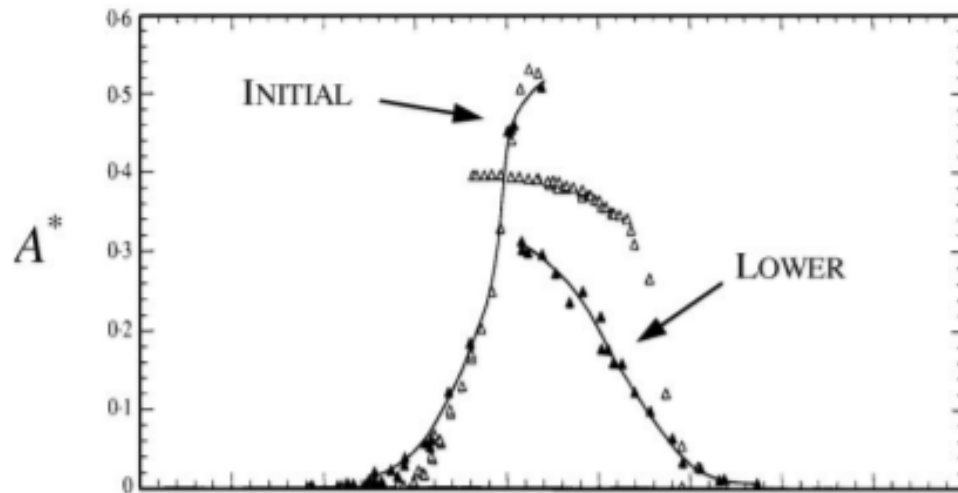


Figura 2.8: Resultados de los experimentos de Feng sobre el desplazamiento del cilindro para distintas velocidades reducidas. Figura extraída de [5].

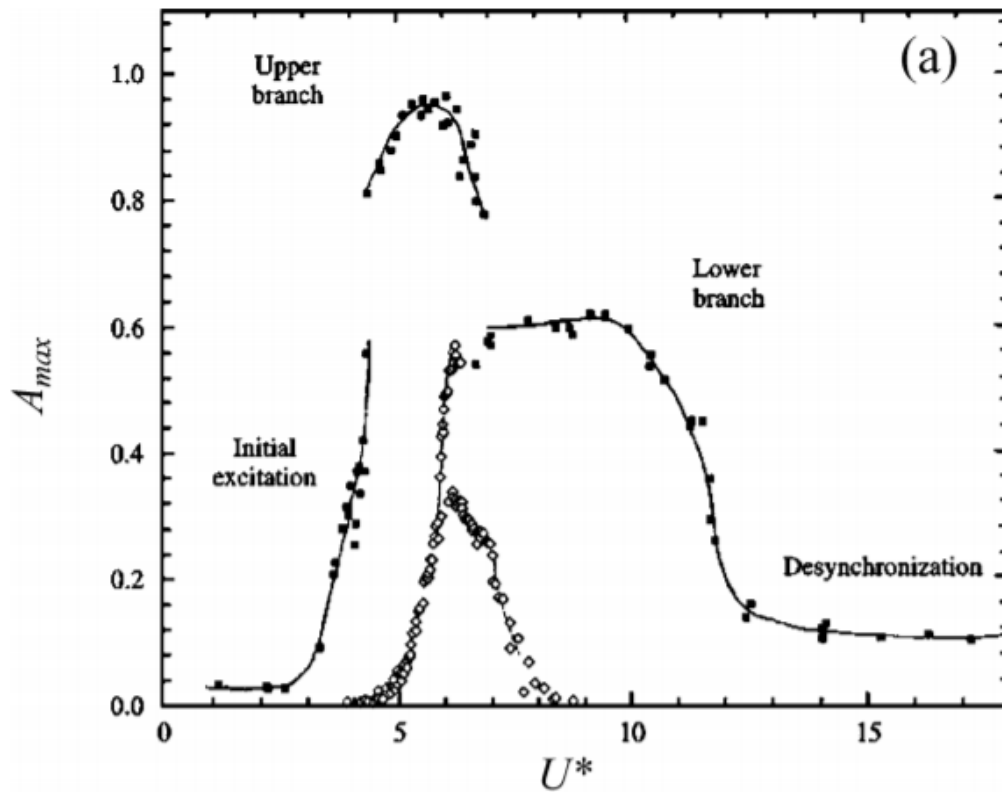


Figura 2.9: Resultados de los experimentos de Williamson sobre el desplazamiento del cilindro para distintas velocidades reducidas. Figura extraída de [5].

Desde el punto de vista de los patrones de flujo, a cada rama le corresponde un modo de vórtice distinto, que permite caracterizar cada una de ellas, así como el salto entre una rama y otra, caracterizado por el salto de fase debido al aso de la frecuencia de vibración a través de la frecuencia natural del medio en el que se está actuando y la frecuencia en el vacío respectivamente. La rama inicial se relaciona con un modo 2S, en el que, por cada ciclo, se desprenden 2 vórtices individuales, mientras que, en las ramas que siguen, la upper y la lower branch, el flujo forma modos de tipo 2P, los cuales vienen constituidos por dos pares de vórtices cada medio ciclo. Estas estructuras, poco intuitivas a nivel descriptivo, se muestran en la Figura 2.10.

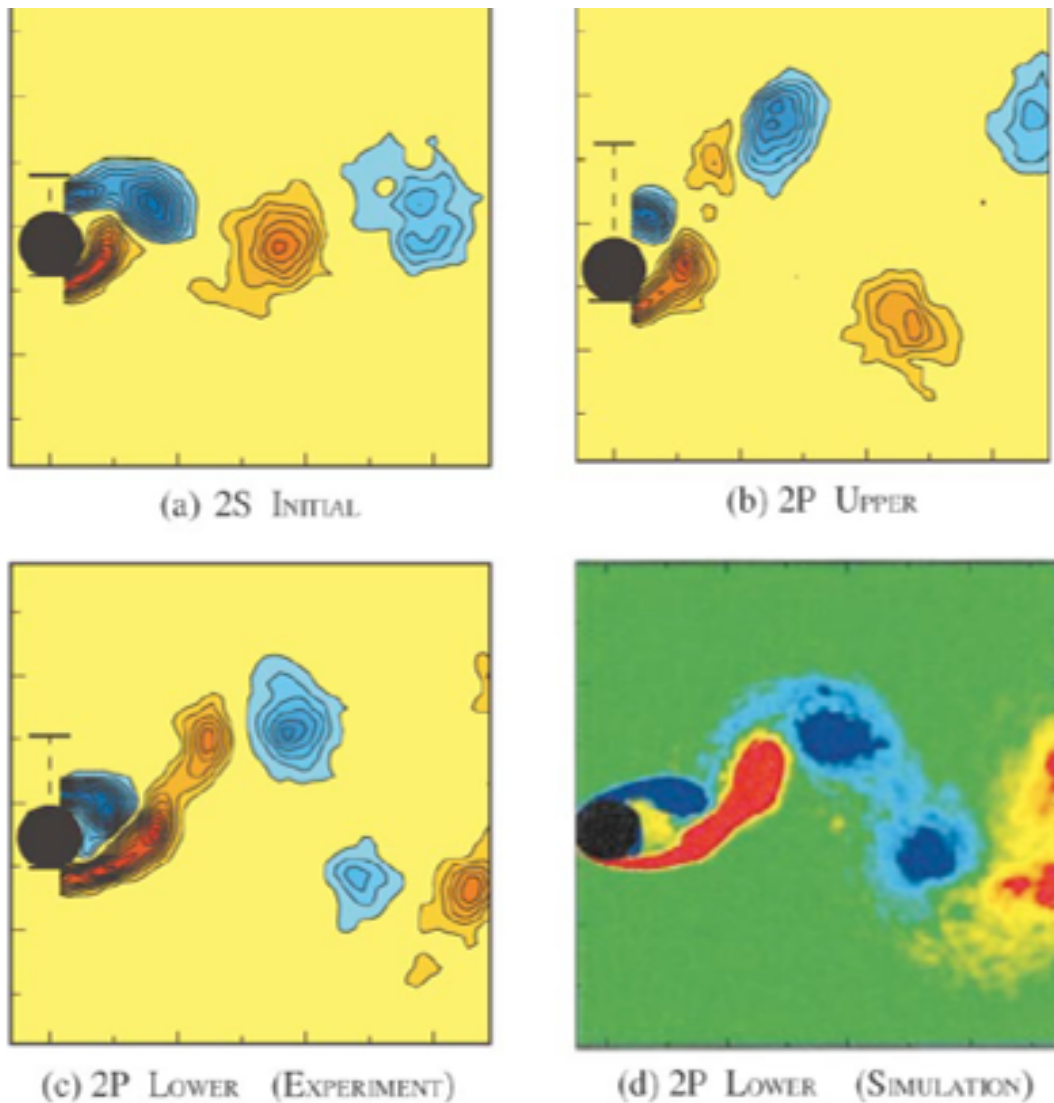


Figura 2.10: Resultados extraídos de un análisis PIV para vibración libre. En la figura A se muestran los modos 2S correspondientes a la rama inicial, mientras que en las figuras b y c aparecen los modos 2P propios de las ramas alta y baja respectivamente. La figura D proporciona una comparación de un análisis numérica que apoya el estudio PIV

Desde un punto de vista fluido-estructural, estos modos de vibración no presentan un significado físico claro, pero permiten la caracterización de las ramas y la identificación del paso de una a otra, marcando los límites de la zona de lock-in.

Región Lock-in

El fenómeno principal que permite la fenomenología expuesta hasta este punto es el llamado *lock-in region*. Esta zona de resonancia ocurre cuando la frecuencia de excitación, definida anteriormente por el desprendimiento del vórtice γ , por tanto, el número de Strouhal, se aproxima al mismo valor de la frecuencia estructural del sistema. Este fenómeno permite la caracterización de la fuerza excitante tal y como propone Williamson y, en consecuencia, valida todo el desarrollo posterior. Desde el punto de vista de la potencia extraída, dentro de la región lock-in se experimenta una notable subida de los coeficientes de fuerzas que intervienen en la generación de energía, del orden de un orden de magnitud, lo que convierte a esta región en la de interés. Con el apoyo de las ecuaciones anteriores, se facilita la caracterización de esta zona para el optimizado de la potencia, el cual es el objetivo final del trabajo. Sin embargo, y aunque este fenómeno se escapa de la mecánica de fluidos, el fenómeno de lock-in también se caracteriza por provocar problemas de fatiga en la estructura, por lo que se debe, o bien estudiar como evitar esta problemática, o bien encontrar un *trade-off* dentro de la región que proporciona valores de potencia realmente útiles.

Capítulo 3

METODOLOGÍA

Índice

3.1	Introducción	19
3.2	Dominio	20
3.2.1	Geometría	20
3.2.2	Dominio	21
3.3	Física del sistema	23
3.3.1	2D	23
3.3.2	3D	27
3.3.3	Física del sólido	28
3.4	Mallado	29
3.4.1	Malla del dominio fluido 2D	29
3.4.2	Mallado del sólido 3D	34
3.4.3	Mallado del dominio fluido 3D	37
3.5	Introducción del movimiento	39
3.5.1	Modelo de vibraciones bidimensional	39
3.6	Estudios independencia temporales	40

3.1. Introducción

En este capítulo se desarrollará la metodología utilizada mediante el apoyo del STAR-CCM+ para la configuración de los casos base que se tratarán a lo largo del proyecto. Paralelamente, se incluirán los modelos físicos utilizados con un desarrollo de las ecuaciones a resolver, de manera que quede encuadrado todo el proceso de manera teórico-práctica. Se comentará en profundidad la etapa del preproceso de un caso CFD, en la cual se incluye el diseño de la geometría, del dominio fluido, malla y física del sistema, y se expondrán las diferencias fundamentales entre el caso bidimensional y el caso tridimensional.

Finalmente, se incluye una sección en la que se desarrolla el modelo de elementos finitos utilizado que, como se verá más adelante, servirá para la implantación de la analogía 2D-3D, así como para el estudio de la respuesta mecánica del sistema.

3.2. Dominio

3.2.1. Geometría

El primer paso dentro de la etapa del postproceso de un caso CFD consiste en determinar el dominio y la geometría que se va a utilizar. En el presente trabajo se han usado dos cuerpos distintos, el círculo y el cuadrado, pero por evitar redundancias, se comentará tan solo el círculo y se especificarán las diferencias con el cuadrado cuando sea oportuno.

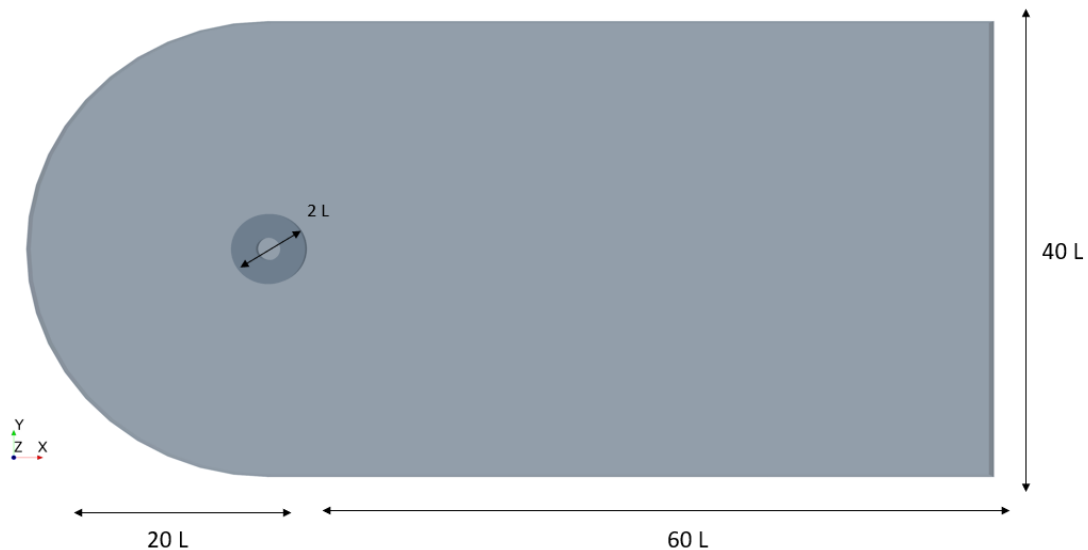


Figura 3.1: Geometría base acotada

En la Figura 3.1 se presenta el dominio base utilizado. Se usa el radio del cilindro como longitud de referencia, se escoge una longitud por detrás del mismo lo suficientemente larga como para que la solución no se vea comprometida por el mismo. Para ello se realiza un estudio de independencia del dominio y se ve que concuerda con la bibliografía de casos similares [19]. El cuadrado seguirá un proceso análogo, siendo el lado del mismo la longitud de referencia.

3.2.2. Dominio

2D

Una vez definida la geometría, el siguiente paso consiste en la configuración de las regiones a cada una de las partes obtenidas, con sus correspondientes superficies a las que asignarles su condición de contorno correspondiente.

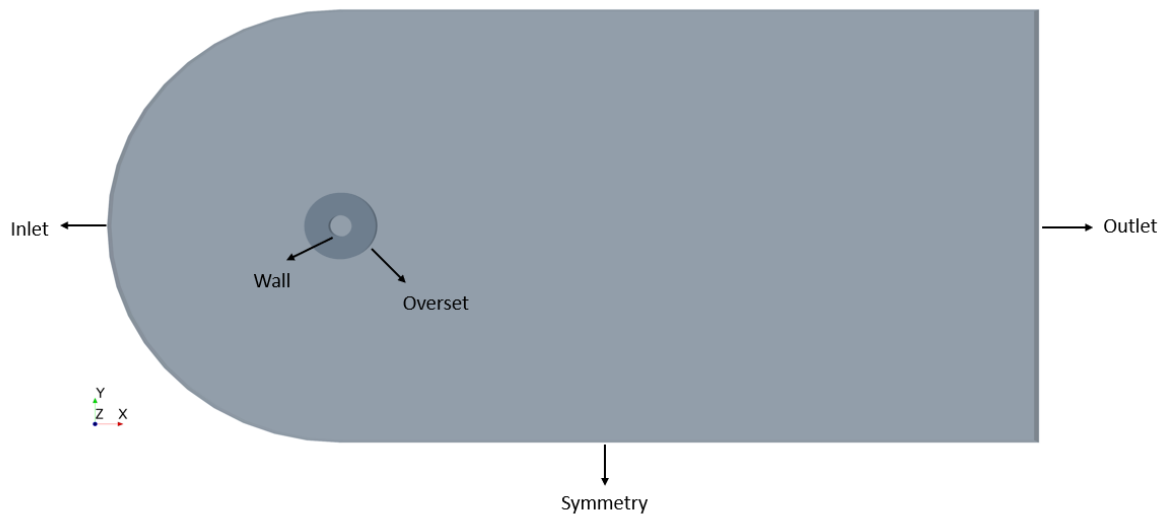


Figura 3.2: Asignación de las condiciones de contorno principales

En la Figura 3.2 se presentan las condiciones de contorno principales, a las que hay que añadir la condición de simetría del plano que contiene a todo el dominio y que posteriormente se convertirá en un 2D puro. En la entrada del dominio se impone la condición de velocidad, la cual está referida al número de Reynolds, parámetro que se utilizará para el control de la misma. Para la salida, se impone la condición de presión en términos relativos, referida a una presión de referencia, la presión a temperatura ambiente (1 atm). En la parte superior e inferior del dominio se impone la condición de simetría, de manera que simulen un dominio infinito. Al círculo que representa al cilindro se le impondrá la condición de no deslizamiento, donde la capa límite tendrá un importante papel. Posteriormente se desarrollará el modelo de turbulencia utilizado, cuyos valores deben ser impuestos también en la definición de las condiciones de contorno.

Es importante añadir que, debido a la configuración *overset* utilizada, se debe crear una interface entre la región dominio y la región *overset*, de manera que se indique la zona de conectividad entre ambas. Posteriormente se profundizará en la técnica de mallado *overset*.

3D

El caso 3D, por su parte, a pesar de que no presenta grandes diferencias con el modelo 2D, dispone de ciertas peculiaridades que deben ser tenidas en cuenta.

La geometría no presenta ninguna complicación añadida con respecto al caso 2D. Tan solo, a diferencia del caso anterior, ahora se tiene en cuenta un cuerpo que representa la estructura del cilindro, de manera que sea posible el posterior análisis FSI del mismo. Para ello, se parte del caso bidimensional y simplemente se extruye en la dirección Z la longitud que se considere oportuna. Posteriormente se realizará un análisis de esta magnitud. Es importante extruir más el *overset* que el cuerpo sólido, y aún más la geometría del dominio fluido, de manera que se posibilite el desarrollo del fluido, de manera similar a cuando se deciden las dimensiones en el caso bidimensional. En este trabajo se ha decidido un extra de 1cm para el *overset* y de 5cm para el dominio.

A continuación se muestra una imagen de un dominio tridimensional genérico con sus condiciones de contorno.

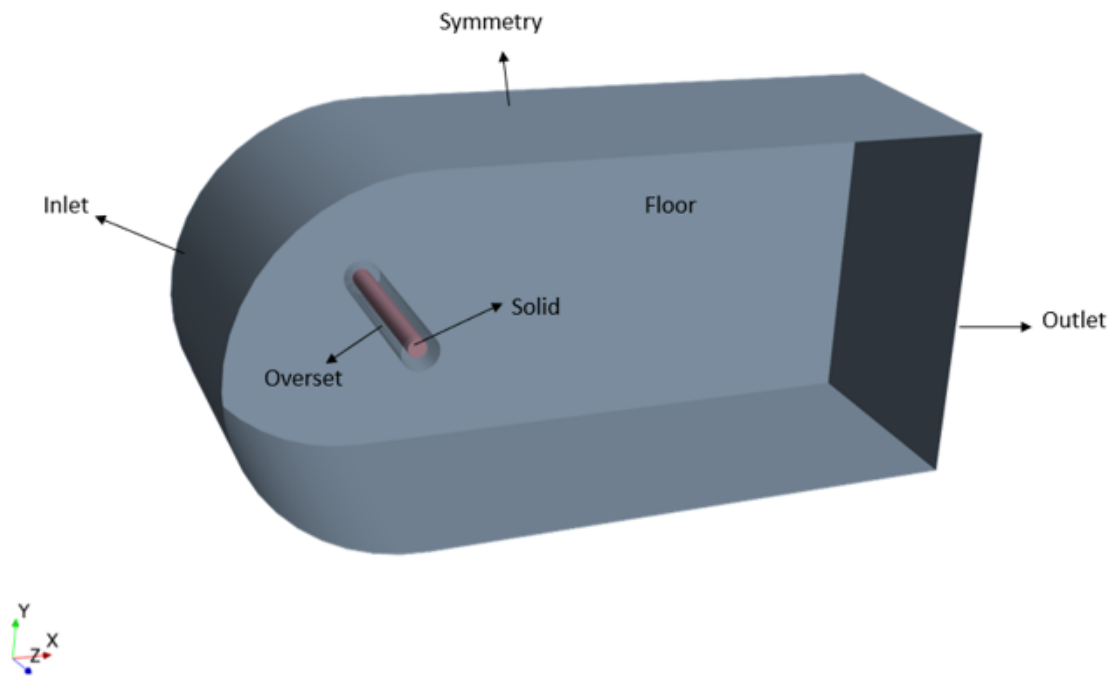


Figura 3.3: Dominio y condiciones de contorno en el caso 3D

Como se puede ver en la Figura 3.3, las condiciones de contorno siguen un esquema muy similar al del caso bidimensional. Entre aquello que se debe comentar, destaca la imposición de la condición de contorno de simetría en el lateral que simula el suelo. Esta elección se debe al hecho de asumir que, en el suelo, la capa límite es despreciable, por lo que se puede asumir que no actúa como una pared, sino como un plano de simetría. La experiencia en estudios

anteriores apoya esta hipótesis. Por otro lado, es en la interacción entre el nuevo cuerpo y el overset donde aparecen las novedades del caso tridimensional. Para empezar, se debe crear una *interface* de contacto entre el sólido y el fluido, de manera que se posibilite el intercambio de información entre ambos entes en el estudio de interacción fluido-estructura. Evidentemente, todas las superficies referidas al sólido tendrán condición de pared. Finalmente, el sólido se une al suelo mediante la creación de un segmento de carácter restrictivo, en inglés *constraint*, de manera que el resultado sea el de una viga empotrada-libre, sobre la cual se realizarán posteriormente los estudios de elementos finitos.

3.3. Física del sistema

3.3.1. 2D

Una vez se define el dominio global del sistema, el siguiente paso consiste en definir la física que gobierna el caso, así como la caracterización del método numérico que va a utilizarse para la resolución del mismo. Antes de enumerar los modelos seleccionados, se propone un repaso general de las ecuaciones a resolver, así como de los modelos de turbulencia principales, con la intención de justificar los modelos seleccionados.

Todos los códigos de mecánica de fluidos computacional, y por lo tanto también STAR-CCM+, tratan de resolver las ecuaciones de continuidad, Navier-Stokes y de la energía de manera discretizada -la discretización utilizada será desarrollada más adelante-. En el caso que ocupa al presente trabajo, el carácter claramente incompresible del mismo (las velocidades que se manejan son considerablemente menores que la velocidad del sonido, resultando en números de Mach altamente inferiores al $M=0.3$, comúnmente considerado límite de compresibilidad) hace que la ecuación de la energía no sea resuelta, quedando, por lo tanto, únicamente la ecuación de conservación de la masa (continuidad) y la conservación de la cantidad de movimiento (Navier-Stokes).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho \cdot \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{u} \times \mathbf{u}) = -\nabla T + \sigma \quad (3.2)$$

El tensor de esfuerzos que aparece en la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento engloba los dos tensores que aparecen en la mecánica de fluidos, el tensor de esfuerzos normales, responsable de las fuerzas relacionadas con la presión, y el tensor de esfuerzos tangenciales, referido a los esfuerzos de cizalladura provocados por la viscosidad del flujo.

$$\sigma = -\nabla(p \cdot I) + \nabla \mathbf{T} \quad (3.3)$$

Además, como se va a trabajar con un modelo gaseoso (el aire), también resulta conveniente mencionar que, al existir una proporcionalidad entre el gradiente de velocidad y los esfuerzos tangenciales de la capa límite, el tensor de esfuerzos debido a los esfuerzos de cizalla presenta la siguiente expresión [20].

$$\mathbf{T} = \mu(\nabla\mathbf{u} + \mathbf{u}^T) - \frac{2}{3}(\nabla\mathbf{u} \cdot \mathbf{I}) \quad (3.4)$$

Turbulencia

La resolución de la turbulencia es, casi con total seguridad, el mayor reto dentro de la mecánica de fluidos computacional. Actualmente existen 3 tipos de estrategias para la resolución o modelado de la misma: DNS, LES y RANS. El DNS resuelve la turbulencia prácticamente en su totalidad. El LES propone un método híbrido en el que resuelve parte de la turbulencia y modela el resto. Por su parte, los modelos RANS son eso, precisamente modelos que tratan de caracterizar la turbulencia de la manera más fiel posible. Resolver la turbulencia implica un gran coste computacional, por lo que la amplia mayoría de los estudios CFD, incluido el presente trabajo, utilizan modelos RANS para el tratado de la turbulencia. Dentro de los modelos RANS, STAR-CCM+ propone varios modelos, de los cuales para este caso se selecciona el **kw-SST**. Finalmente, derivado del RANS también aparece el DES. Esta técnica híbrida actúa como LES en la capa límite exterior y en el flujo libre, mientras que en el interior de la capa límite aplica alguno de los modelos de turbulencia propios de RANS, como el ya comentado **kw-SST**. Existe también otro método híbrido, **zonal RANS/LES**, que combina el modelo SST con el modelo SGS de viscosidad turbulenta, actuando como RANS en la región de flujo libre y como LES en las zonas con flujo separado.

A continuación se añade un breve comentario de los modelos RANS principales, extendiéndose más en el elegido, de manera que quede justificado su uso. Para su mejor comprensión, se parte de una expresión de la cantidad de movimiento simplificada (estacionaria e incompresible) en notación de Einstein [21]:

$$\rho \cdot \bar{u}_j \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \cdot \frac{\partial \overline{u'_i \cdot u'_j}}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \cdot \delta_{ij} + \mu \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \rho \cdot \bar{f}_i \quad (3.5)$$

El segundo término de la izquierda es el responsable de la aparición de los términos fluctuantes, el cual, en caso de seleccionar un modelo RANS, como es el caso, se ha de modelar, evitando así un coste computacional exagerado. Este término recibe el nombre de tensor de Reynolds, denotado por R_{ij} , el cual, de acuerdo con la hipótesis de Boussinesq, se define de la siguiente manera:

$$R_{ij} = \frac{2}{3} \cdot k \cdot \delta_{ij} - \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{u_k}{x_k} \cdot \delta_{ij} \right) \quad (3.6)$$

Siendo k la energía cinética turbulenta y ν_t la viscosidad turbulenta.

Una vez definido esto, el siguiente paso es observar los modelos de turbulencia de un RANS, los cuales son función de la variable que modelan.

- El modelo de turbulencia $k - \epsilon$ modelo la energía cinética turbulenta y la disipación turbulenta, variable relacionada con la viscosidad turbulenta. Es un modelo simple y con amplio rango de aplicación, pero con limitaciones en zonas cercanas a la pared.

- El modelo de turbulencia Spallart-almaras tan solo necesita de una ecuación para modelar la disipación turbulenta. Es un modelo de menor coste computacional y que funciona razonablemente bien en problemas de aerodinámica externa, especialmente en aeronáutica.

- El modelo de turbulencia $k - \omega$ utiliza una segunda ecuación de transporte para la disipación turbulenta específica, que es el cociente entre la energía cinética turbulenta y la disipación. A diferencia del modelo $k - \epsilon$, funciona muy bien en zonas cercanas a la pared, pero falla estrepitosamente en zonas lejanas, en flujo libre.

- Finalmente, Menter ideó un modelo llamado $k - \omega$ SST, el cual actúa como un $k - \omega$ cerca de las paredes pero transiciona hacia un $k - \epsilon$ a medida que se aleja, consiguiendo así lo mejor de ambos modelos. Por razones obvias, este ha sido el modelo de turbulencia seleccionado en el presente trabajo.

Muy ligado a la resolución de la turbulencia se encuentra el modelado de la pared. Se proponen tres aproximaciones para ello: *Low $Y+$ Wall Treatment*, especializado en resolver la subcapa viscosa ($Y+ < 5$). *High $Y+$ Wall Treatment*, un modelo que, en vez de resolver el flujo en las proximidades de la pared, utiliza Modelos de Pared para la zona viscosa y se centra en resolver la subcapa logarítmica ($Y+ > 30$), por lo que no se antoja necesario una malla muy fina en la capa límite. Y el modelo seleccionado en este trabajo, el *All $Y+$ Wall Treatment*, que utiliza lo mejor de los dos métodos anteriores, razón de su selección.

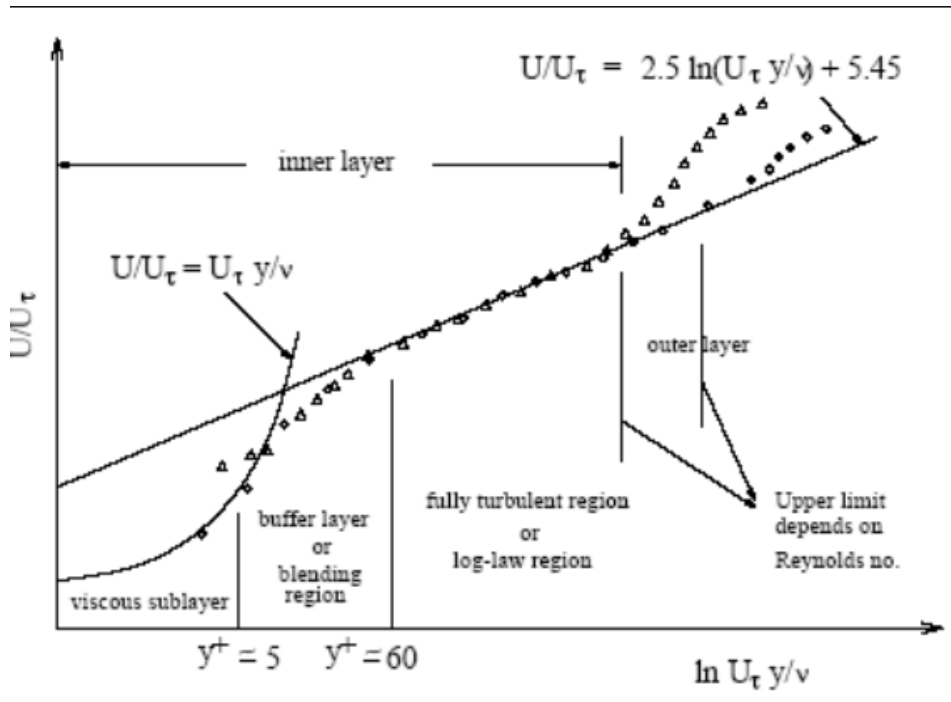


Figura 3.4: Subcapas de la capa límite

Por lo tanto, habiendo seleccionado un método de resolución de capa límite, se especificará el modelo de *Exact Wall Distance*, que calcula la distancia de manera exacta en vez de modelarla, ventaja que se deriva de haber utilizado el modelo de turbulencia SST.

En base a todo esto, los modelos seleccionados se engloban en la siguiente lista.

- **Space:** Two Dimensional: Por razones evidentes, se selecciona el modelo espacial bidimensional.
- **Time:** Steady: El caso base, en el que se realizarán las primeras pruebas, será estacionario. Sin embargo, los fenómenos fluido-estructurales del presente problema son claramente transitorios, por lo que posteriormente se cambiará al modelo Implicit Unsteady, que resuelve las variables temporales mediante un esquema implícito.
- **Flow:** Coupled Flow. Las diferencias entre Coupled y Segregated aparece a la hora de resolver los términos de velocidad y presión. El primero los resuelve, tal y como su propio nombre indica, de manera acoplada, mientras que el segundo los resuelve de manera secuencial. El método coupled generalmente implica una mayor necesidad de potencia computacional, y tradicionalmente se ha recomendado para casos con variaciones considerables de densidad. Sin embargo, actualmente resuelve satisfactoriamente todo tipo de flujo, por lo que se opta por el coupled por ser más robusto y porque se facilita la convergencia en los pasos estacionarios. Unido a él, automáticamente se selecciona el modelo de Gradients.

- **Material:** Gas.
- **Equation of state:** Constant Density. Las bajas velocidades que se manejan en comparación con la velocidad del sonido convierten al caso en claramente incompresible, eliminando así la ecuación de la energía.
- **Viscous Regime:** Turbulent. Para la resolución de la turbulencia, se escoge el modelo RANS kw-SST, junto con un tratamiento de pared global.

Los valores seleccionados son los recomendados por Menter [22], resumidos a continuación:

Para el flujo libre (inlet y outlet):

$$\omega_{\infty} = 1; \quad \nu_{\infty} = 0,001; \quad K = \omega_{\infty} \cdot \nu_{\infty} \quad (3.7)$$

Para la pared:

$$\omega_{\infty} = 10 \cdot \frac{6}{0,075 \cdot Re^2}; \quad K = 0 \quad (3.8)$$

Por otro lado, es importante comentar como se ha seleccionado un modelo de transición para el caso del cuadrado, concretamente el modelo de transición **Gamma ReTheta**, que permite una mejor resolución de aquellos casos con bordes agresivos, como son las esquinas que presenta un cuadrado.

3.3.2. 3D

El procedimiento para el caso tridimensional es análogo al que se acaba de desarrollar. En una primera aproximación, el grueso de los cálculos se realizará en un régimen laminar, que permite una mayor velocidad de cálculo, ya que, como se ha visto en la malla, los tamaños de la misma alcanzados exigen una alta capacidad de cálculo computacional. Por lo tanto, con respecto a la física configurada en el caso bidimensional, se sustituirá el modelo turbulento por una configuración laminar y, evidentemente, se cambiará el *space* al modelo tridimensional.

Por otro lado, al tratarse de un caso de FSI 3D y tener un cuerpo sólido con sus propias características, se debe crear un segundo modelo físico propio para el sólido. Se seleccionarán los siguientes modelos para posibilitar la interacción entre el fluido y el sólido:

- **Space:** Two Dimensional: Por razones evidentes, se selecciona el modelo espacial bidimensional.
- **Time:** Implicit Unsteady
- **Material:** Solid
- **Other:** Solid Stress, Material Law Models, Solution Interpolation

El modelo de sólido seleccionado sería un modelo elástico lineal isotrópico, el más común entre los materiales utilizados.

3.3.3. Física del sólido

El estudio de la física del sólido se lleva a cabo mediante un análisis en elementos finitos. Sin embargo, para proporcionar robustez a los resultados obtenidos, se propone una solución analítica propuesto en la bibliografía [23]. La formulación utilizada desarrollada en la bibliografía es la siguiente:

Para la flexión, siendo wn_i la frecuencia de cada modo y f_i la forma modal:

$$wn_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \cdot \left(\frac{EI}{m}\right)^{0,5}, i = 1, 2, 3... \quad (3.9)$$

$$f_i\left(\frac{x}{L}\right) = \cosh\frac{\lambda_i x}{L} + \cos\frac{\lambda_i x}{L} - \sigma_i \cdot \left(\sinh\frac{\lambda_i x}{L} + \sin\frac{\lambda_i x}{L}\right) \quad (3.10)$$

En las ecuaciones anteriores, $\sigma_i = 0,99$ y:

$$\lambda_i = (2i - 1)\frac{\pi}{2} \quad (3.11)$$

Para la torsión, por su parte, siendo g_i la forma modal:

$$wn_i = \frac{(2i - 1) \cdot \pi}{2L} \cdot \left(\frac{G}{\rho}\right)^{0,5}, i = 1, 2, 3... \quad (3.12)$$

Donde, se recuerda, G es el módulo de cizalla que, para un material isótropo, se relaciona con el módulo de elasticidad de la siguiente manera:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.13)$$

$$g_i\left(\frac{x}{L}\right) = \frac{\sin(\pi \cdot (2i - 1) \cdot \frac{x}{L})}{2\frac{x}{L}} \quad (3.14)$$

Posteriormente, una vez se defina el mallado del modelo resueltos mediante elementos finitos, se compararán ambas soluciones.

3.4. Mallado

3.4.1. Malla del dominio fluido 2D

Una vez definido el dominio y la física del sistema, el siguiente paso dentro del preproceso consiste en construir la malla, es decir, la discretización espacial del caso. El proceso consta de dos partes: por un lado, el diseño de la misma, la estrategia utilizada. Por otro lado, un proceso de independencia de la misma, es decir, un proceso de *trade-off*, con la finalidad de conseguir una discretización lo suficientemente fina como para que no afecte al resultado final sin que suponga una necesidad de potencia computacional más alta de la necesaria. En el caso del presente trabajo, se ha optado por una malla desestructurada, es decir, una estrategia de mallado donde la conectividad entre las distintas celdas es irregular. Esta malla, a pesar de que exige mayores requerimientos de memoria que una malla estructurada -pues la conectividad entre celdas vecinas debe estar explícitamente grabada-, permite usar elementos *trimmed*, es decir, hexagonales, los más populares actualmente porque permiten llegar a la independencia de malla con menos celdas que los tipos de elementos tradicionales, pudiendo emplear esta diferencia en un mayor refinamiento en las zonas críticas. La malla diseñada está compuesta, a su vez, por dos mallas distintas que actúan de manera solidaria, la malla del dominio y la del overset, una estrategia de mallado que permite el movimiento del cuerpo y que posteriormente se explicará más detalladamente.

Aunque la elección del tamaño -referido a la longitud de referencia del círculo- se justificará en el apartado de la independencia, aquí se incluye una tabla con los parámetros principales seleccionados de la malla del dominio:

Cuadro 3.1: Configuración malla dominio.

Parámetro	Elección
Tipo	Poligonal
Tamaño base	$2 \cdot \text{radio}$
Tamaño mínimo	3 % base
Ratio de crecimiento	1.2

Como se puede ver en la Figura 3.5, en toda la zona por la que, presumiblemente, se va a desarrollar la estela del cilindro, se ha introducido una zona de control en la cual se refina la malla, con la intención de tener una mayor resolución espacial en la zona de interés. Además, también se ha incluido otra zona de refinamiento alrededor del cilindro, en la zona del overset. Finalmente, para asegurar la consecución de la malla deseada, se incluye un segundo refinamiento redundante que engloba ambas superficies ya comentadas. Los tamaños empleados para los refinamientos se refieren al tamaño base, siendo de 2,5% para la zona del overset y del 5% para la zona de la estela. En la Figura 3.6 se muestra una vista más cercana a la zona de los refinamientos.

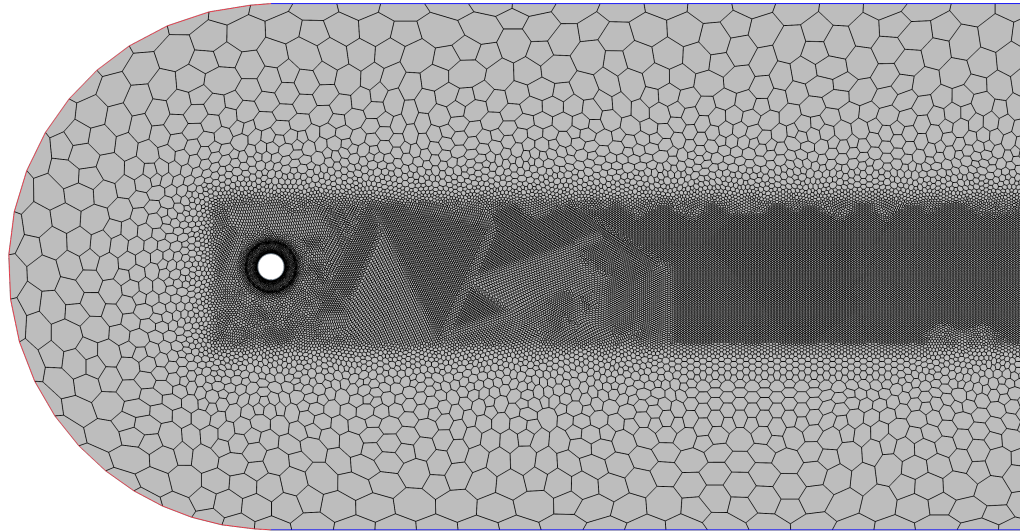


Figura 3.5: Vista general del mallado bidimensional utilizado

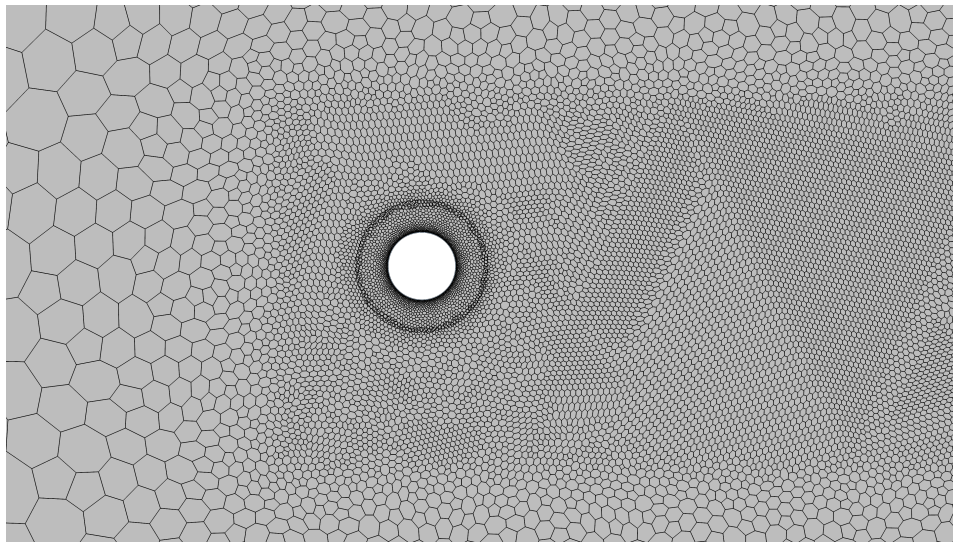


Figura 3.6: Cambio de tamaño entre la malla general y las zonas refinadas

Es importante que, entre la zona refinada y la malla general, no exista un brusco cambio en el tamaño de los elementos, sino que la transición sea lo más suave posible, tal y como se observa en la figura.

Malla overset

STAR-CCM+ presenta varias maneras de definir el movimiento, y la que se elija afectará a la estrategia de mallado utilizada. En el presente trabajo se ha optado por un mallado overset, que consiste en llevar a cabo una malla alrededor del cuerpo móvil, la cual se coloca encima de la malla general, de manera redundante, ocupando el puesto de esta, tal y como se muestra de manera esquematizada en la Figura 3.7. Para entenderla mejor, conviene presentar el otro nombre que recibe esta malla, *overlapping mesh*, es decir, malla superpuesta.

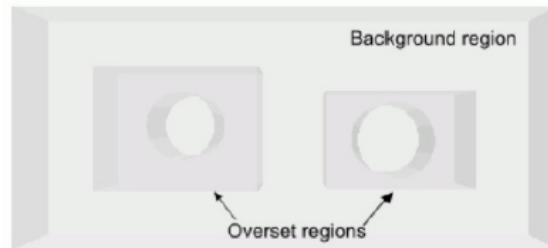


Figura 3.7: Esquema de regiones overset superpuestas en la región principal. Figura extraída de [6]

Es decir, la malla overset consiste en una superposición entre la malla principal y la nueva, de manera que la información pase de una a otra a través de la interfase que se crea entre ambas mediante la interpolación de los datos de las celdas adyacentes. En la Figura 3.9 se muestra detalladamente una zona de interfase entre ambas mallas. Para ello, es importante que, en la medida de lo posible, el tamaño en esta interfase sea lo más parecido posible, con el objetivo de que el intercambio de información sea el adecuado, tal y como se presenta en la Figura 3.9. Para la interpolación de los datos entre una malla y otra se ha optado por una interfase lineal, de mayor precisión que la *distance weighted*. Una vez diseñada la malla, las celdas críticas se dividen en activas e inactivas, siendo las primeras aquellas en las que se resuelven las ecuaciones y se intercambia información, y las segundas aquellas que no se resuelven pero que deben estar preparadas para el momento en el que la región overset se mueva y se necesite de ellas. A efectos prácticos, estas celdas no existen, ya que tienen preferencia las celdas del overset. A su vez, las celdas activas, donde se intercambia la información del flujo, se dividen entre *donor and acceptor cells* [6], es decir, celdas donantes y receptoras. Cada celda receptora debe contar con, al menos, una celda donante con la cual se lleve a cabo la interpolación de los datos. El mayor problema que presenta la malla overset radica en el hecho de que este método no garantiza la conservación de la masa, por lo que la malla deberá ser lo suficientemente fina como para superar esta desventaja.

Una vez introducido el concepto de malla overset, se procede a comentar los parámetros utilizados en esta malla. Con la finalidad ya comentada de conseguir un tamaño lo más parecido posible a la malla del dominio para que no afecte al intercambio de información, los parámetros utilizados son prácticamente iguales a los de la Tabla 3.1. Las variaciones

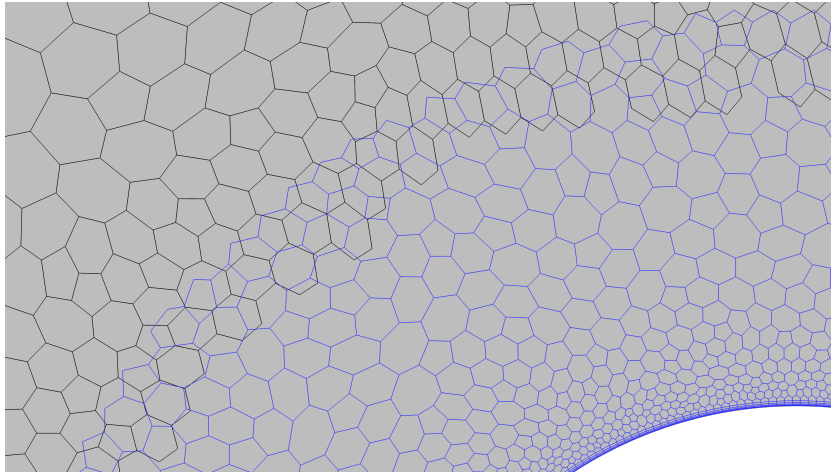


Figura 3.8: Zona de interfase entre la malla del dominio (en negro) y la del overset (en azul). Se observa como en la zona de interferencia entre ambas mallas el tamaño es prácticamente el mismo. Una vez superada esta zona de interfase, la malla del overset prevalece y tiene prioridad sobre la malla del dominio.

con respecto a esa malla vienen en la definición de un mallado de capa límite que permita solucionar su homóloga. Para ello, y de acuerdo a las características del caso que se presenta, donde interesa resolver la subcapa viscosa, se buscará una malla en la que el y^+ de la misma se mantenga por debajo de la unidad. Además, se trata de independizar el tamaño de la malla de capa límite del resto de la malla, de manera que cambios en el mallado general no afecten al mallado de la capa límite. En base a todas estas premisas, se opta por una malla con 5 subcapas, con un crecimiento del 1.5 entre capas y un tamaño total de 0.125 mm., quedando una malla como la de la imagen que acompaña.

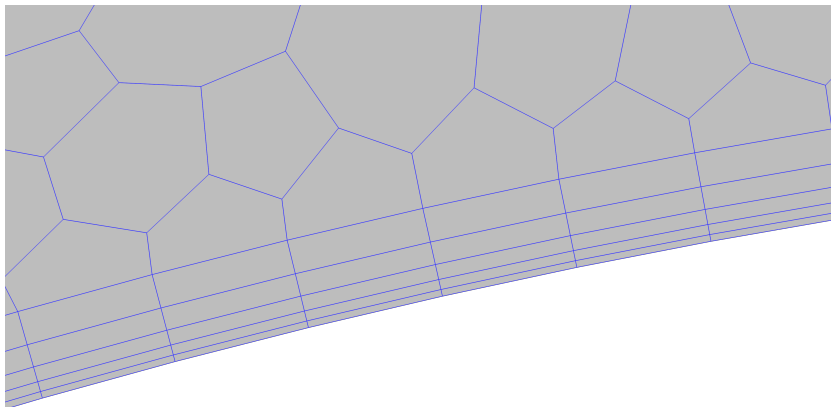


Figura 3.9: Sección de la capa límite que rodea a la pared del cuerpo.

Por otro lado, también resulta importante para una buena malla que el primer elemento de la malla sea del mismo orden de magnitud que la capa límite. Para ello se añade una superficie de control alrededor de la pared del cuerpo, al cual se le impone un tamaño de 1%

del tamaño base, de manera que se logre un tamaño en las celdas contiguas a la pared lo suficientemente parecido a la capa límite como para no ver la solución comprometida. Con la selección del crecimiento de una celda a la otra se logra la transición hasta el tamaño de celda en la interfase con la malla del dominio.

Una vez definida la estrategia de mallado, el siguiente paso consiste en realizar el estudio de independencia de malla para garantizar que la discretización espacial no afecta a los resultados obtenidos. Para ello se varía el tamaño base y se monitoriza el coeficiente de resistencia (C_d o drag en adelante) y el coeficiente de sustentación (C_l o lift en adelante) con objetivos dispares: se comprobará que la variación del drag entre una malla y la siguiente se encuentra por debajo de unos límites establecidos, y se comprobará que el valor del lift se aproxima a 0, resultado previsible en base a la geometría que se maneja. Como recordatorio y para que sirva de aquí en adelante, se incluyen las conocidas expresiones de los coeficientes de fuerza. El coeficiente análogo en 3D se obtiene sustituyendo la longitud de referencia por el área frontal.

$$Cd_{2D} = \frac{D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot L_{ref}} \quad (3.15)$$

$$Cl_{3D} = \frac{L}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot L_{ref}} \quad (3.16)$$

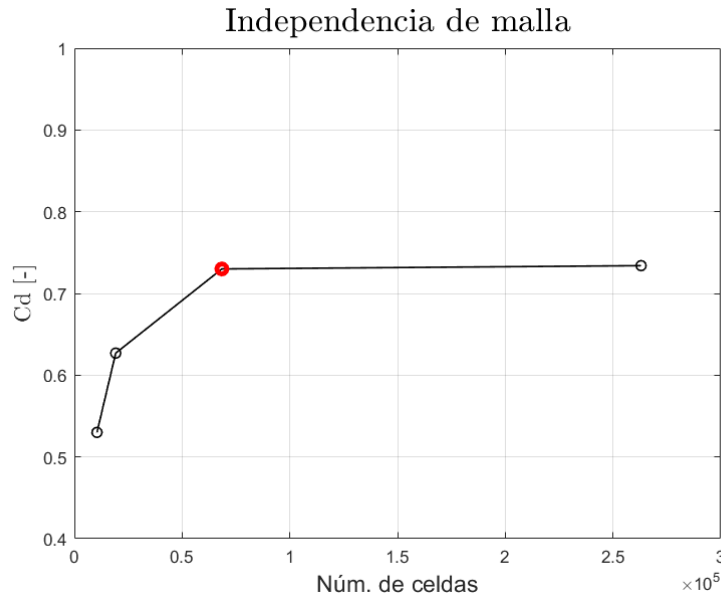


Figura 3.10: Gráfica sobre la independencia de malla. En rojo, el tamaño seleccionado.

En la Figura 3.10 se marca, pues, la malla seleccionada. Es importante tener en cuenta que el error obtenido será mayor en los estudios transitorios, pero este error no es determinante en los resultados finales. Además, también conviene mencionar que esta malla puede estar sujeta

Cuadro 3.2: Parámetros estudiados en 3 de las mallas testadas.

Tamaño	Elementos	Cd [-]	Error (%)	Cl [-]
4 · r	19179	0.627	[-]	-0.03
2 · r	68459	0.73	17	0.0004
r	263048	0.734	0.5	0.0003

a cambios menores a lo largo del trabajo, con diferentes objetivos, siempre garantizando la suficiente calidad de la misma.

3.4.2. Mallado del sólido 3D

En el próximo capítulo se profundizará en la aplicación del método de analogía entre el caso bidimensional y el caso tridimensional. Se verá que dicho método necesita de un análisis modal en elementos finitos que proporcione los modos de vibración de la estructura. Por ello, en esta sección se comentará como se han obtenido dichos modos. La obtención de los modos se ha obtenido mediante dos aproximaciones distintas: un análisis de elementos finitos con el software de Autodesk NASTRAN, y un método analítico basado en la bibliografía existente [23], con el fin de proporcionar robustez y seguridad a los resultados obtenidos.

Análisis mediante elementos finitos

En primer lugar se realiza el análisis con un software de elementos finitos. Como en todo proceso de análisis de elementos finitos, y de manera similar al procedimiento seguido en el CFD, se debe configurar el caso. Se impone una condición de contorno de empotramiento en uno de los extremos -representando la unión con el suelo- y se deja el otro borde libre. Además, se selecciona el material deseado -se realizará el análisis con aluminio- y se configura la malla. Para ello, se han utilizado elementos en forma de tetraedro, adecuados para problemas de flexión, ya que otras topologías pueden incurrir en problemas de bloqueo de corte o *shear locking*. Los elementos seleccionados son de tipo parabólico, de mayor exactitud que los lineales. Para el tamaño de elemento, se realiza un estudio de independencia comparando las primeras frecuencias de flexión y torsión, que a priori serán las más representativas, para conseguir que la malla no afecte al resultado.

Cuadro 3.3: Independencia del tamaño de elemento en la malla para el análisis de elementos finitos.

Tamaño [mm]	Elementos	F1 [Hz]	F3 [Hz]	F5 [Hz]
10	1894	348.4	2110.3279	3788.844
5	3997	350.8	2127.88	3834.2
2.5	32589	354.6	2151.03	3885.98
1.25	150567	355.4	2155.1	3896.1

A la vista de los resultados englobados en la Tabla 3.3, la malla seleccionada es la tercera, con aproximadamente 30.000 elementos.

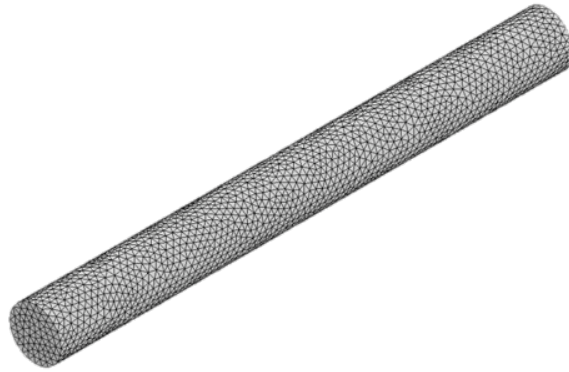
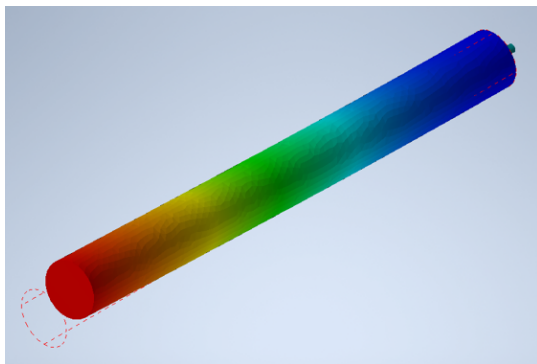
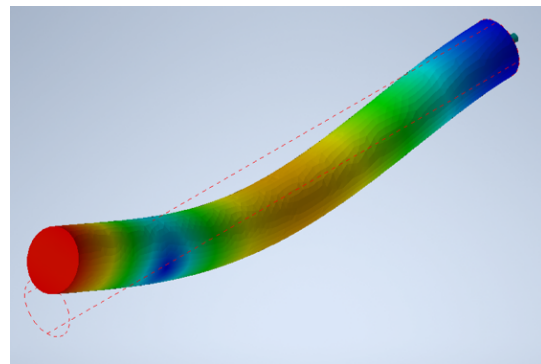


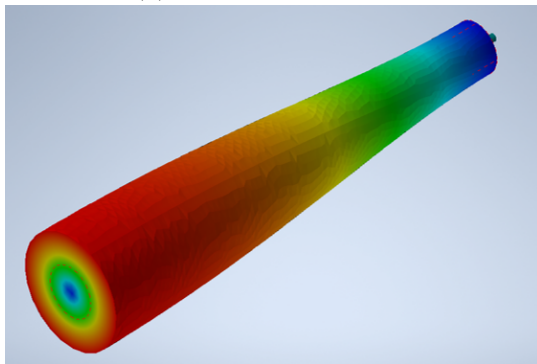
Figura 3.11: Malla utilizada en el estudio MEF.



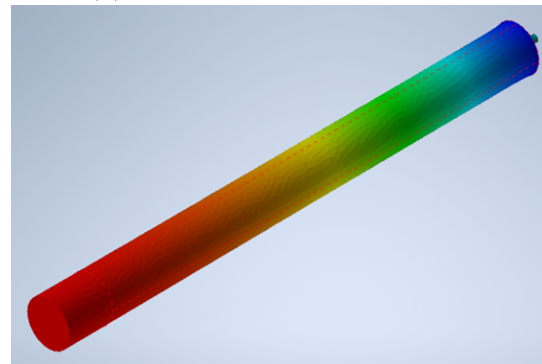
(a) 1er modo de flexión.



(b) 2o modo de flexión.



(c) 1er modo de torsión.



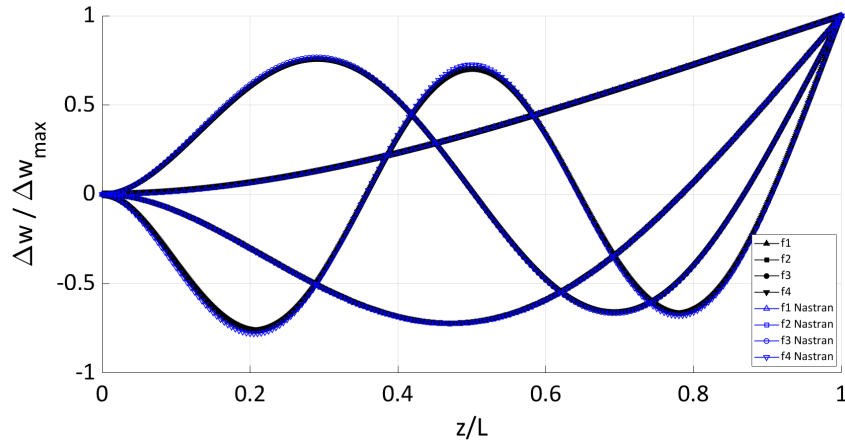
(d) 1er modo de axil.

Figura 3.12: Modos de vibración de las primeras frecuencias observadas en el análisis de elementos finitos.

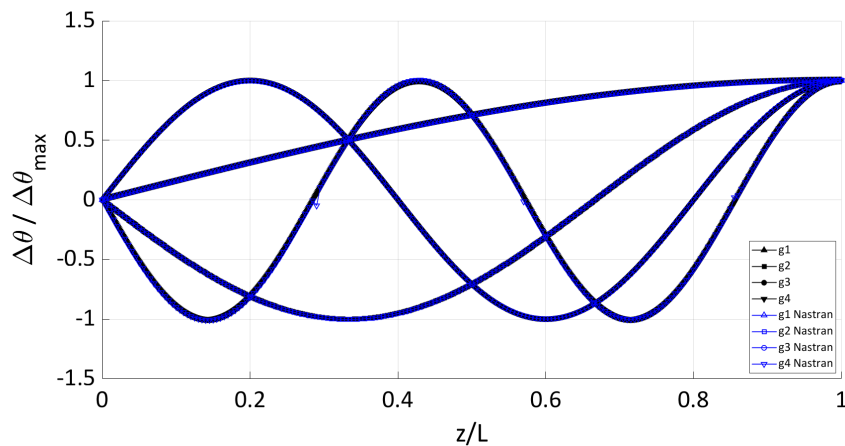
Una vez seleccionada la malla se calculan los modos de vibración de la estructura. El software proporciona los valores de desplazamiento del cuerpo, a partir de los cuales se pueden

extraer los modos tanto de flexión como de torsión, los cuales, adimensionalizados con el valor máximo, se enseñarán comparados con el código analítico posteriormente. En la figura que se enseña a continuación se ven algunos de los modos principales.

A continuación, en la Figura 3.13, se compara el análisis de elementos finitos con la solución analítica desarrollada anteriormente para los 4 primeros modos de flexión y de torsión respectivamente. Se puede observar como la concordancia de los resultados obtenidos es prácticamente total, y solo a partir del modo cuarto, cuando las frecuencia empiezan a ser muy elevadas, empiezan a aparecer ligeras diferencias. Este estudio permite validar ambos métodos poniendo de manifiesto que, para un caso como el presente, donde las condiciones de contorno no son muy complejas, el método analítico funciona con un alto grado de confianza.



(a) Flexión.



(b) Torsión.

Figura 3.13: Comparación de las formas de los 4 primeros modos de flexión y de torsión normalizados.

3.4.3. Mallado del dominio fluido 3D

La malla del caso tridimensional consiste en una ampliación de aquella que se ha diseñado para el caso bidimensional. El tipo de elementos utilizado es el poliedro, de manera que la malla sea lo más consistente posible con la utilizada en el caso bidimensional. Entre los parámetros nuevos a controlar, se considera digno de mención señalar que el crecimiento del volumen de las celdas se establece en un valor del 10 % como máximo entre celdas contiguas, de manera que no aparezca un crecimiento muy exagerado conforme se avanza hacia los extremos del dominio.

Para establecer un tamaño de elemento adecuado, mediante un caso pseudo2D, se asegura que dicha malla continúe siendo válida. Una vez comprobado este hecho, se realiza un estudio de independencia sobre un caso extruido un valor de longitud considerable, caso que, a su vez, servirá posteriormente para analizar los efectos de punta. Al igual que en el caso bidimensional, se diseñan volúmenes de control que engloben la estela aguas abajo del cuerpo sólido, así como un cilindro alrededor del cuerpo principal que fuerce la igualdad de tamaño en la interfase entre el overset y el dominio, por las razones ya justificadas anteriormente. Para el sólido se recreará una malla tal y como aquella desarrollada en el análisis de elementos finitos.

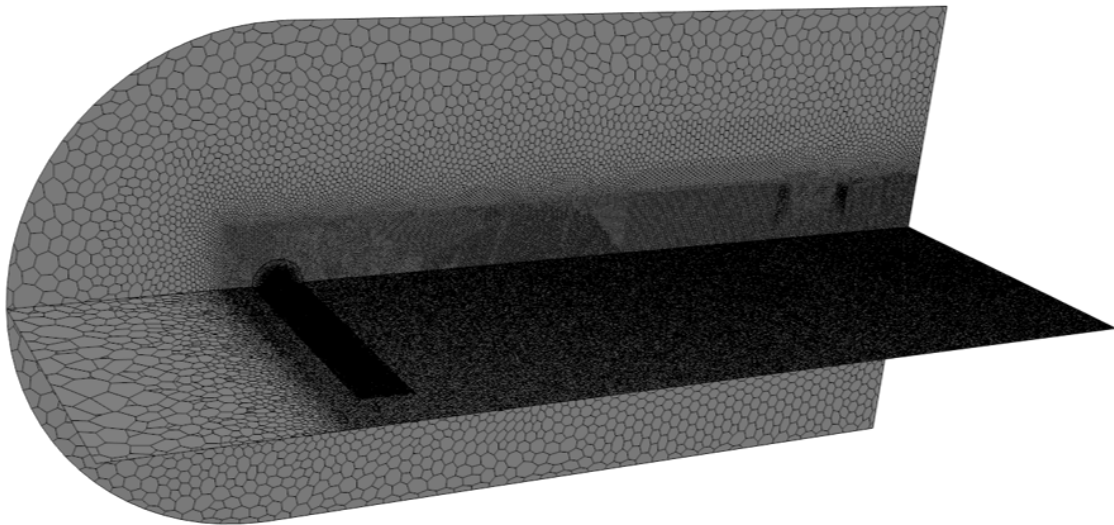


Figura 3.14: Vista general de la malla utilizada en los casos tridimensionales.

En la Figura 3.14 se observa un corte de la malla utilizada. En el fondo se ve la capa de malla en la superficie externa, muy similar a la del caso 2D, mientras que en el corte transversal se observa con claridad la zona extruida para la estela.

Conforme se va acercando el foco a la malla, tal y como se puede ver en la Figura 3.15, se permite una mejor visualización de la zona de interfase entre el dominio y el overset, a imagen y semejanza del realizado para el 2d, así como la superficie de control alrededor del overset, donde se encuentra el menor tamaño de celda.

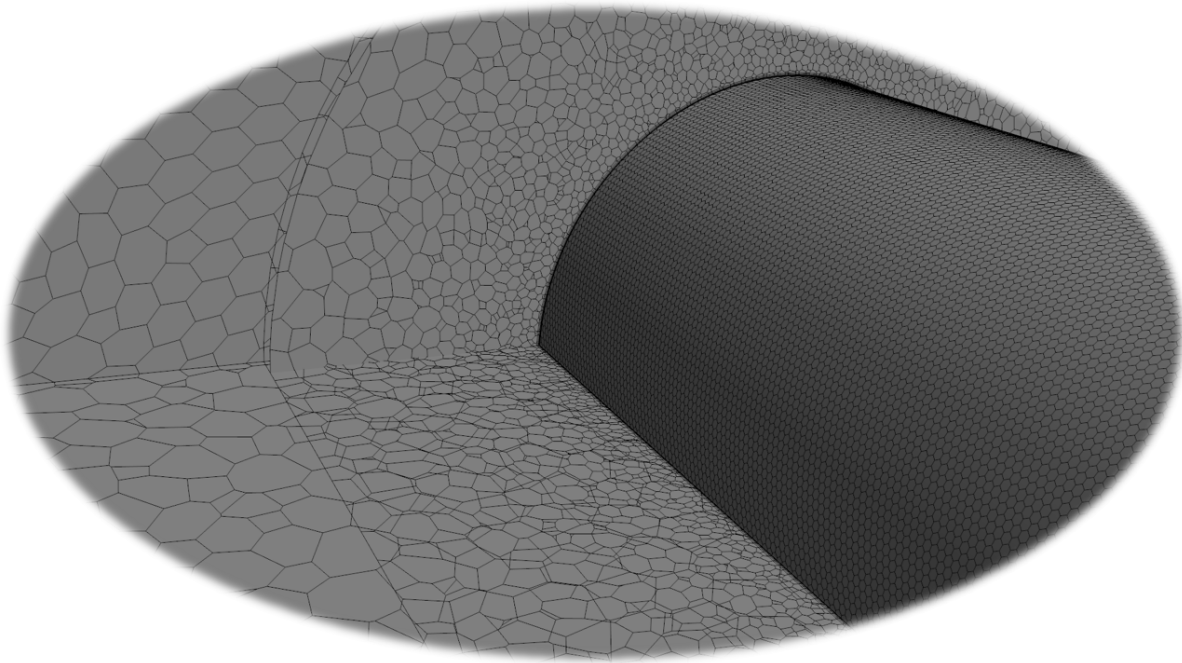


Figura 3.15: Vista en detalle de la zona más cercana al cilindro de la malla utilizada en los casos tridimensionales.

Finalmente, se incluye una tabla con el análisis de los principales parámetros aerodinámicos que han permitido la elección del tamaño de malla. Este estudio se ha realizado sobre una malla inicial con una relación de aspecto de 5. Previsiblemente, en el estudio que se realizará posteriormente sobre dicho parámetro se llegarán a valores que quintuplicarán tal valor, por lo que este hecho también ha de tenerse en cuenta a la hora de seleccionar la malla.

Cuadro 3.4: Independencia del tamaño de elemento en la malla para la malla tridimensional.

	Malla 1	Malla 2	Malla 3	Malla 4	Malla 5
Elementos	500k	950k	1.5M	2.7M	4M
Clmax	0.28	0.31	0.38	0.41	0.42
Clmin	-0.29	-0.32	-0.39	-0.41	-0.42
Cdmax	1.26	1.27	1.31	1.31	1.315
Cdmin	1.25	1.26	1.29	1.285	1.28

En base a los resultados mostrados en la Tabla 3.4, se opta por utilizar la configuración de la malla 4. Esta elección, para el caso de mayor tamaño de dominio, implicará una malla con una cantidad de elementos superior a los 16 millones.

3.5. Introducción del movimiento

3.5.1. Modelo de vibraciones bidimensional

Una vez definido el dominio, la física del problema -a falta de la elección de los parámetros temporales, comentados más adelante- y la malla, procesos que son marco común a todos los estudios CFD, el siguiente paso es atender a las particularidades del mismo. En este trabajo se va a estudiar el fenómeno del VIV, por lo que se debe dotar de movimiento al cuerpo. Existen distintas maneras de configurar el movimiento en STAR CCM+, habiéndose optado en este trabajo por un DFBI, siglas de *Dynamic Fluid Body Interaction*.

Se selecciona la opción de traslación, ya que, sobre el papel, únicamente se libera el grado de libertad en el eje transversal al flujo (eje Y). Una vez seleccionado el tipo de movimiento, se crea un cuerpo continuo el cual se configura con su masa correspondiente, un momento de inercia inicial definido como el producto del momento de inercia bidimensional y la densidad del sólido, una fuerza de amortiguamiento de valor c y un acoplamiento en forma de muelle translacional de valor k y longitud de relajación de $0.2m$. Además, puesto que previsiblemente las fuerzas gravitatorias no van a afectar a la solución, se desactiva el modelo de gravedad. Todos estos parámetros permiten la representación de un modelo tradicional vibracional como el del esquema que se adjunta a continuación y que cumple la ecuación 2.5.

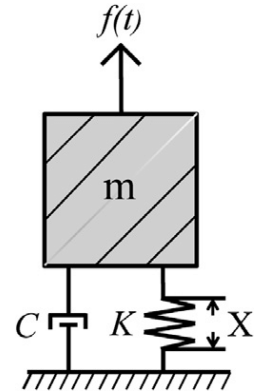


Figura 3.16: Esquema del sistema de vibraciones modelado.

Extensión al caso 3D

La introducción del movimiento si presenta diferencias más notables entre ambas configuraciones. Para ello, se deben estudiar las configuraciones posibles en STAR CCM+, para seleccionar aquella que posibilite recrear el movimiento del fluido y el estudio MEF conjuntamente. Existen 3 tipos de posibles configuraciones FSI. En el estudio que ocupa, se optará por una opción mediante la cual se consiga una *2-way interaction*. Dentro del *2-way*, será de tipo *strong* [24]. Este tipo de interacción fluido-estructura se caracteriza por la interacción total y completa entre ambos entes, considerando que los desplazamientos en la estructura son lo suficientemente elevados como para afectar al fluido. El acoplamiento entre el cuerpo y el dominio fluido se lleva a cabo mediante la condición de velocidad.

Al sólido, se le impone un movimiento de traslación junto con un movimiento superpuesto de la condición *solid displacement*, tal y como exige STAR CCM+ para su configuración. El fluido, por su parte (el que se encuentra en contacto con el sólido) presenta un movimiento del tipo DFBI Morphing, de manera que se pueda configurar el amortiguamiento y que se vea afectado por el movimiento del sólido, logrando así la interacción buscada.

3.6. Estudios independencia temporales

Paso temporal

En la sección anterior se ha desarrollado un estudio de independencia de malla, es decir, de la discretización espacial. Sin embargo, en todo estudio transitorio, y especialmente en el aquí presente, de carácter marcado *unsteady* también resulta fundamental eliminar el posible error introducido por la discretización temporal. Por ello, en esta sección se proponen dos estudios de independencia temporal, el primero de ellos enfocado hacia el paso temporal utilizado y el segundo de ellos dirigido a las iteraciones internas que se utilizan dentro de cada paso temporal. Conviene mencionar que estos estudios se han realizado desde un punto de vista metodológico, y que, a lo largo del trabajo, en determinadas circunstancias se bajará el paso temporal o se aumentarán las iteraciones internas en pos de una mejor solución en según qué casos,

Para seleccionar un primer paso temporal de referencia, se recurre al número de Courant. El número de Courant se define como el cociente entre el intervalo de tiempo y el tiempo de residencia en un volumen finito. Ligado a él se encuentra la Condición de Courant-Friedrich-Lewis (CFL), que actúa a modo de condición de convergencia de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Consecuentemente, para asegurar la validez de los resultados, se debe conseguir un CFL por debajo de un límite marcado. En estudios similares al presente, se suele forzar un CFL global por debajo de 10 -generalmente este límite puede ser incluso menor, pero se aceptará el límite de 10 como válido por estar enmarcado en un trabajo académico-. Por lo tanto, se aplica la definición:

$$C = \frac{V \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (3.17)$$

Imponiendo 10 en el valor de Courant, la velocidad en el flujo libre como V y el tamaño de celda más pequeño como ΔX , se obtiene un paso temporal adimensional (adimensionalizado con el radio y la velocidad) de **0.1**. Esta adimensionalización empleada nos permitirá un paso temporal adecuado en caso de que se modifique el Reynolds del problema. En las imágenes mostradas a continuación, tanto la Figura 3.17 como la Figura 3.18 se demuestra como la condición impuesta se cumple en prácticamente todo el dominio. Es importante señalar que el Courant depende del Reynolds, hecho que habrá que tener en cuenta cuando este parámetro varíe.

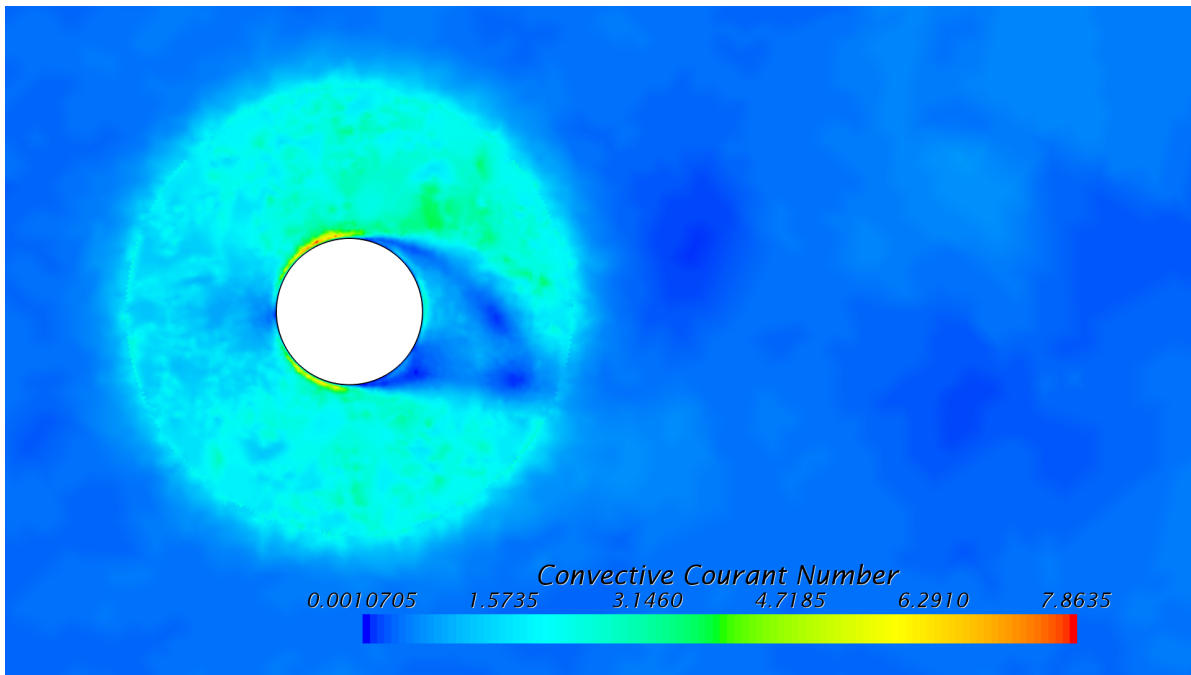


Figura 3.17: Representación del número de Courant en las zonas críticas del modelo. Por debajo del límite de 10 impuesto en todo el dominio.

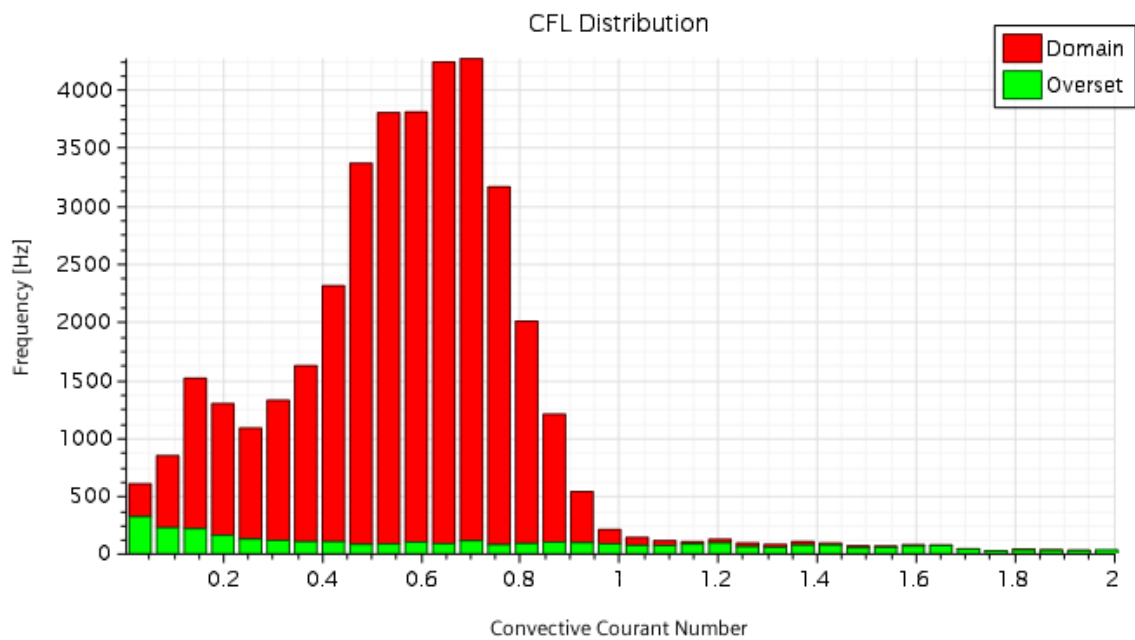


Figura 3.18: Histograma del contenido en frecuencia de cada número de Courant. La mayor parte del dominio se encuentra por debajo de 2, lo que señala una elevada estabilidad del caso.

Por otro lado, dentro de los fenómenos de *Vortex Shedding* existe otro límite a tener en cuenta, y es que, para conseguir una correcta representación del vórtice en la estela, se debe asegurar un paso temporal cuya inversa sea, al menos, unas 20 veces menor que la frecuencia característica del *Vortex Shedding*.

$$\Delta t = \frac{1}{20 \cdot f} \quad (3.18)$$

Esta frecuencia que aparece es la frecuencia de oscilación, la cual se puede adimensionalizar mediante el número de Strouhal, es aproximadamente constante sobre un valor de 0.2 para un amplio rango del número de Reynolds. Imponiendo este valor, resulta un paso temporal del orden de 10^{-4} , aproximadamente del mismo orden que el utilizado con la condición de Courant, por lo que se avanzará con ese. Por lo tanto, una vez impuesto el paso temporal adimensional base, se realiza el estudio de independencia del paso temporal, resumido a continuación.

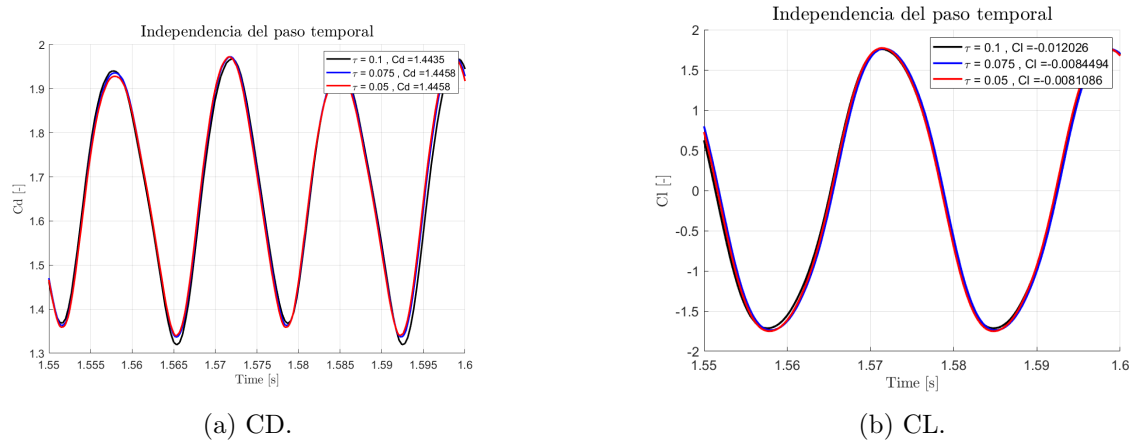


Figura 3.19: Coeficientes de fuerzas para varios pasos temporales adimensionales.

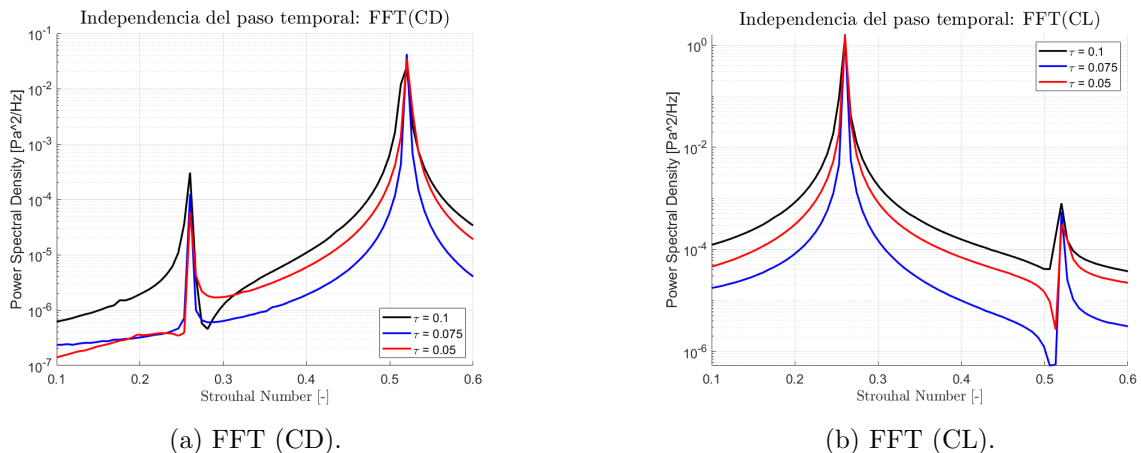


Figura 3.20: Transformadas de Fourier para distintos pasos temporales adimensionales.

En la Figura 3.19 se muestra la evolución de los coeficientes de fuerzas en un período de la sustentación para varios pasos temporales adimensionales. Las tres gráficas prácticamente colapsan en los mismos valores, por lo que se podría concluir que, con el propio paso temporal inicial de 0.1, ya se ha alcanzado la independencia del paso temporal. Sin embargo, y con las perspectivas de usar Reynolds mayores que el usado en este estudio de independencia, se escoge el siguiente paso temporal testado, el de $\tau = 0,075$.

Además se incluyen las transformadas de Fourier en la Figura 3.20. De las transformadas surgen dos conclusiones. Por un lado, que, como ya se había demostrado con las evoluciones temporales, se constata la independencia del paso temporal, especialmente para el seleccionado. Por otro lado, resulta interesante observar como la frecuencia predominante varía entre el coeficiente de resistencia y el coeficiente de sustentación. Para el CD, la frecuencia predominante se corresponde con un Strouhal de **0.26**, mientras que para el CL la frecuencia predominante se desplaza hasta un valor de **0.53**. El valor de 0.26 obtenido es del mismo orden de magnitud que el 0.2 aproximado que marca la teoría.

Por otro lado, también se realiza un estudio de independencia de las iteraciones internas, es decir, de las iteraciones que se realizan dentro de cada paso temporal en busca de una solución convergida para dicho tiempo. Se proponen 3 opciones: 5, 10 y 15 iteraciones internas, para el paso temporal seleccionado en el estudio anterior.

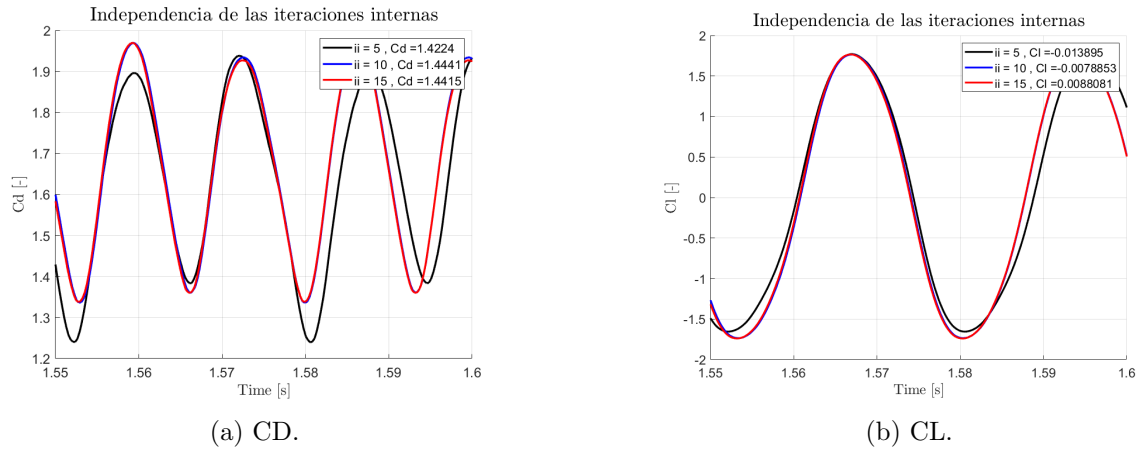


Figura 3.21: Coeficientes de fuerzas para distintas iteraciones internas.

En la Figura 3.22 se observa como la opción de 5 iteraciones internas, especialmente en la evolución del coeficiente de arrastre, presenta diferencias considerables con respecto a los siguientes casos. Sin embargo, al comparar los resultados de las 10 iteraciones internas y de las 15, se observa como, tanto a nivel gráfico como a nivel numérico, donde los valores medios son prácticamente iguales, se constata que se ha alcanzado la independencia del paso temporal. Del análisis de las transformadas de Fourier se extraen conclusiones similares a las del estudio del paso temporal.

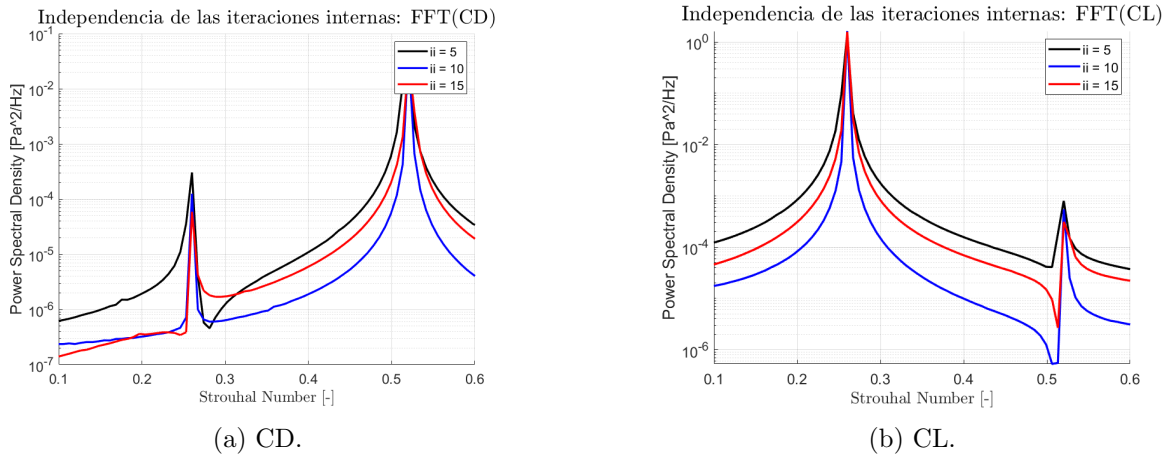
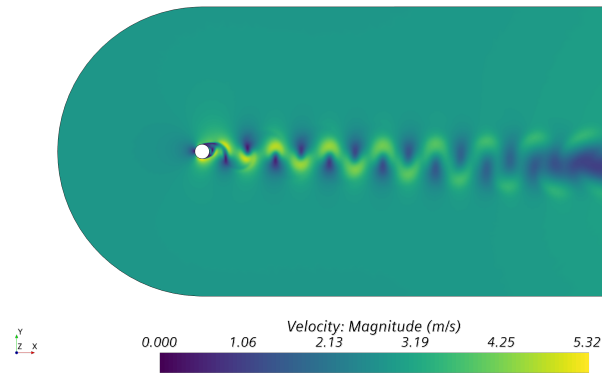
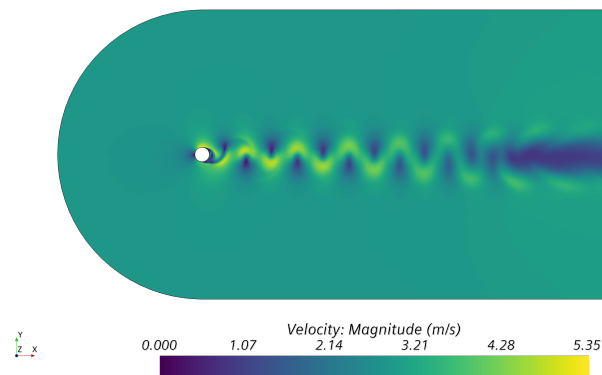


Figura 3.22: Transformadas de Fourier de los coeficientes de fuerzas para distintas iteraciones internas.



(a) 5 ii.



(b) 10 ii.

Figura 3.23: Perfiles de velocidades para 5 y 10 iteraciones internas.

Paso temporal con movimiento

Por último, se recuerda que el grueso de los estudios del trabajo se llevan a cabo con movimiento. Por ello, se decide hacer una comprobación de la validez del paso temporal con el movimiento activado, en el caso más problemático desde este punto de vista.

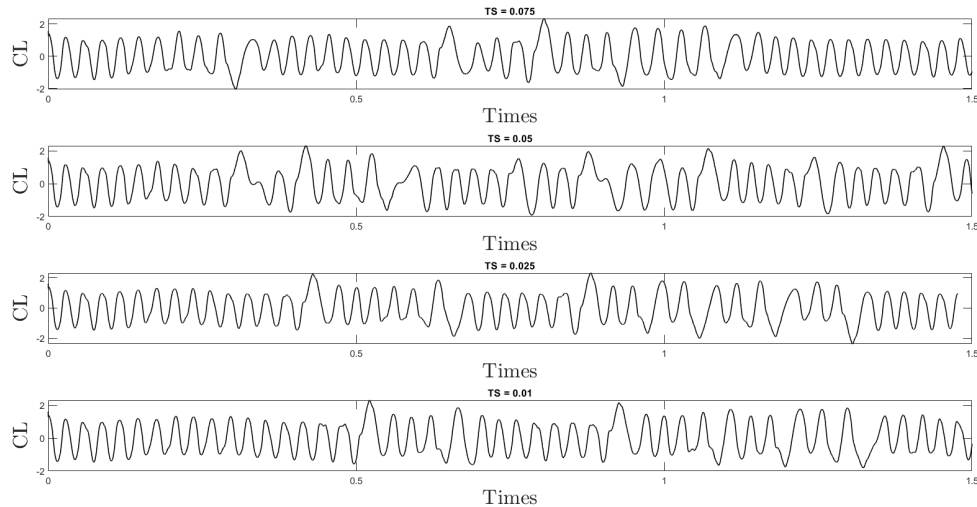
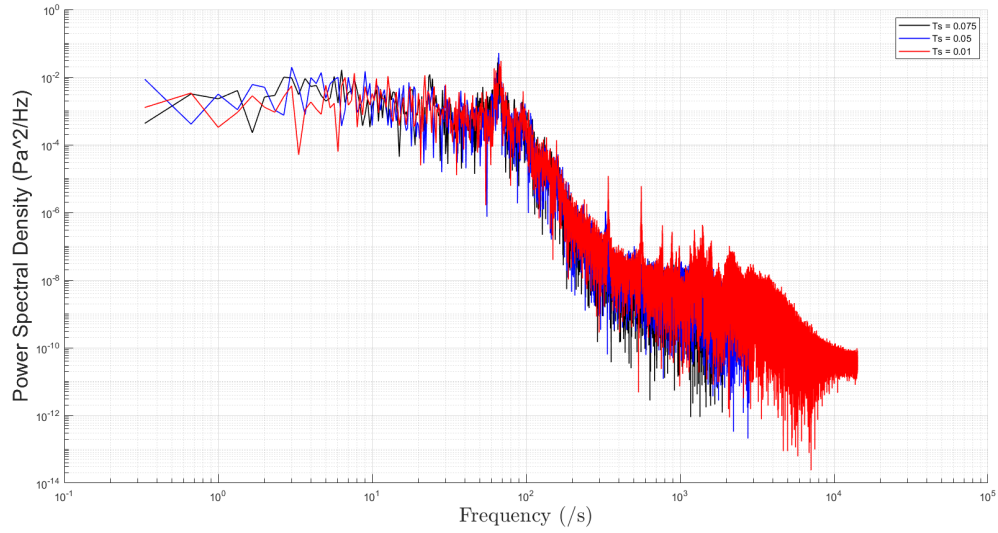


Figura 3.24: Evolución temporal del coeficiente de sustentación para varios pasos temporales adimensionales para un caso en la región del lock-in.

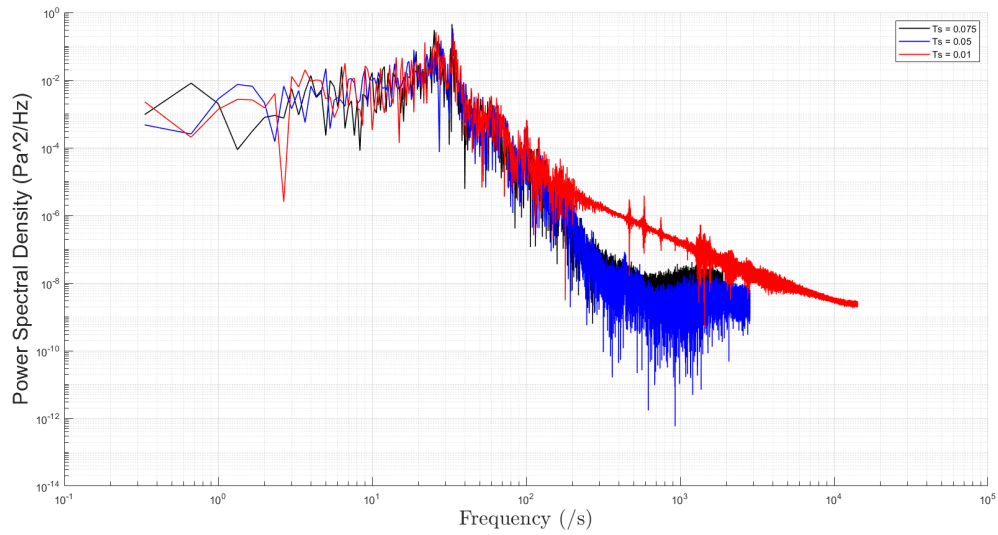
Cuadro 3.5: Coeficientes de mayor interés para el estudio de la independencia del paso temporal.

TS*	Cd	Cp
0.075	1.63	0.142
0.05	1.64	0.1438
0.01	0.66	0.1407

En la Figura 3.24 se presentan las evoluciones del Coeficiente de sustentación para distintos pasos temporales. La alta inestabilidad del flujo dificulta llegar a una conclusión en base a dicha gráfica, incluso contando con el apoyo de la Tabla 3.5, que, sobre el papel, arroja resultados prometedores con respecto a la independencia de paso temporal alcanzada. Este estudio se refuerza con las transformadas de los coeficientes de fuerzas, expuestos a continuación, donde, exceptuando en frecuencias altas, de poco interés para el caso que atañe, se puede constatar que, efectivamente, el paso temporal utilizado inicialmente puede ser considerado como definitivo, ya que las diferencias existentes no suponen un cambio cualitativo en los resultados.



(a) CD.



(b) CL.

Figura 3.25: Transformadas de los coeficientes de fuerzas para varios pasos temporales adimensionales con el movimiento de la estructura activado.

Capítulo 4

RESULTADOS

Índice

4.1	Introducción	47
4.2	Caso 2D	48
4.2.1	Cilindro	48
4.3	Estudios de sensibilidad	54
4.3.1	Barrido de la rigidez	55
4.3.2	Barrido del amortiguamiento	61
4.3.3	Estudio masas distintas	64
4.3.4	Influencia del Reynolds	68
4.3.5	Otras geometrías	70
4.4	Caso 3D	72
4.4.1	Efectos tridimensionales en punta	72
4.4.2	Aplicación modelo equivalente	75
4.4.3	Introducción al LES	77

4.1. Introducción

Esta sección, la más interesante desde el punto de vista académico junto con la sección metodológica, pretende presentar los resultados obtenidos en este estudio, comparando los mismos con resultados ya existentes y tratando de justificar y de dar razón de los fenómenos observados. El capítulo incluye un estudio de independencia de los parámetros temporales, una validación tanto del caso sin movimiento como de los fenómenos VIV, estudios de sensibilidad sobre los principales parámetros que gobiernan la interacción fluido estructura de los fenómenos VIV, tanto para el caso principal como para alguna geometría secundaria que permita constatar que el cilindro es la geometría óptima. Finalmente, se presentarán unas primeras aproximaciones tridimensionales y se dará un primer dimensionado y estudio de mercado sobre la posible viabilidad de estos efectos aplicados a las tecnologías comentadas en el apartado teórico.

4.2. Caso 2D

4.2.1. Cilindro

Validación sin movimiento

En esta sección se incluirán una serie de comparativas de varios de los casos del trabajo con estudios anteriores, con la finalidad de que constaten, en mayor o menor medida, la validez de los resultados obtenidos.

En primer lugar, antes de introducir el movimiento, se busca asegurar un correcto caso base, completamente rígido, tratando de reproducir la curva del coeficiente de arrastre en función del Reynolds, desarrollada a nivel experimental por Roshko, A. [25], la cual se ha convertido en una referencia a la hora de tratar de llevar a cabo estudios relacionados con *Vortex Shedding*.

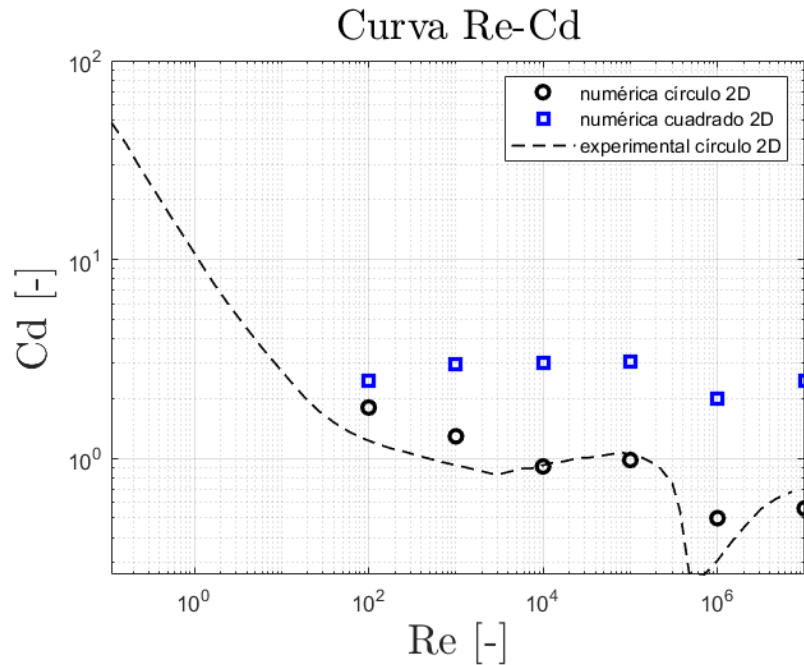


Figura 4.1: Curva experimental del Cd de un cilindro en comparación con los resultados obtenidos numéricamente. Se incluyen los resultados referidos al cuadrado.

Como se puede observar en la Figura 4.1, para un amplio rango del número de Reynolds, el coeficiente de resistencia se mantiene aproximadamente constante, experimentando una subida cuando el flujo tiende a ser laminar y un cambio brusco de tendencia en la zona en la que se supera el Reynolds crítico. Dentro de la zona que, posteriormente, al añadir el movimiento, tendrá interés, es decir, en Reynolds moderados, se demuestra que el modelo numérico reproduce con considerable éxito los valores del Cd, validando así el caso base del estudio. Se ve como se mantiene aproximadamente constante el drag, tal y como marca la evolución experimental,

hecho que se apoya con la Figura 4.2, donde se ve que, para valores de Reynolds de este sector de la evolución, el punto de separación del flujo se encuentra en el mismo lugar. En la zona para Reynolds altos no se consigue reproducir correctamente la brusca bajada, posiblemente debido a que el modelo de turbulencia presenta problemas para Reynolds muy elevados.

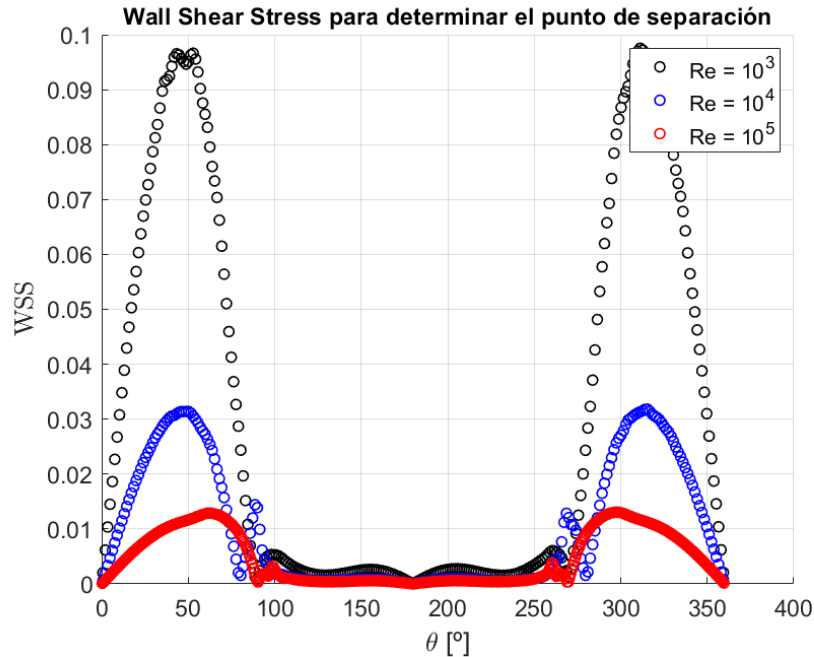


Figura 4.2: Evolución del coeficiente de fricción para los números de Reynolds de la zona intermedia de la gráfica anterior.

Por otro lado, en la figura también se han incluido los resultados del cuadrado, la otra geometría que se utilizará. Tradicionalmente, numerosos estudios sitúan el C_d del cuadrado como aproximadamente el doble del obtenido con el círculo, hecho que las tendencias observadas con el estudio CFD parecen apoyar. Esto se debe, evidentemente, a las diferencias geométricas entre ambos cuerpos. El carácter recto de perfil del cuadrado, junto con las puntas que presenta, provocan una separación del flujo mayor que la del círculo. Este fenómeno es fácilmente demostrable viendo los perfiles del cortante en la pared, representados en la Figura 4.3, donde se observa el ángulo de separación de la estela. Para el círculo, no existe un cambio de tendencia hasta un ángulo de 90, mientras que en el cuadrado, se produce la inversión alrededor de los 50.

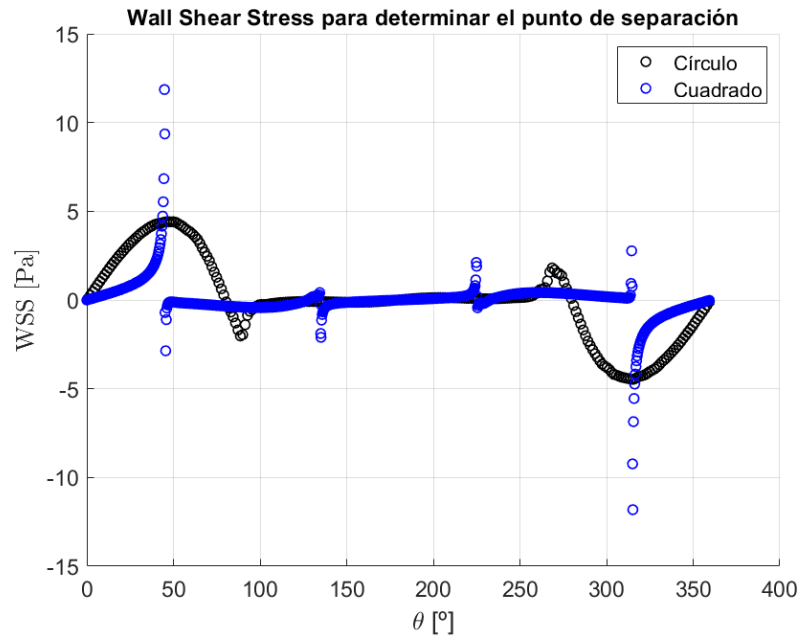


Figura 4.3: Evolución del cortante en coordenadas cilíndricas a lo largo del sólido.

Justificación del movimiento

Una vez preparado ya el caso para introducir el movimiento, conviene justificar qué fenómenos físicos son los responsables de tal movimiento. Como su propio nombre indica, las VIV son **vibraciones** que se producen en el cuerpo **inducidas** por el desprendimiento de los **vórtices**. Estos vórtices provocan una variación periódica de la presión alrededor del cuerpo y, como es sabido, estas variaciones de presión se convierten en fuerzas aerodinámicas sufridas por el cuerpo. Cuando el vórtice se desprende por debajo del cuerpo, como se ve en la Figura 4.4, se produce una zona de depresión en la zona superior del cilindro, tal y como se observan en la evolución del coeficiente de presión, CP (se usarán mayúsculas para diferenciarlo del coeficiente de potencia), lo que provoca una fuerza de sustentación hacia arriba, mientras que, cuando el vórtice se desprende por arriba, como se ve en la Figura 4.5, la zona de depresión cambia de extremo y la fuerza de sustentación de genera hacia abajo. Esta alternancia en la fuerza sustentadora provoca que el cilindro se mueva hacia arriba o hacia abajo correspondientemente, generando así las vibraciones que, posteriormente, serán aprovechadas para la extracción de potencia.

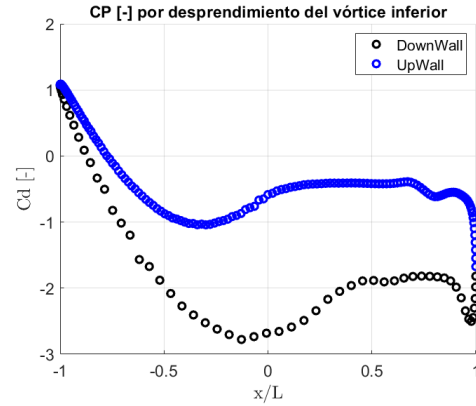
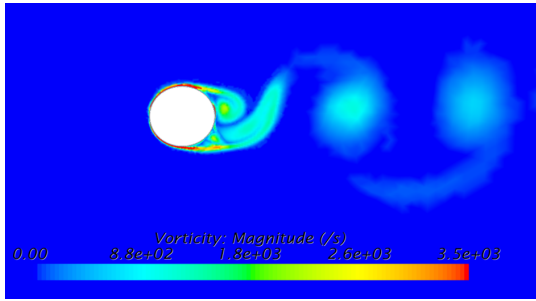


Figura 4.4: Desprendimiento del vórtice inferior y perfil del coeficiente de presiones en las mitades del cilindro.

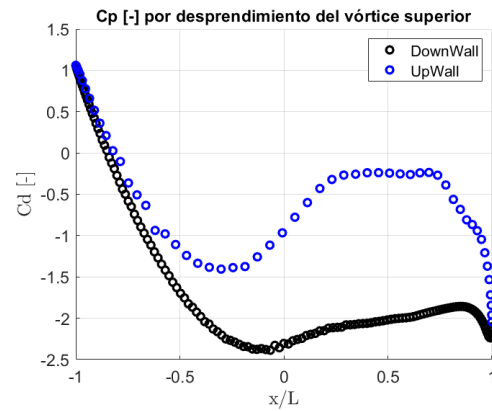
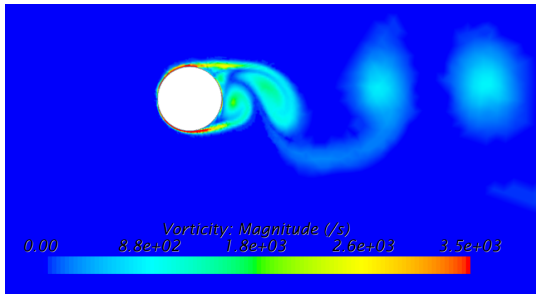


Figura 4.5: Desprendimiento del vórtice superior y perfil del coeficiente de presiones en las mitades del cilindro.

Validación VIV

Antes de comentar con el grueso del trabajo, conviene comparar el caso con estudios similares anteriores, con el objetivo de comprobar que el caso presente es válido. Para ello, se trata de imitar el estudio en CFD de Guilminenau [8], el cual a su vez se basa en los estudios experimentales de Williamson [11], comentados anteriormente. Para ello, se propone un barrido de la velocidad reducida variando el Reynolds, es decir, dejando constante la rigidez del muelle. Se impone una masa adimensional $m^* = 2,4$ y un valor de amortiguamiento que surge de la relación $m^*\xi = 0,013$. La razón de estos valores de masa y amortiguamiento tan pequeños es debido a la búsqueda de la *upper branch*, la cual tan solo aparece para ratios de masa cercanos a la unidad.

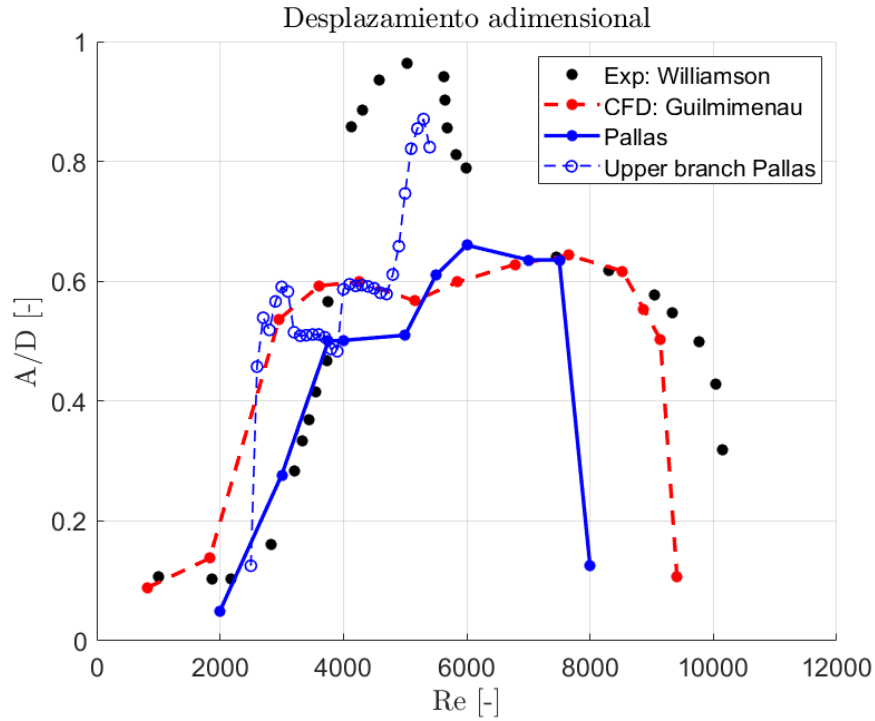


Figura 4.6: Evolución de la amplitud adimensional en comparación con estudios anteriores.

En la Figura 4.6 se muestran distintas gráficas. En puntos negros, se muestran los experimentos llevados a cabo por Williamson. En rojo, los estudios CFD de Guilimimenu. En azul, se muestran los resultados obtenidos en el presente trabajo. Como se puede ver, para Reynolds bajos, es decir, en la rama inicial, se consigue reproducir correctamente la tendencia de ambos estudios. Para reproducir la *Upper Branch*, se configura un caso en el que el número de Reynolds, es decir, la velocidad del fluido, aumenta progresivamente. Continuando con la gráfica, se llega a Reynolds cercanos a 7000, donde, en el estudio actual, se produce una caída repentina de la amplitud. Esta caída se retrasa tanto en el estudio experimental como en el numérico tomado como referencia. Sin embargo, habiendo conseguido unas tendencias similares, y teniendo en cuenta que, en los fenómenos de VIV, los RANS tienden a presentar problemas conforme aumenta el Reynolds, se considera que el caso puede considerarse validado.

Unido a esto, también se incluyen las gráficas de los coeficientes de resistencia (4.7) y sustentación (4.8) medios y máximos, viendo que, al igual que sucede con la amplitud, las tendencias tienden a conservarse, presentando las mayores diferencias en la zona final del barrido del Reynolds. Se constata que los resultados obtenidos se encuentran en el orden de magnitud de los valores reportados en la literatura [8], por lo que se consideran válidos para un estudio de investigación como el presente.

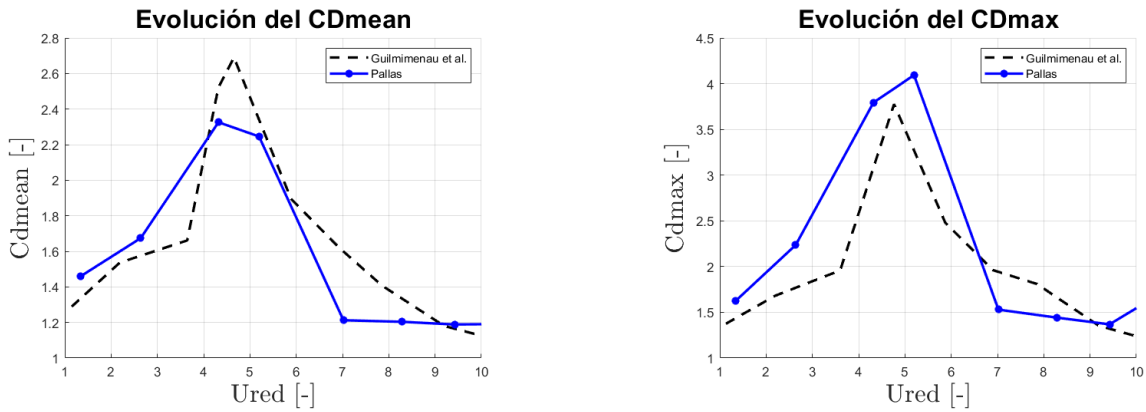


Figura 4.7: Izq: Comparación del coeficiente de resistencia medio con los datos obtenidos por Guilminenau et al.. Drcha: Comparación del coeficiente de resistencia máximo con los datos obtenidos por Guilminenau et al..

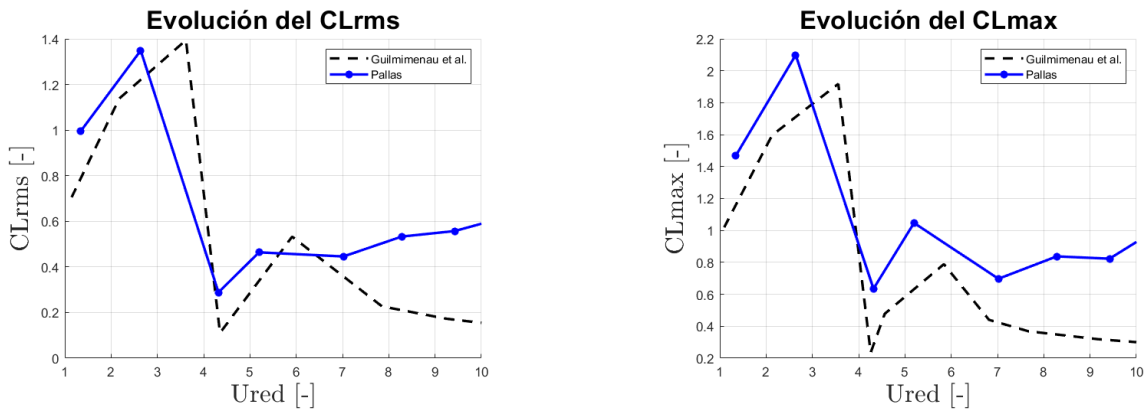


Figura 4.8: Izq: Comparación del coeficiente de sustentación medio con los datos obtenidos por Guilminenau et al.. Drcha: Comparación del coeficiente de sustentación máximo con los datos obtenidos por Guilminenau et al..

Finalmente, y con el objetivo de potenciar la validez del caso global, en la bibliografía también aparecen los patrones de flujo de la vorticidad para un par de números de Reynolds, tanto del caso CFD como del experimental, obtenido mediante un estudio PIV. A continuación se representan tales patrones para varios Reynolds y varias posiciones del cuerpo. Llama la atención como, incluso para un valor de Reynolds elevado, los patrones que siguen la vorticidad presentan una sólida similitud en todas las posiciones analizadas, dando así por concluido el proceso de validación.

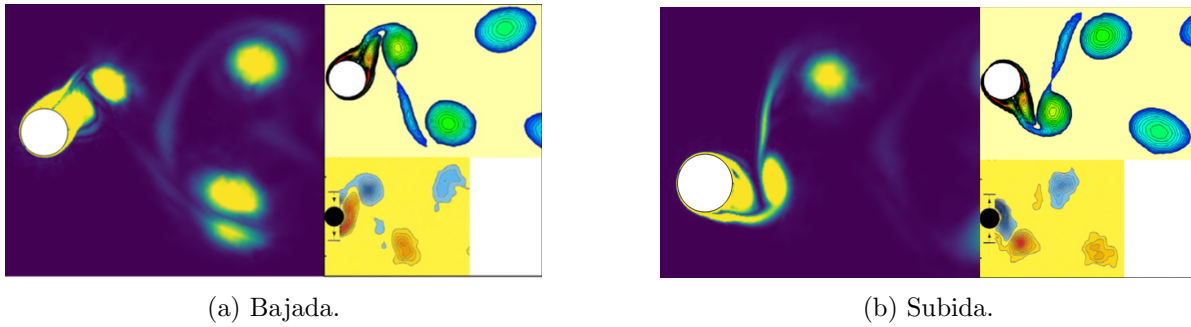


Figura 4.9: Modos de vorticidad para $Re = 3800$, $U^* = 4.4$, Comparados con los estudios PIV de Williamson [7] y los estudios CFD de Guilminenau [8]

En la Figura 4.9 y Figura 4.10 se pueden observar las escenas de vorticidad comentadas en el apartado teórico del presente trabajo, así como su relación con las distintas ramas de la amplitud en el barrido de Reynolds. A pesar de que la amplitud, como ya se ha comentado, difiere de los resultados experimentales, la formación de los vórtices se muestra de acuerdo a lo comentado por Williamson, con la aparición de los vórtices 2P débiles al entrar en la zona del lock-in. Conforme se avanza, se llega a la zona de la lower branch, la cual presenta también modos de vorticidad 2P, en este caso más intensas que en la zona anterior.

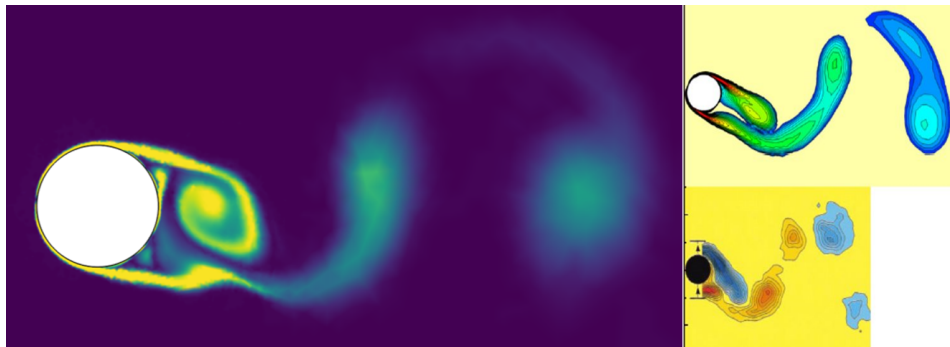


Figura 4.10: Vorticidad para $Re = 7200$, $U^* = 8.33$.

4.3. Estudios de sensibilidad

Una vez configurado el caso base, en esta sección se van a realizar una serie de barridos de las variables que gobiernan el fenómeno del VIV. Para ello, se hará especial hincapié en la evolución de la amplitud y del coeficiente de potencia que surge a partir del intercambio de energía entre el fluido y el sólido. Para ello, se adimensionalizará la ecuación que rige el movimiento de un cuerpo sumergido en un fluido. Partiendo de la Ecuación 2.5, se identifica su fuerza como la fuerza de sustentación, al estar la ecuación definida para la dirección transversal al flujo, por lo tanto, la ecuación queda así:

$$m \frac{d^2 y}{d t^2} + c \frac{d y}{d t} + k y = \frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty}^2 L_{ref} C_L \quad (4.1)$$

Aislando el coeficiente de sustentación en la parte derecha de la ecuación, aparecen una serie de términos a la izquierda que permite la definición de las siguientes variables adimensionales:

$$m^* = \frac{m}{\pi \rho_{\infty} L_{ref}^2} \quad (4.2)$$

$$c^* = \frac{c}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty} L_{ref}} \quad (4.3)$$

$$k^* = \frac{k}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty}^2} \quad (4.4)$$

El coeficiente de sustentación, pues, dependerá del tiempo, al ser un caso transitorio, del número de Reynolds y de tales variables adimensionales.

En cuanto a la potencia, es sabido que se define como el producto entre la fuerza actuante sobre el sistema y la velocidad del mismo, por lo que, tras adimensionalizar la velocidad con la velocidad en el flujo libre y adimensionalizando la potencia, se obtiene una expresión del coeficiente de potencia:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty}^3 L_{ref}} = C_L \frac{d y^*}{d t^*} \quad (4.5)$$

Finalmente, se calcula la potencia media, tal y como sigue, definiendo así un parámetro que permitirá una comparación más cómoda entre los distintos casos.

$$\langle C_p \rangle = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t C_p dt \quad (4.6)$$

La ecuación 4.8, de manera discreta, queda como sigue:

$$\frac{\sum_{n=1}^{\infty} C_l \cdot y \cdot \Delta t}{T \cdot U_{\infty}} \quad (4.7)$$

4.3.1. Barrido de la rigidez

A continuación se presenta el primer barrido que se ha llevado a cabo, el de la rigidez del muelle. La literatura, generalmente, al estar compuesta en su mayor parte por estudios

experimentales, agrupa el valor de la rigidez con la velocidad, de manera que propone barridos de la velocidad reducida, tal y como se ha mostrado en la sección de validación. Sin embargo, y aprovechando las ventajas que ofrece el CFD, en este estudio se analizarán por separado ambos efectos, empezando por el de la k .

Antes de entrar en análisis de resultados, conviene observar detenidamente esta expresión con apoyo de la siguiente imagen.

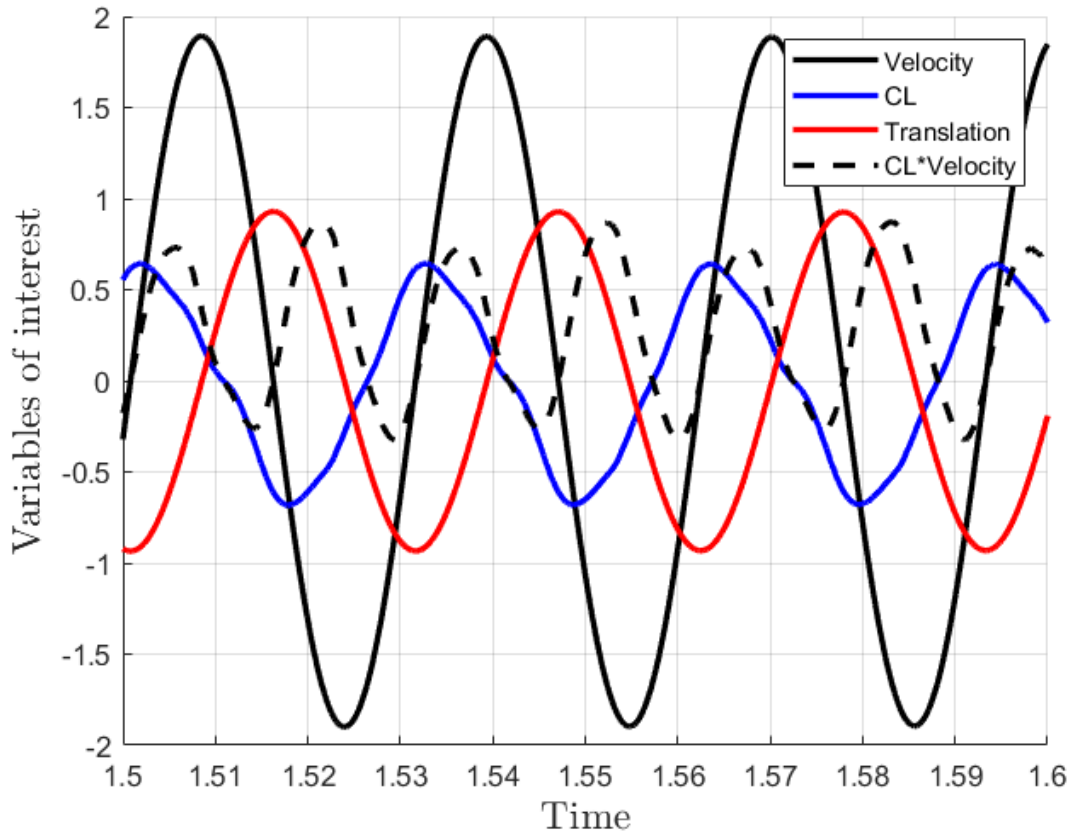


Figura 4.11: Análisis de fase de las principales variables de interés para la consecución de potencia.

En la Figura 4.11 se presenta un período de 0.1 segundos en el que se observa con claridad el desfase entre la variable traslacional, la velocidad de la estructura y la fuerza de sustentación. Como se repite una y otra vez en la literatura, el desfase existente entre la traslación de la estructura y la fuerza de sustentación generada es de 180. Por su parte, la velocidad será máxima cuando la estructura se encuentra en el punto medio de su traslación, es decir, cuando pasa por el origen, mientras que será nula en los puntos en los que se produzca el cambio de dirección, es decir, los puntos de máxima y mínima traslación, de manera que se cumplan los principios cinemáticos tradicionales. Por lo tanto, el desfase entre traslación y velocidad es de 90. Por lo tanto, con simples matemáticas se llega a la conclusión de que el desfase entre Cl y

velocidad de la estructura es también de 90. Por lo tanto, existirá un cuarto de período -que puede llegar a ser de aproximadamente la mitad del mismo- en el que no se estará generando potencia, pues el producto entre el lift y la velocidad será negativo, es decir, el flujo extraerá energía de la estructura. Este fenómeno da una primera pista de uno de los problemas que presenta el VIV a la hora de ser utilizado para la extracción de energía aprovechable. En la imagen se presenta en líneas discontinuas el producto entre velocidad y fuerza de sustentación, caracterizando la región en la que no se está generando energía aprovechable: la zona donde dicha línea discontinua está en el lado negativo, que coincide con el tramo en el que la estructura sube desde el mínimo alcanzado hasta el origen.

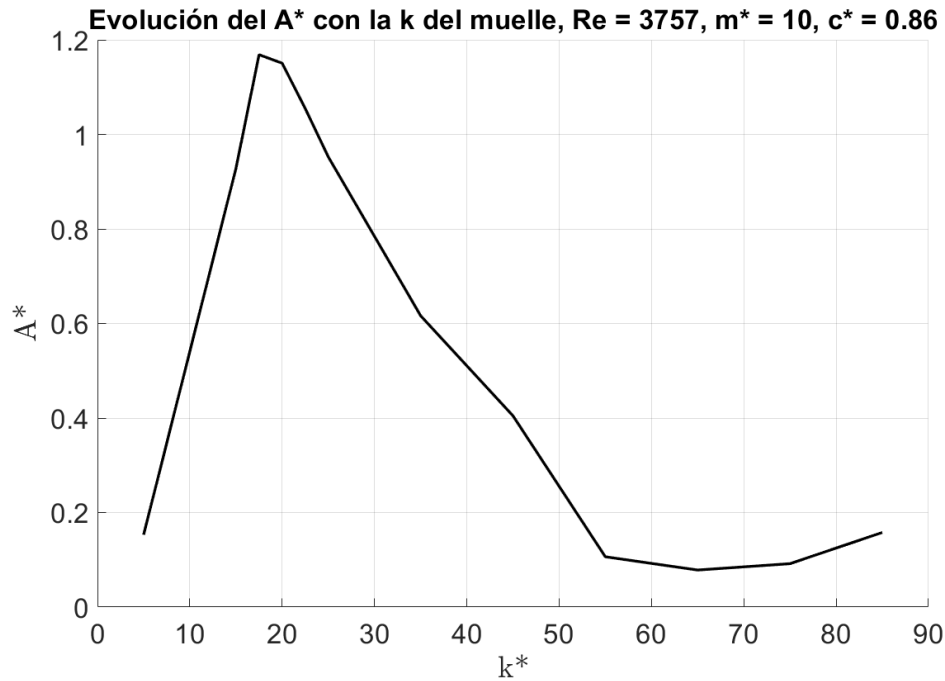


Figura 4.12: Amplitud adimensional para el barrido del amortiguamiento del muelle.

En la Figura 4.12 se ha representado la máxima amplitud adimensionalizada con la longitud de referencia, mientras que en la Figura 4.13 se ha representado la evolución del coeficiente de potencia. La primera conclusión que se extrae es clara. Ambos gráficos tienen una evolución solidaria, es decir, el valor máximo de potencia se encuentra en la zona en la que la amplitud es máxima, con pronunciados descensos tanto a derecha como a izquierdas, resultando en un punto óptimo que, especialmente en la representación de la potencia, hace pensar que la consecución de un valor de potencia que pueda ser tenido en cuenta depende de un fenómeno muy específico: el lock-in. El lock-in, que ya ha aparecido a lo largo del trabajo, es la zona en la que se igualan la frecuencia natural del sistema con la frecuencia del vortex shedding, lo que hace pensar que, en la zona donde aparece el pico pronunciado, aparecerá el fenómeno del lock-in.

En Figura 4.14 se representan las frecuencias predominantes para una serie de casos. Se puede ver que, en todos ellos, se mueven alrededor de 0.24, lo que lleva a pensar que no existe una gran dependencia del Strouhal con la rigidez del muelle, fenómeno que facilita en análisis

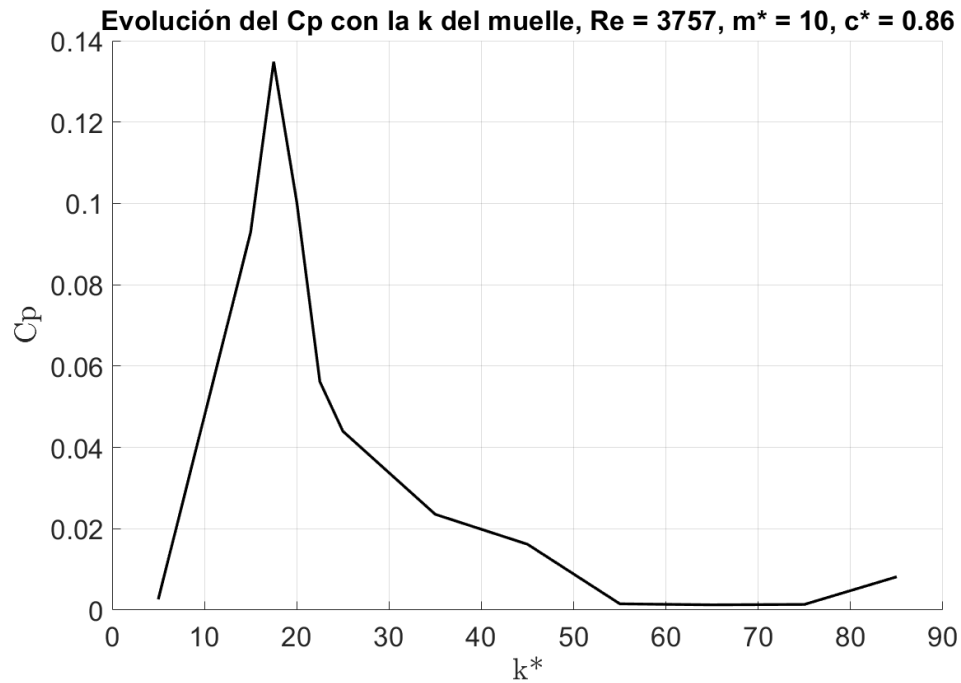


Figura 4.13: Evolución del coeficiente de potencia para el amortiguamiento del muelle.

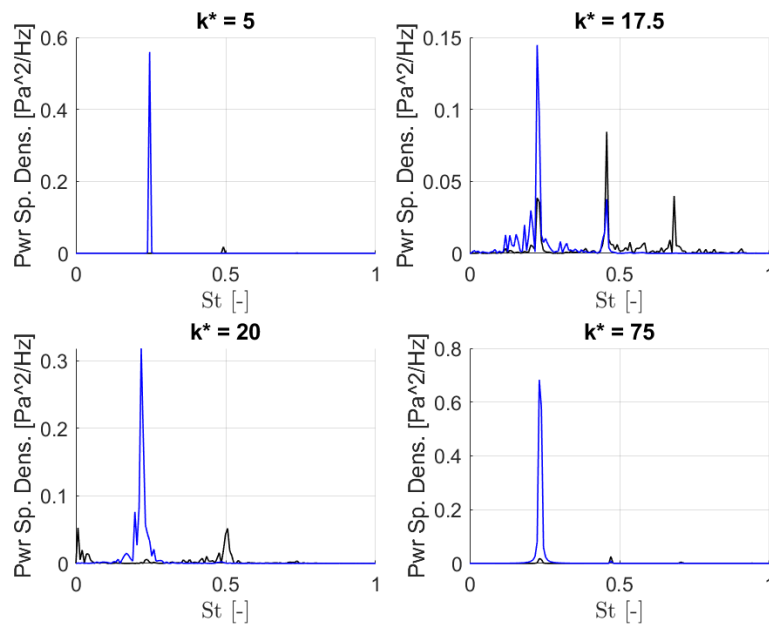


Figura 4.14: Transformadas de Fourier para 4 casos de la curva de la k^* , dos extremos y dos valores pertenecientes a la zona de resonancia. Se observa como el Strouhal se mantiene aproximadamente constante en todo el recorrido.

del ratio de frecuencias, permitiendo incluso, en determinadas circunstancias, considerar que es independiente. Se recuerda que el ratio de frecuencias sigue la expresión:

$$f_r = \frac{f_v}{f_N} = \frac{2\pi \cdot St \cdot U_\infty}{L_{ref} \cdot \sqrt{k/m}} \quad (4.8)$$

Introduciendo los datos obtenidos, se obtiene la siguiente evolución.

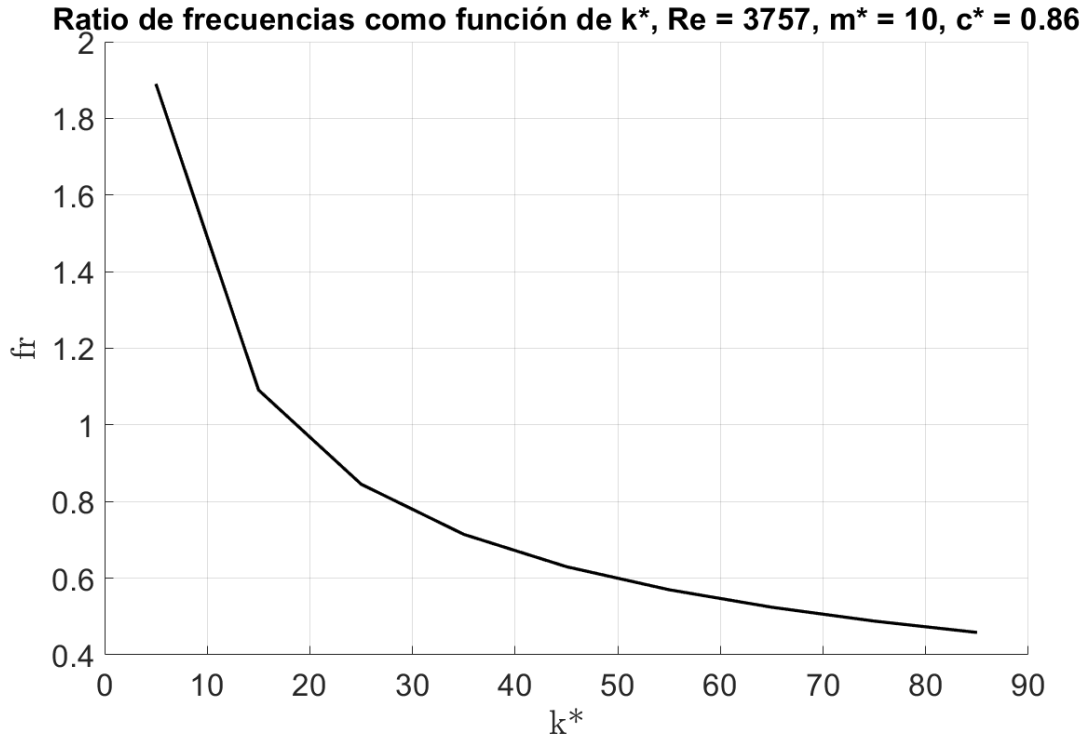


Figura 4.15: Evolución del ratio de frecuencias características con la rigidez del muelle.

Cuadro 4.1: Evolución del ratio de frecuencias con la rigidez del muelle adimensional.

$k^* = 5$	$k^* = 15$	$k^* = 17.5$	$k^* = 20$	$k^* = 22.5$	$k^* = 25$
1.89	1.09	1.01	0.94	0.89	0.84
$k^* = 30$	$k^* = 35$	$k^* = 45$	$k^* = 55$	$k^* = 65$	$k^* = 75$
0.71	0.63	0.57	0.52	0.48	0.46

En la Figura 4.15 se constata como, efectivamente, es en los ratios de frecuencia alrededor de la unidad cuando se experimenta la pronunciada subida en los valores tanto de la amplitud como del coeficiente de potencia, lo que demuestra la aparición de la zona lock-in. Desde un punto de vista fenomenológico, este hecho se puede explicar como sigue: cuando la rigidez adimensional es muy pequeña, es decir, para ratios de frecuencias elevados, el sistema vibracional diseñado es despreciable, y la estructura apenas nota los efectos del mismo. Por otro lado, cuando la

k adimensional es muy elevada, el sistema vibracional se impone sobre el vortez shedding y, debido a la alta rigidez que presenta, impide la vibración del sistema, disminuyendo su amplitud considerablemente e impidiendo la consecución de energía aprovechable. Con la ayuda de los contornos de velocidad de la Figura 4.16 se ve como el campo fluido apenas se ve alterado para valores bajos y altos de rigidez, ya sea por ser despreciable el sistema o por excesiva rigidez, mientras que en valores cercanos a la zona del lock-in, el campo está notablemente perturbado.

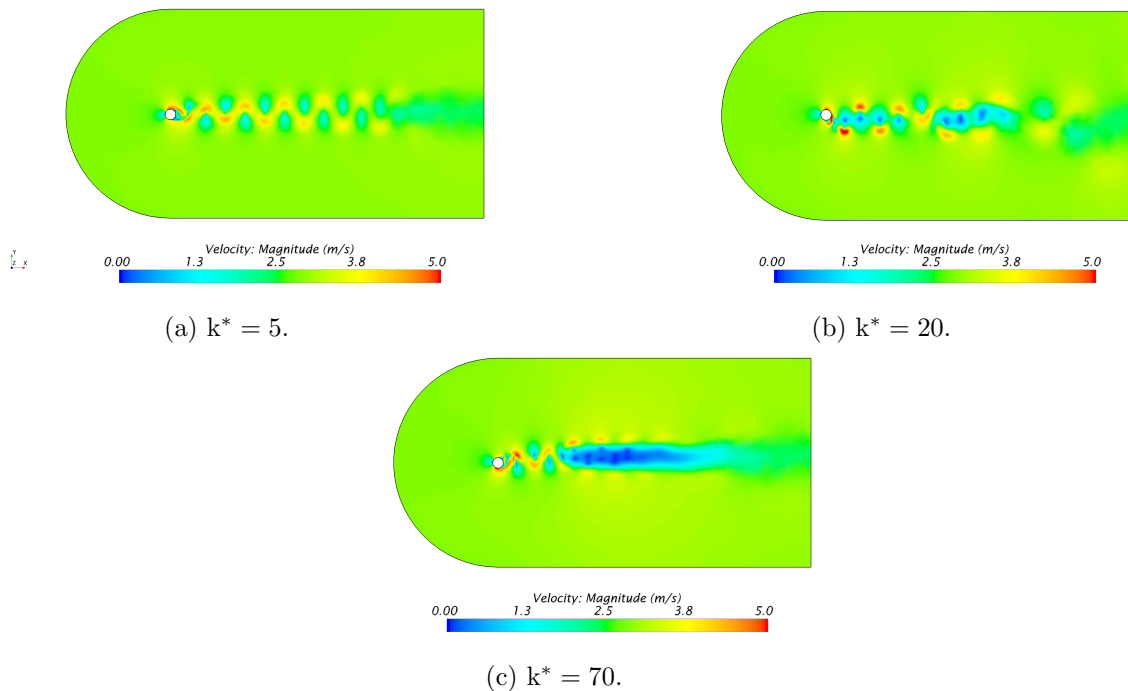


Figura 4.16: Campo de velocidad para distintas zonas del barrido de k^*

Por otro lado, en los contornos de velocidad de la Figura 4.17 se pueden observar los distintos modos de vorticidad característicos de cada zona: se distinguen claramente los modos 2P ya comentados en la validación correspondientes a la zona del lock-in en la k intermedia, mientras que para una k baja (Ured elevada) los modos se alargan, haciendo así que el segundo vórtice desprendido se aproxime en importancia al primero. Finalmente, aunque este no se forma completamente, para la k más elevada, en un caso fundamentalmente rígido, se llega a intuir el modo 2S característico de las velocidades reducidas bajas.

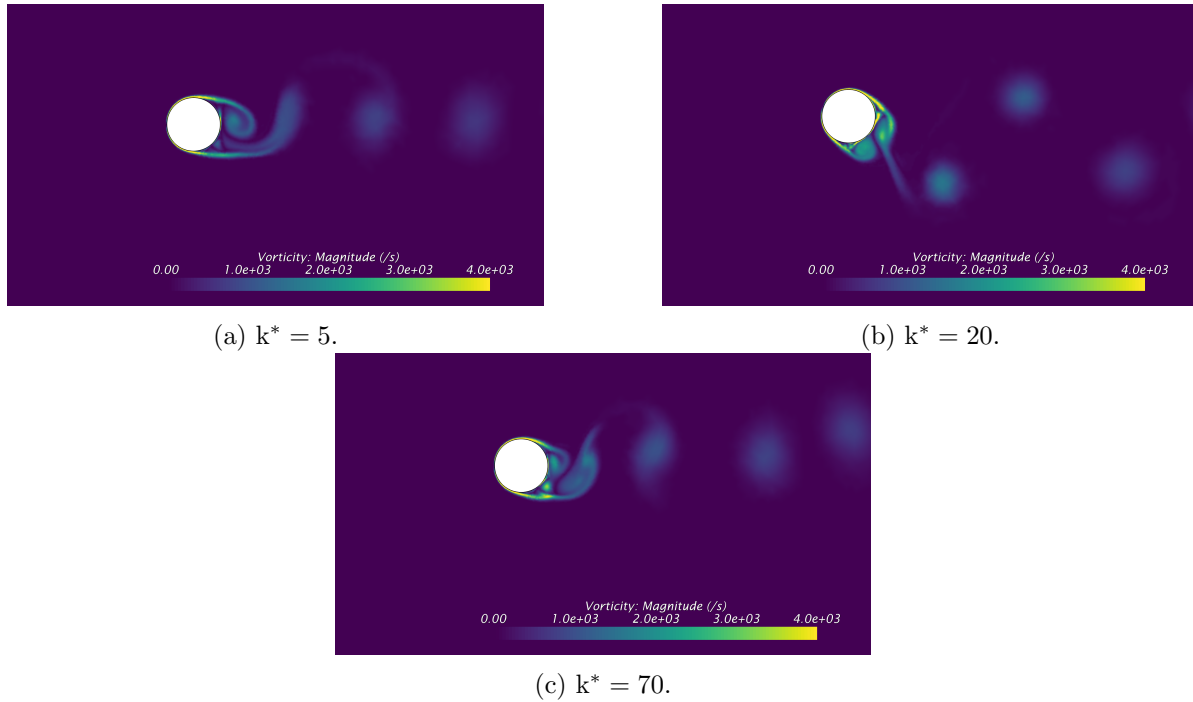


Figura 4.17: Contornos de vorticidad en la zona cercana el cuerpo para distintas zonas del barrido de k^*

4.3.2. Barrido del amortiguamiento

Una vez optimizada la rigidez, el siguiente estudio que se lleva a cabo es el del amortiguamiento del sistema. El amortiguamiento de un sistema vibracional viene definido por una fuerza de amortiguamiento proporcionada por un amortiguador y es el encargado de aprovechar la potencia del flujo que posteriormente se convertirá en energía eléctrica. El amortiguamiento, pues, se define como la pérdida de velocidad de una masa puntual bajo la acción de una fuerza externa proporcional a la propia velocidad del sistema,

Se partirá del caso de mayor rigidez, con la finalidad de conseguir, para el número de Reynolds que se está observando, el punto de máxima potencia. En este caso, aprovechando que el amortiguamiento es el parámetro central, se propone la siguiente definición de rendimiento, basada en el aprovechamiento de la energía que lleva a cabo el sistema. Como ya se ha comentado anteriormente, la potencia se define como el producto entre la fuerza y la velocidad del sistema. Por lo tanto, si la fuerza de amortiguamiento sigue la siguiente expresión 4.10 según la mecánica clásica, es razonable definir un nuevo coeficiente de potencia o rendimiento tal y como sigue:

$$F_c = c \cdot \dot{y} \quad (4.9)$$

$$P_c = F_c \cdot \dot{y} = c \cdot \dot{y}^2 \quad (4.10)$$

Tras realizar la media temporal:

$$Cp_c = \frac{c \cdot \dot{y}^2 \cdot \Delta t}{\frac{1}{2} \cdot T \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^3} \quad (4.11)$$

En la bibliografía es habitual utilizar el ratio de amortiguamiento como variable adimensional para cuantificar el efecto del damping, pero en este trabajo se continuará con la corriente empezada al adimensionalizar, al inicio de esta sección, la ecuación de las vibraciones, de manera que se aísle al máximo posible el efecto del amortiguador.

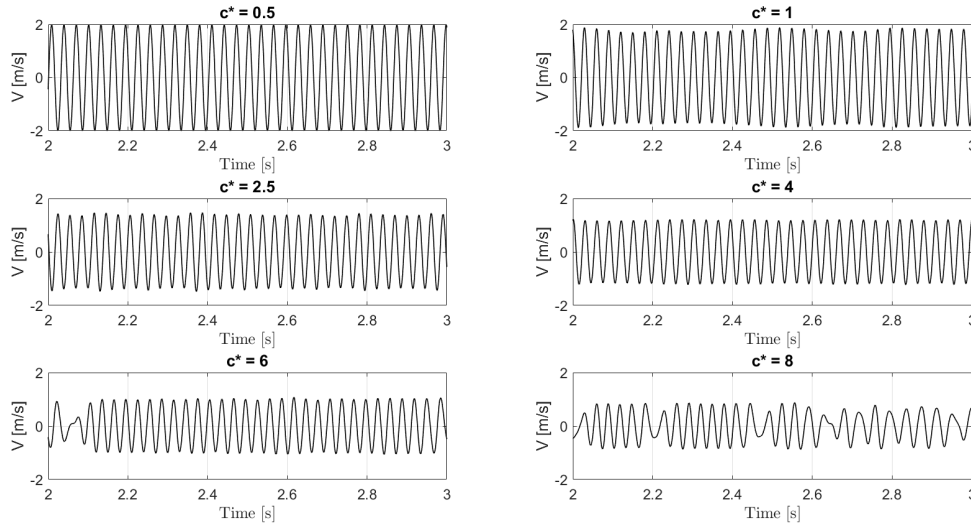


Figura 4.18: Evolución temporal de la velocidad para distintos coeficientes de amortiguamiento.

A diferencia del paralelismo observado en el barrido de la rigidez entre la amplitud del movimiento y el coeficiente de potencia, en este caso la amplitud disminuye monótonamente, tal y como se observa en la Figura 4.19 a medida que se aumenta el amortiguamiento, lo cual parece razonable ya que un amortiguamiento mayor tiende a evitar el movimiento del sistema. Sin embargo, en la Figura 4.20, donde se muestra la evolución del coeficiente de potencia, se puede observar la consecución de un máximo. Esto se explica cómodamente con la definición de la potencia aprovechada de la Ecuación 4.10: Cuando existe poco amortiguamiento, a pesar de que la velocidad de la estructura es elevada, tal valor del coeficiente de amortiguamiento c hace que el producto de ambos parámetros sea pequeño. En el otro extremo, un amortiguamiento elevado impide el movimiento de la estructura, por lo que tiende a disminuir la velocidad conforme se aumenta el coeficiente de amortiguamiento. En la Figura 4.18 se ve como, para amortiguamientos pequeños, los valores de velocidad llegan a máximos de $2m/s$, mientras que, en el otro extremo, este valor se ha reducido a más de la mitad.

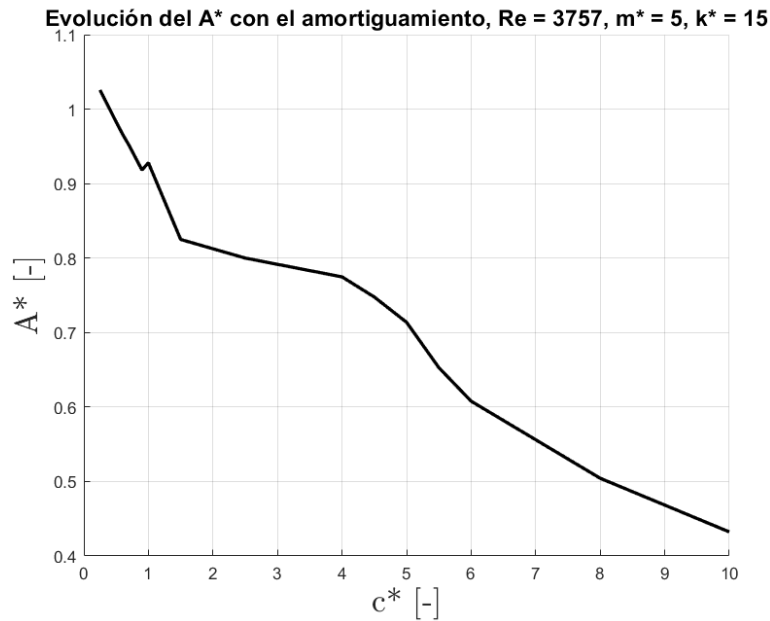


Figura 4.19: Evolución de la amplitud adimensional para el barrido del coeficiente de amortiguamiento.

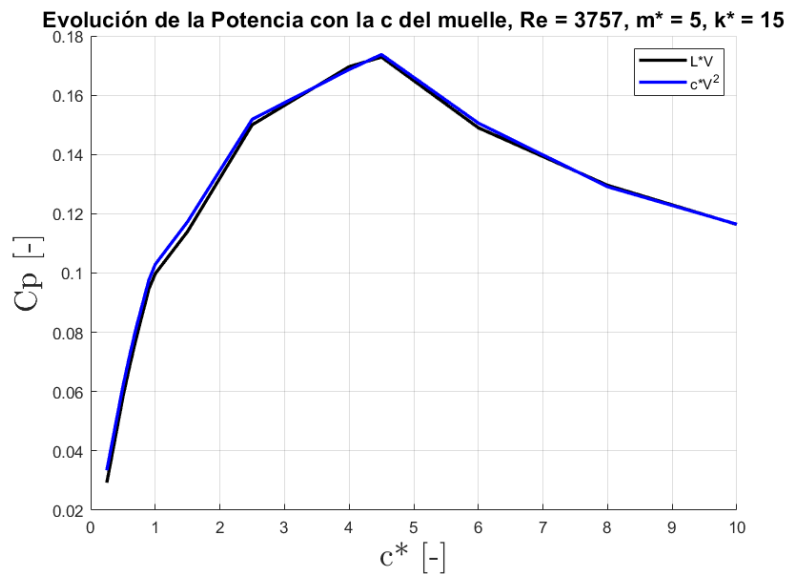


Figura 4.20: Evolución de la amplitud adimensional para el barrido del coeficiente de amortiguamiento.

En la Figura 4.21 se muestran como apoyo los perfiles de velocidad alrededor del cilindro, y se ve como la velocidad del flujo fruto del movimiento del sólido, en efecto, tiende a disminuir a medida que aumenta el amortiguamiento, tal y como se ha comentado en esta sección.

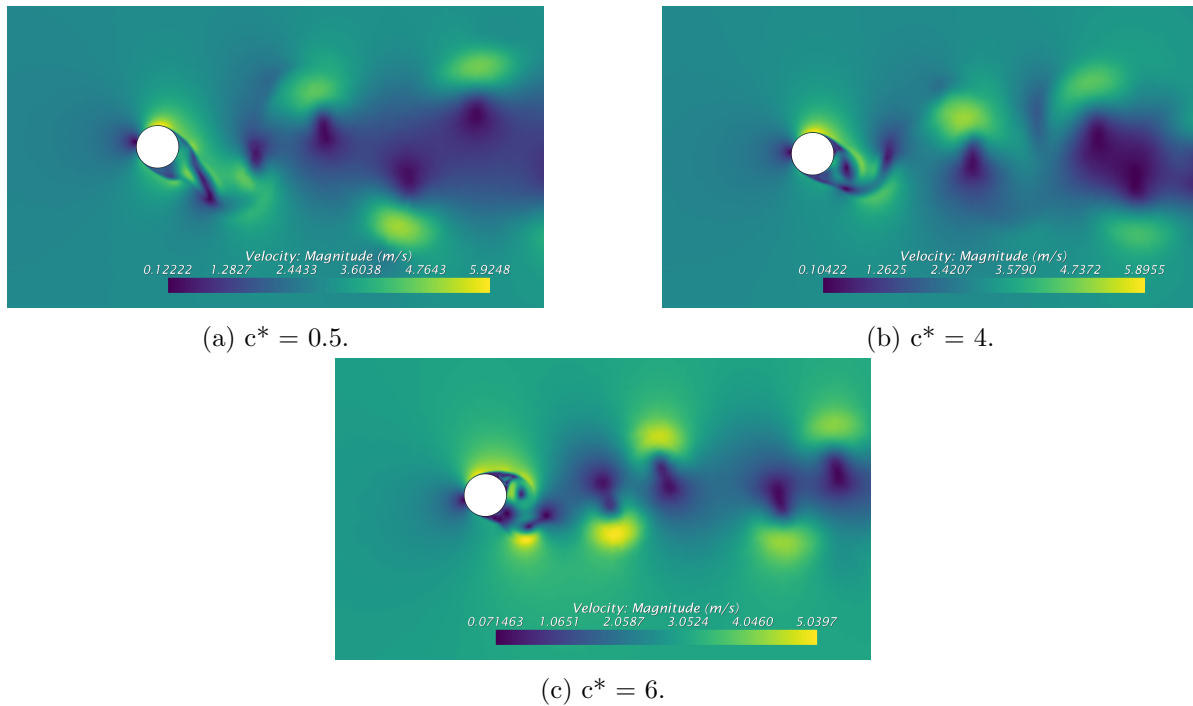


Figura 4.21: Campo fluido de la velocidad para varios ratios de amortiguamiento.

4.3.3. Estudio masas distintas

El último parámetro estructural del cual depende la potencia es la masa de la estructura. Sin embargo, ya hemos visto en la sección del barrido de la rigidez que estas dos variables están relacionadas por la frecuencia del sistema. A su vez, la frecuencia se relaciona con la frecuencia de vórtice para hallar la región del lock-in. Por lo tanto, la estrategia de optimización seguida hasta el momento no tiene razón de ser en el estudio de la masa, ya que, de acuerdo con el razonamiento seguido sobre la consecución del punto óptimo en la región lock-in, para una rigidez dada, la masa óptima será aquella mediante la cual se igualen las frecuencias características del sistema. En consecuencia, se propone el siguiente estudio, que consiste en 3 barridos de la rigidez para 3 masas distintas, con el objetivo de observar si existen diferencias notables en el máximo rendimiento en función de la masa utilizada. Se recuerda que el ratio de masas, m^* , es la relación entre las densidades del sólido y del fluido. En primera instancia, siguiendo las corrientes de la literatura [11], se utilizarán ratios de masas bajos, es decir, densidades de sólido y fluido parejas. Posteriormente se utilizará una relación de densidades mayor para simular en aire.

En la Figura 4.22 se muestra la evolución de la amplitud máxima para 3 masas distintas. Conforme la masa es menor, el pico máximo aumenta ligeramente, pero no lo suficiente como para extraer conclusiones determinantes. Por otro lado, se observa como, a medida que aumenta la masa, el valor óptimo de la amplitud, así como todo el conjunto de la gráfica, se desplaza hacia la derecha. Este fenómeno apoya las explicaciones llevadas a cabo a lo largo del trabajo, ya que se debe al retraso de la zona de lock-in. Conforme aumenta la masa, y teniendo en

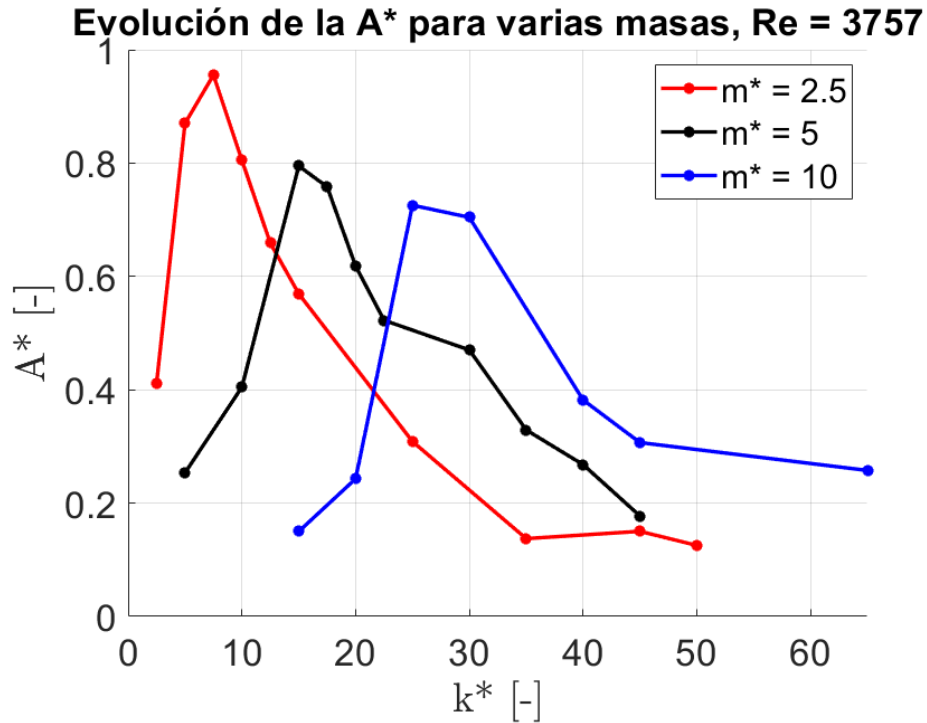


Figura 4.22: Evolución de la amplitud adimensional para el barrido de la rigidez en 3 masas distintas.

cuenta que el Strouhal se mantiene aproximadamente constante, la rigidez para la cual la frecuencia natural se iguala con la frecuencia del vortex shedding ha de ser mayor, de manera que se mantenga el cociente entre ambas y aumente la frecuencia hasta el valor de la zona de resonancia.

La evolución del coeficiente de potencia, mostrado en la Figura 4.23, apoya las justificaciones anteriores, permaneciendo en consonancia con las tendencias observadas en la evolución de la amplitud. Una vez más, el punto de máxima potencia se haya en la zona del lock-in, y disminuye rápidamente por ambos costados a medida que se aleja de la misma. Cuantitativamente hablando, conforme disminuye la masa, se observa un pequeño descenso tanto en la amplitud como en la potencia obtenida. Esto da una primera idea sobre la disminución de la potencia conforme se aumenta la masa, fenómeno que se verá constatado en el posterior análisis de un ratio de masas muy elevado. Este fenómeno se explica por el aumento de la resistencia a la vibración conforme la relación entre la masa del sólido y la del fluido va creciendo, ya que, conforme aumenta la masa, aumenta la frecuencia natural del sólido y mayor debe ser la frecuencia del vórtice para ponerlo a vibrar, lo que dificulta la consecución de valores elevados. A continuación se muestran algunas figuras que pretenden apoyar estas evoluciones. En la Figura 4.24, se ve como, para un valor bajo de rigidez, conforme aumentamos la masa, el flujo cada vez muestra menos perturbación, es decir, cada vez se ve menos afectado el movimiento del sólido por el mismo, lo que resulta en valores bajos de amplitud y de potencia. Tendencias similares, pero a la inversa, ocurren cuando la rigidez aumenta, en la Figura 4.25, donde son los ratios de masa elevados los que presentan mayores inestabilidades del flujo.

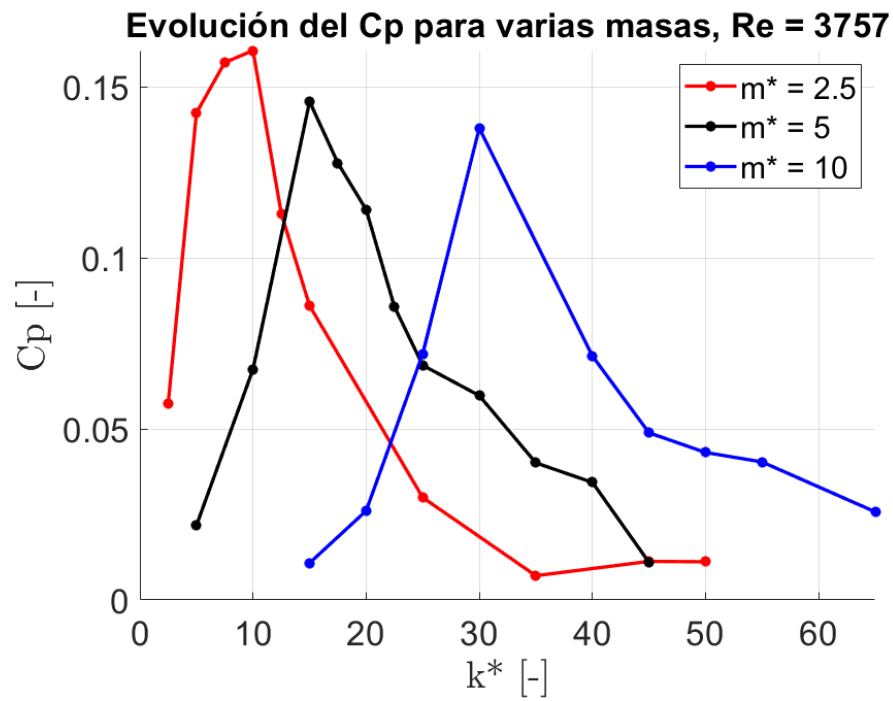


Figura 4.23: Evolución del coeficiente de potencias para el barrido de la rigidez de 3 masas distintas.

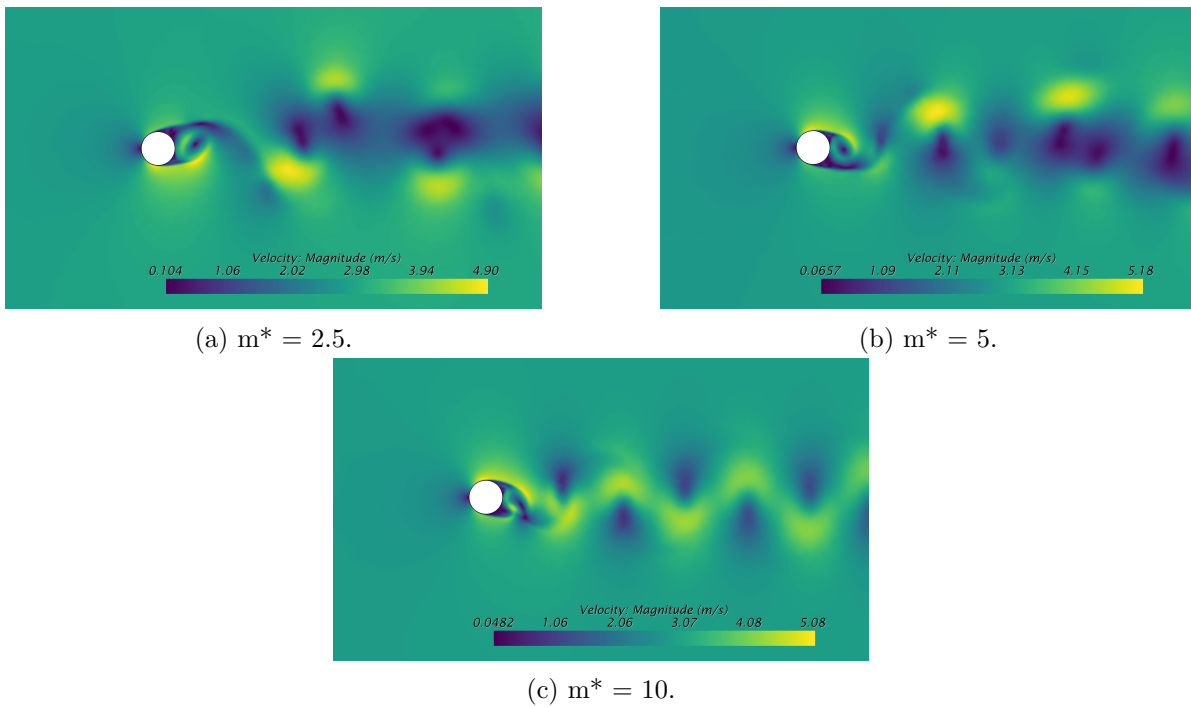


Figura 4.24: Diferencias en el campo de velocidades para los 3 ratios de masa estudiados con una rigidez baja.

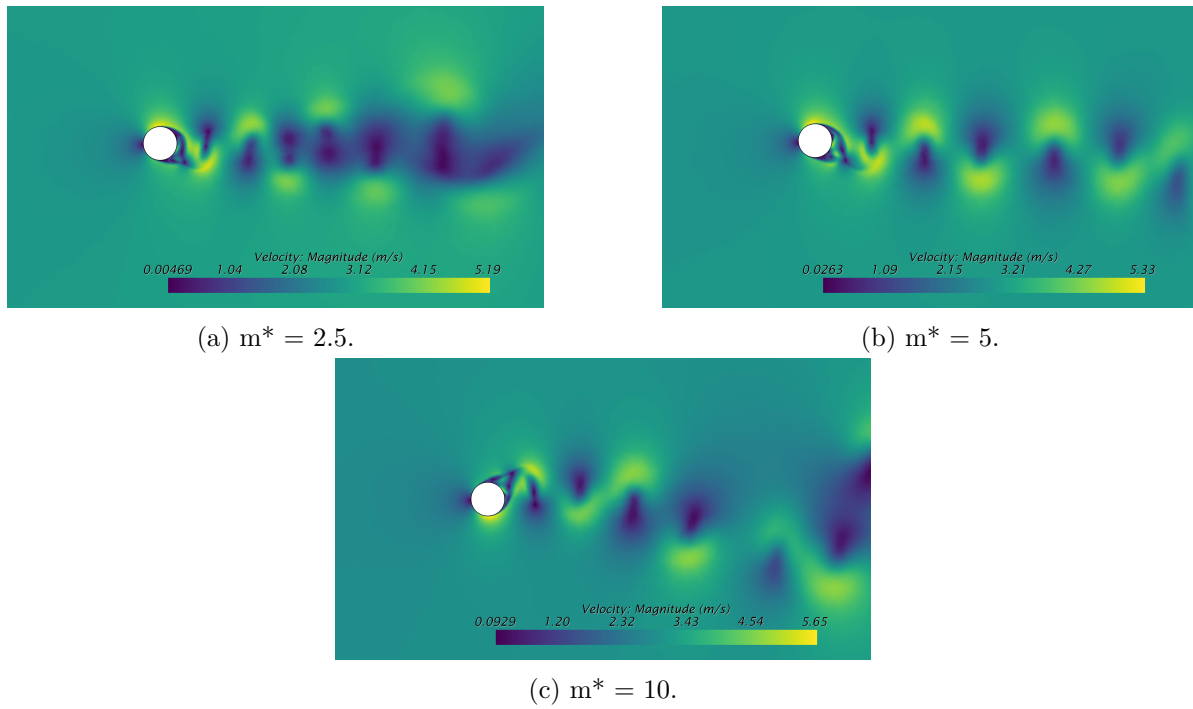


Figura 4.25: Diferencias en el campo de velocidades para los 3 ratios de masa estudiados con una rigidez alta.

Por otro lado, debido al uso de ratios de masas tan pequeños -más adecuados para estructuras sumergidas en agua-, se considera de interés observar el comportamiento para ratios muy superiores, que simulen, como inicialmente se desea, la estructura en aire.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para un ratio de masas que busca simular el uso de aluminio en el sólido.

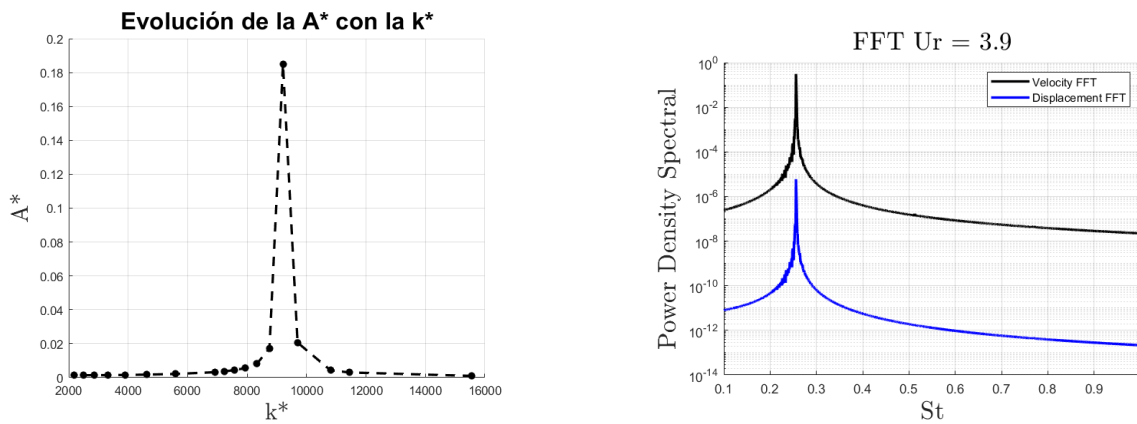


Figura 4.26: Izq: Evolución de la amplitud para un ratio de masas del orden de 10^3 . Drcha: FFT para el caso óptimo.



Figura 4.27: Evolución del coeficiente de potencias para un ratio de masas muy elevado.

En la Figura 4.26 se muestra la evolución de la amplitud para varios valores de velocidad reducida. Como se ve, aparece un punto muy superior al resto. Tras el cálculo de la frecuencia natural y de la frecuencia del vortex shedding a partir del Strouhal, que como se puede observar se sigue manteniendo dentro del mismo orden que siempre, se observa que el ratio de frecuencias es igual a 1,013, argumentando así la llegada a la zona lock-in. A diferencia de con ratios de masas menores, aquí el pico es mucho más pronunciado, significando eso que la zona lock-in es incluso más reducida que con ratios de masas pequeños, lo que a buen seguro dificultaría su optimización.

Como siempre, se incluye la gráfica del coeficiente de potencias que, como es previsible, evoluciona de manera solidaria a la amplitud adimensional. Al igual que con la amplitud, se observa un pico muy pronunciado en la zona de lock-in. Sin embargo, los valores obtenidos en relación a todos los estudios realizados hasta el momento muestran un coeficiente de potencia de un orden de magnitud menor que el conseguido habitualmente, lo que remarca la poca eficiencia que se deriva de una situación donde el ratio de masas es alto, es decir, donde la densidad de la estructura es muy superior a la densidad del fluido que le rodea.

4.3.4. Influencia del Reynolds

Una vez analizados los parámetros geométricos asociados al sólido, se propone un estudio de la influencia del número de Reynolds. Para ello, se realizará un barrido de la rigidez para varios números de Reynolds, a saber: una en régimen laminar, un Reynolds bajo, uno moderado

y uno más alto. En la Figura 4.28 se observa que, conforme aumenta el número de Reynolds, la amplitud del movimiento es mayor, es decir, a mayor velocidad, mayor es la vibración de la estructura. Especialmente tenido en cuenta es el salto existente entre el régimen laminar y el turbulento. Mientras que, entre las velocidades intermedias no hay una diferencia considerable, la diferencia de la amplitud entre el laminar y el primer Reynolds turbulento es de casi un orden de magnitud.

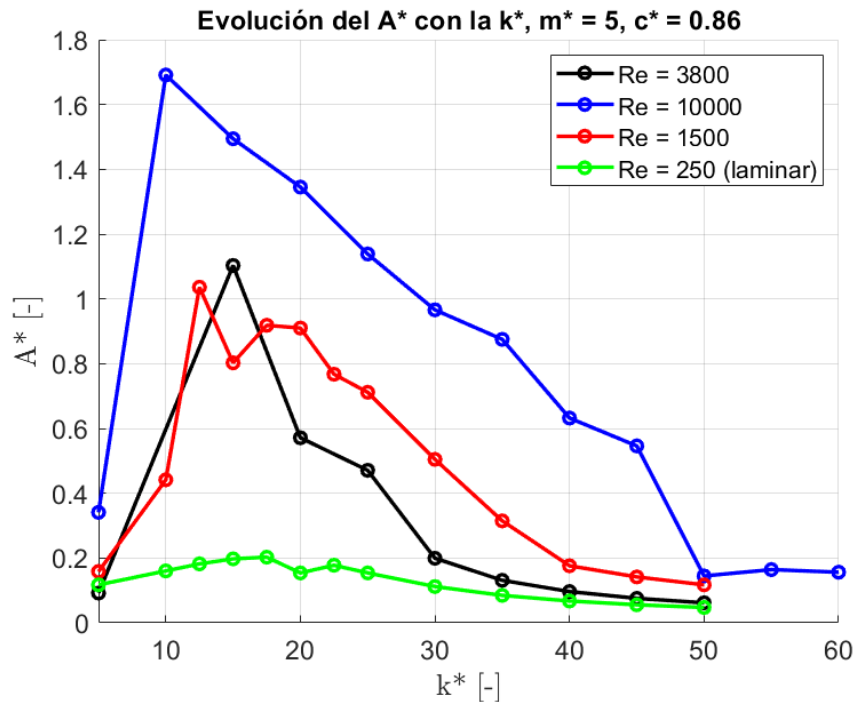


Figura 4.28: Evolución de la amplitud para distintos números de Reynolds.

De acuerdo a justificaciones previas, en el apartado de la rigidez del muelle, este fenómeno hace pensar que, a mayor Reynolds, mayor será la potencia obtenida. Sin embargo, los resultados arrojados en la Figura 4.29 muestran que no es así. Una posible justificación de este fenómeno se encuentra en el hecho de que el fenómeno del *Vortex Shedding* es un efecto fundamentalmente viscoso. Por lo tanto, cuando se aumenta el número de Reynolds, y en consecuencia se aumentan las componentes inerciales del fluido, la calle tiende a ser más débil, perdiéndose en gran medida la periodicidad que contribuye a la generación de potencia. Tras un espacio del Reynolds donde se mantiene aproximadamente constante, la potencia vuelve a disminuir para valores cercanos a Reynolds del orden de 10^4 .

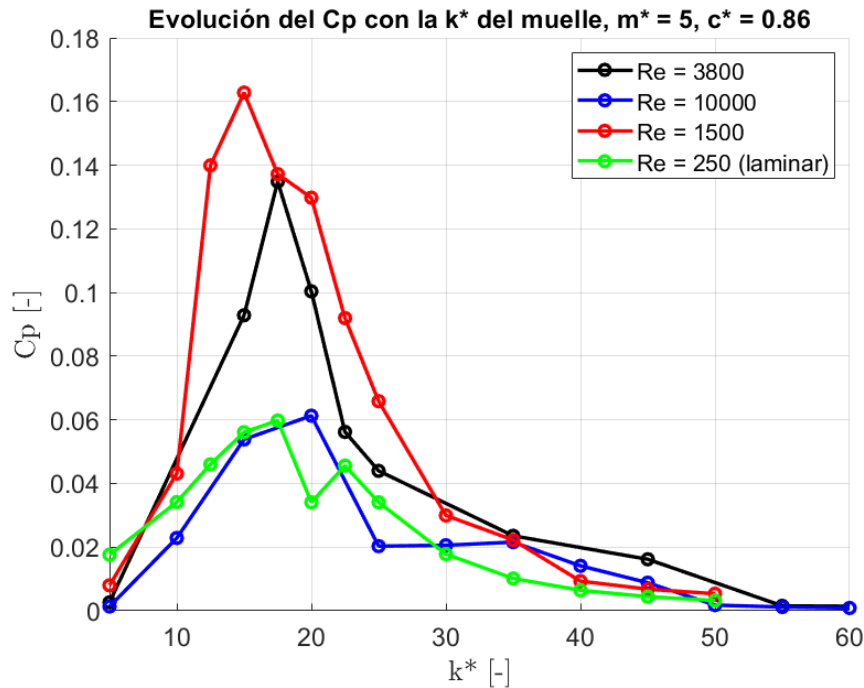


Figura 4.29: Evolución de la amplitud para distintos números de Reynolds.

4.3.5. Otras geometrías

En los estudios anteriores se ha analizado la influencia de aquellos parámetros que, de acuerdo a las ecuaciones del movimiento, afectarían a los resultados obtenidos. Sin embargo, es evidente que aún queda un parámetro a tener en cuenta: la geometría en si misma. A pesar de que, a priori, desde el punto de vista de la mecánica de fluidos para la generación de potencia, el cilindro parece ser la geometría a utilizar, a continuación se muestran los resultados para otras dos geometrías, con el doble objetivo de constatar este hecho y de que sirvan de punto de partida para estudios tangentes al aquí presente, como, por ejemplo, el flujo alrededor de un edificio con forma de prisma. Las geometrías que se proponen son la de un cuadrado o prisma y la de una estructura en forma de D, anteriormente observada en estudios similares [26].

En la Figura 4.30 se muestra la evolución de la potencia para las 3 geometrías. Se puede observar directamente como la potencia desarrollada por el cuadrado es considerablemente menor que la desarrollada por las otras 2 geometrías, constatando que, para funcionalidades como la que se busca en el presente trabajo, no es la geometría más adecuada. Por otro lado, la tercera geometría testada si presenta valores de potencia superiores a los del cuadrado, por lo que su estudio podría ser más interesante. La zona de máxima potencia ocupa un mayor espectro de velocidad reducida, desapareciendo el vértice característico del cilindro, posiblemente debido a que la frecuencia de vórtice adimensional característica varía a lo largo de la velocidad reducida. Este fenómeno hace que, para Ured elevadas, los valores de potencia obtenidos con la *d-shaped* sean considerablemente superiores a los obtenidos con el cilindro.

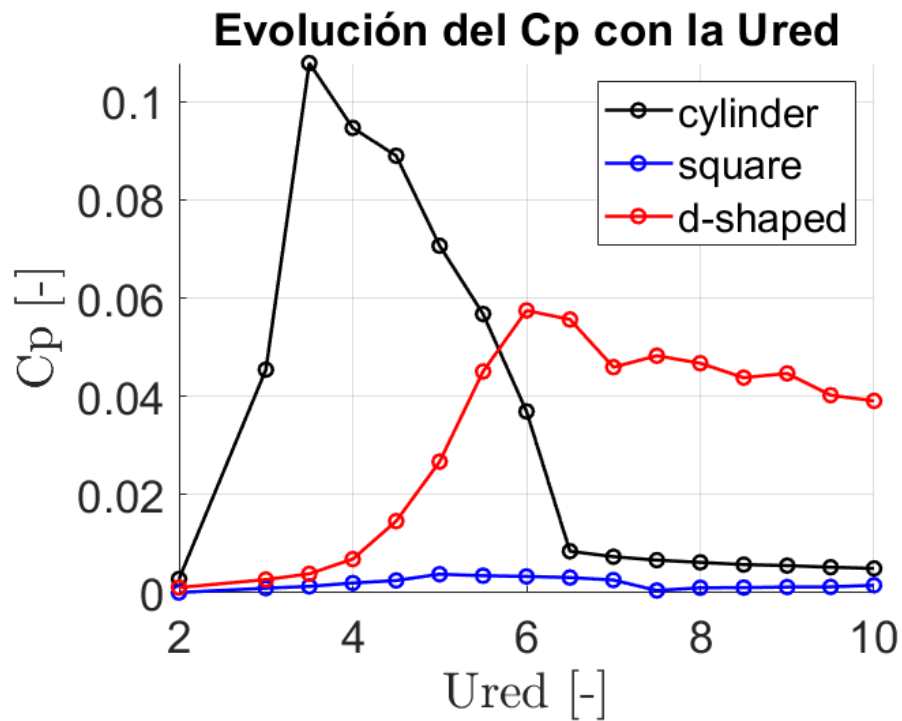


Figura 4.30: Evolución del coeficiente de potencia para varias geometrías.

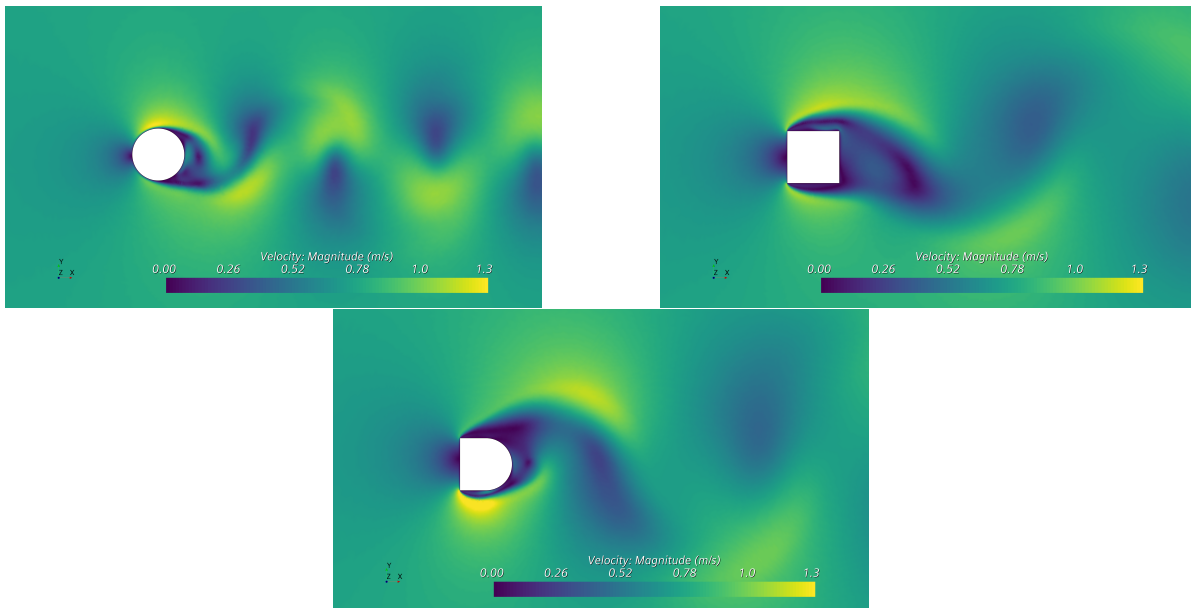


Figura 4.31: Comparativa de la zona de desprendimiento para las 3 geometrías probadas en una configuración semi rígida.

En la Figura 4.31 se presentan los patrones de velocidad para un caso general de las 3 geometrías. Es fácilmente observable como, en el caso del cilindro total, el flujo se mantiene

adherido a la superficie y, posteriormente, desarrolla los vórtices con rapidez, formando una calle que favorece la aparición de las fuerzas aerodinámicas utilizadas para la consecución de potencia. Sin embargo, conforme aparecen puntas en la geometría, especialmente en el caso del cuadrado, el flujo presenta grandes zonas de separación de la geometría, lo que resulta en dificultades a la hora de formar la calle de Von Karman.

En conclusión, quedando descartado el prisma como geometría para conseguir potencia, la elección quedaría entre el cilindro y la forma de D. Aunque la segunda muestra una menor dependencia con la velocidad reducida, los valores máximos que se obtienen con el cilindro, además de las ventajas derivadas de su simetría total, mediante la cual, fuere cual fuere la dirección del fluido, presentaría las mismas características, hacen pensar que el cilindro es la geometría óptima para la extracción de potencia.

4.4. Caso 3D

Una vez llevados a cabo todos los estudios de sensibilidad, y habiendo observado tendencias y órdenes de magnitud en la potencia obtenida, el siguiente paso que se propone es el de la realización de un caso tridimensional, de manera que se puedan observar los previsible efectos de punta. En esta sección se comparará el fenómeno del vortex shedding sin movimiento para varias relaciones de envergadura del cilindro, con la intención de tener una primera referencia sobre la importancia de dichos efectos tridimensionales, con la intención de observar los tamaños necesarios para que tales efectos no afecten al rendimiento del sistema. Posteriormente, se introducirá el modelo estructural con dos objetivos: por un lado, observar la validez del mismo y, por otro lado, tratar de implementar la analogía desarrollada por Antonio Gil, Pedro Quintero, Andrés Tiseira y Andrés Cremades [15] en una geometría cilíndrica, viendo la viabilidad de la misma en tal geometría.

4.4.1. Efectos tridimensionales en punta

La transformación del modelo al plano tridimensional implica la introducción de un nuevo fenómeno obvio: el efecto de punta, es decir, como afecta el flujo en la punta libre del cilindro al resto del flujo. De conocimientos previos en perfiles alares y alas de aeronaves, se sabe que, conforme aumenta el *Aspect Ratio*, que de ahora en adelante se llamará AR, de la estructura, es decir, la relación entre la longitud en la dirección Z y la longitud de referencia, el diámetro, disminuirán los efectos tridimensionales, a priori perjudiciales para el objetivo final. Mientras que, en una aeronave, así como en las geometrías de carácter esbelto, esta relación tiende a ser muy elevada, ya que la longitud del ala es, generalmente, considerablemente mayor que la longitud de referencia del perfil alar, representada por la cuerda, en la geometría presente en este trabajo, de naturaleza roma, se parten de relaciones de aspecto menores, de acuerdo a los primeros diseños de aerogeneradores sin palas encontrados. Este propio carácter roma da una primera pista de sus peores prestaciones desde el punto de vista aerodinámico. En esta sección se ofrece un estudio del AR observando la evolución de los patrones de flujo. Para ello se comparará con un cilindro infinito en 3D, de manera que se puedan observar como serían estos

patrones de flujo 'ideales'. Se partirá de un AR de 10 y se irá incrementando en pasos de 2,5. Para evitar efectos derivados de otras fuentes que no sean el AR, este estudio se realizará sin movimiento. Es importante tener en cuentas las limitaciones que se han encontrado a medida que se aumenta la longitud del cilindro en términos computacionales. De hecho, para el caso de AR 25, se ha tenido que desarrollar una malla de +16M de elementos, con la dificultad computacional que ello implica.

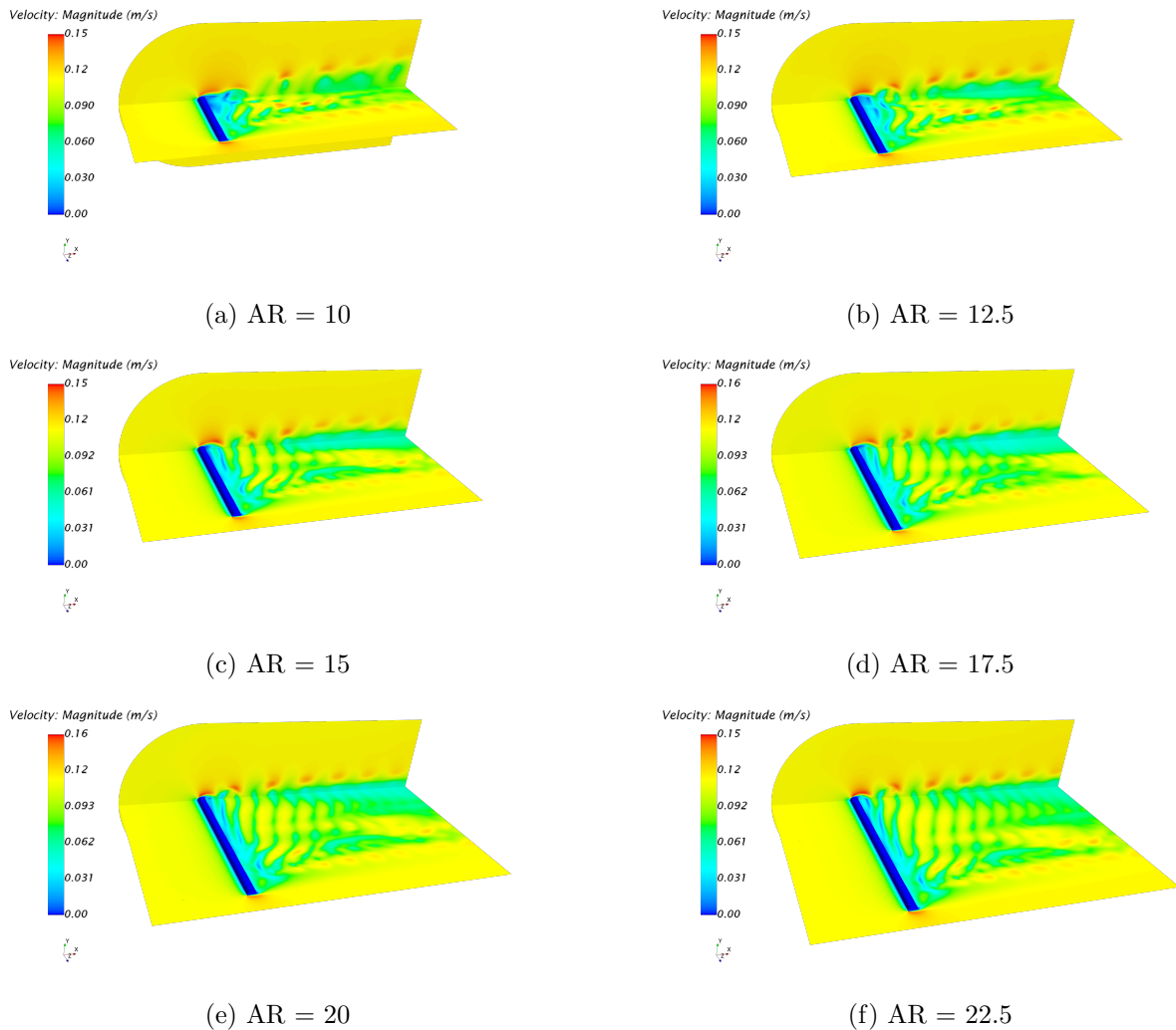


Figura 4.32: Contornos de velocidad para distintas relaciones de aspecto del cilindro

A continuación, se comentará la figura Figura 4.32 a través del aumento del Aspect Ratio. Como se puede observar, para AR bajos, los efectos de punta afectan a todo el flujo desarrollado tras el cilindro, llegando incluso a afectar a la estela en la zona más alejada de la punta, perdiendo así la calle de Von Karman que se desarrolla en el caso bidimensional y en el cilindro infinito. Esto lleva a la desaparición absoluta de los patrones observados hasta ahora y, por ende, a valores de fuerzas muy inferiores a los que aparecían hasta el momento. Conforme aumenta la longitud del cilindro, cuando se llega a un AR de 15 y 17,5, los efectos derivados de la punta del cilindro presentan más dificultades para llegar a la zona inicial del cilindro,

donde se empieza a observar la calle de Von Karman sin apenas perturbaciones. Sin embargo, observando el plano XZ, se ve como la mayor parte de las estructuras de flujo se encuentran alteradas, dejando una zona efectiva del cilindro muy pequeña en comparación con la longitud total del mismo. A continuación, para 20 y 22,5, la zona sin perturbar se sigue desplazando hacia la punta, disponiendo cada vez de una mayor superficie efectiva en el cilindro, especialmente en la zona más cercana al mismo, apareciendo en la zona más alejada de la estela las perturbaciones más evidentes. Finalmente, el último caso estudiado ha sido el de AR de 25, un valor considerablemente elevado respecto a los prototipos encontrados en la bibliografía. Se puede ver como, para este caso, en la capa más cercana al suelo apenas aparece perturbación en la calle de Von Karman. Sin embargo, se sigue observando como, únicamente la mitad, aproximadamente, del cilindro, se mantiene inalterado.

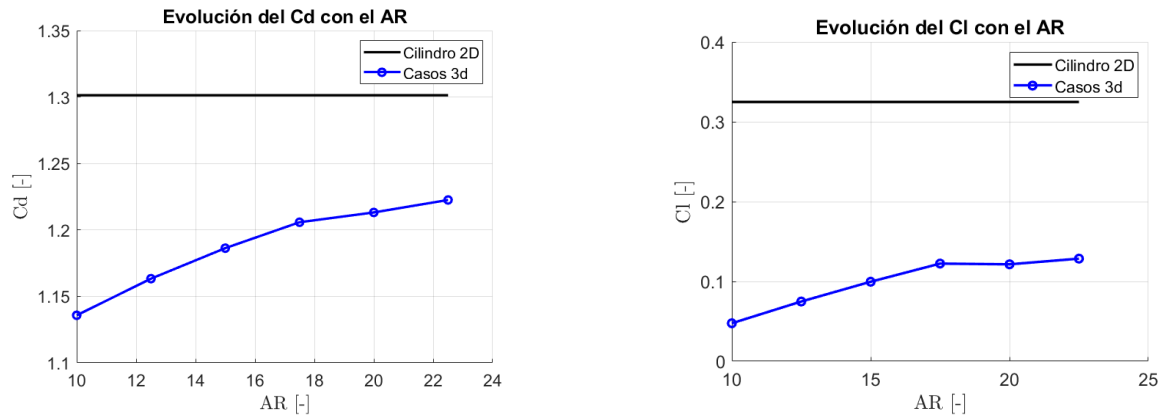


Figura 4.33: Evolución de los coeficientes de fuerzas con el Aspect Ratio del cilindro

Los contornos se apoyan con la Figura 4.33, donde se muestra la evolución de los valores medios de los coeficientes aerodinámicos. Se puede observar como el coeficiente de arrastre aumenta a medida que aumentamos el Aspect Ratio, mediante una función logarítmica. Para el caso de mayor Aspect Ratio calculado, la diferencia con respecto al cilindro ideal es de aproximadamente un 6%. Realizando una regresión logarítmica a partir de los datos obtenidos, se estima que los efectos de punta, según la evolución del drag, desaparecerán alrededor de un AR de 40. Sin embargo, al observar la evolución del coeficiente de lift, el cual, al final, es el de mayor interés para la generación de potencia, se observa como estas diferencias se vuelven mayores y como, presumiblemente, se retrasa el momento en el que los efectos tridimensionales dejarían de tener un efecto considerable.

En conclusión, en base especialmente a la evolución de los coeficientes de fuerza, se puede constatar la alta influencia de los efectos tridimensionales en una estructura de este tipo, debido a la gran importancia del vórtice en la punta, lo que, de acuerdo al mismo, hace pensar que sería necesario un AR muy elevado, o bien, una mejora geométrica en la punta del cilindro que mitigase estos efectos.

4.4.2. Aplicación modelo equivalente

En esta sección, se propone un modelo de equivalencia entre los casos 2D y los casos 3D, tanto para encontrar el modelo análogo como para tener en cuenta en los estudios bidimensionales los efectos tridimensionales, basado en los estudios de Gil et al. [15], donde se puede encontrar el desarrollo del mismo. En capítulos anteriores, se ha desarrollado un modelo en elementos finitos que proporciona los principales modos de flexión y torsión. Una vez obtenidos, el siguiente paso para conseguir el modelo equivalente bidimensional consiste en encontrar los modos dominantes, los cuales, de acuerdo a la literatura [27], son aquellos para los que la masa modal supera un valor umbral, que imponen en un 90%. Para ello, se define la expresión de la masa efectiva:

$$M_{eff} = \sum \frac{\Gamma_i^2}{m_{ii}} \quad (4.12)$$

Donde m_{ii} es la matriz de masa asociada a cada modo y Γ_i es el factor de participación de cada modo de vibración, definido tal y como sigue:

$$\Gamma = \frac{\sum M\phi}{\sum \phi^T M\phi} \quad (4.13)$$

Por lo tanto, con este método se puede extraer la aportación modal de cada modo de vibración, resumidos en la Figura 4.34.

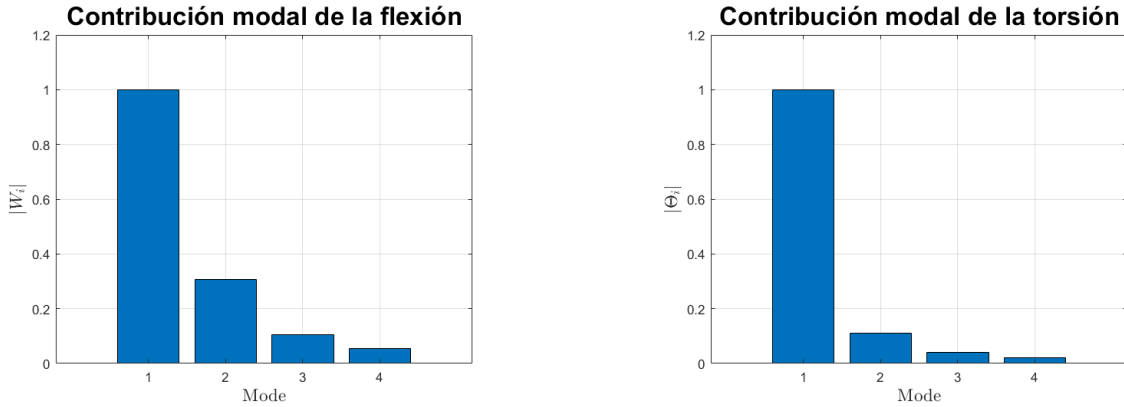


Figura 4.34: Contribución normalizada de cada modo de vibración a la masa modal

A partir de la figura se constata como, efectivamente, el primer modo de flexión es el modo predominante. Sin embargo, comparando los resultados obtenidos con aquellos de la literatura [15], donde se aplicaba el método para una placa plana, se observa como los modos posteriores tienen más importancia que en la placa plana. De hecho, siguiendo el criterio comentado para determinar el número de modos de vibración a tener en cuenta, el 90% de la masa modal se

alcanza a partir de un punto en el que se deben incluir tanto los 3 primeros modos de flexión como el primero de torsión.

No obstante, y puesto que el objetivo de esta sección es la propuesta del método, para la comprobación de la analogía con el código CFD se seguirán una serie de hipótesis: por un lado, se supone que tan solo es dominante el primero de los modos de flexión. Por otro lado, se desprecia la contribución de la torsión, asumiendo que es inexistente en una geometría de las características de la aquí presentada. En base a ello, tan solo quedaría por imponer el factor de corrección de los efectos de la aerodinámica tridimensional. Para ello, siguiendo con la literatura utilizada, donde se puede encontrar la justificación, se impone un factor de corrección basado en el cociente entre los coeficientes aerodinámicos. de manera que, los valores bidimensionales corregidas sean iguales al valor original por el cociente entre los coeficientes de sustentación.

Amortiguamiento

En el modelo utilizado para desarrollar la analogía, no se valora el amortiguamiento, el cual sí aparece en el presente trabajo. Por ello, en este apartado se propone un desarrollo del mismo que sea solidario con el resto del método. En este caso, se parte de la ecuación de Lagrange completa [28]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial U}{\partial q} = 0 \quad (4.14)$$

En la ecuación anterior, el segundo término se anula debido a que la energía cinética no depende del grado de libertad, mientras que el tercer término hace referencia a la derivada parcial de un nuevo término que representa el amortiguamiento, y se define como sigue:

$$R = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \dot{q}^2 \quad (4.15)$$

Por lo tanto, introduciendo esta expresión en la ecuación de Lagrange y desarrollando el método de manera análoga a la de la literatura, se desemboca en una expresión similar a la de la masa y la rigidez que relaciona el amortiguamiento bidimensional con el tridimensional, y a su vez con los modos de vibración.

$$c_{2D} = \frac{B C_w}{L A_w} \quad (4.16)$$

Siendo C_w la matriz de coeficiente de amortiguamiento:

$$C_w = \int \dot{f} \cdot \dot{f} dz \quad (4.17)$$

4.4.3. Introducción al LES

Hasta este momento, todo el trabajo se ha desarrollado utilizando modelos RANS para la turbulencia, es decir, utilizando modelos de la misma. En esta sección, la cual avanzaría de manera paralela al trabajo, se propone una pequeña introducción a la configuración y análisis de un caso LES (*Large Eddy Simulation*). El LES, a diferencia de los modelos RANS, pretende resolver la turbulencia en vez de modelarla mediante un promediado, lo que, al final, proporciona resultados más fiables. Sin embargo, a día de hoy, la resolución de la turbulencia conlleva un considerable coste computacional, por lo que su uso aún no está completamente extendido, siendo pues uno de los grandes retos de la mecánica de fluidos computacional [29].

En primer lugar, se comprueba la configuración propuesta -modelando mediante un WALE la *subgrid scale* [30]- para un Reynolds laminar, de manera que, presumiblemente, la ausencia de turbulencia haga que no existan apenas diferencias entre ambos métodos de tratado de la turbulencia, y de esa manera se asegure la validez de dicha configuración.

En la Figura 4.35 se muestran las evoluciones temporales de los coeficientes de fuerzas, constatando que, más allá de las irregularidades propias de un caso LES, apenas existe diferencia entre ambos casos, fenómeno que queda reforzado con la comparación de los contornos de velocidad, de la Figura 4.36, donde ambos casos presentan una evolución de los patrones de flujo prácticamente iguales.

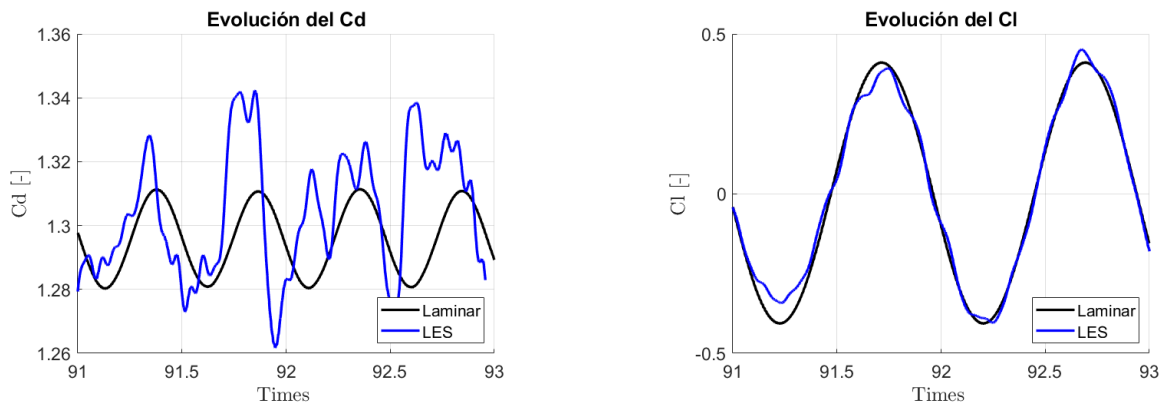


Figura 4.35: Coeficientes de fuerzas para un caso laminar comparado con un LES.

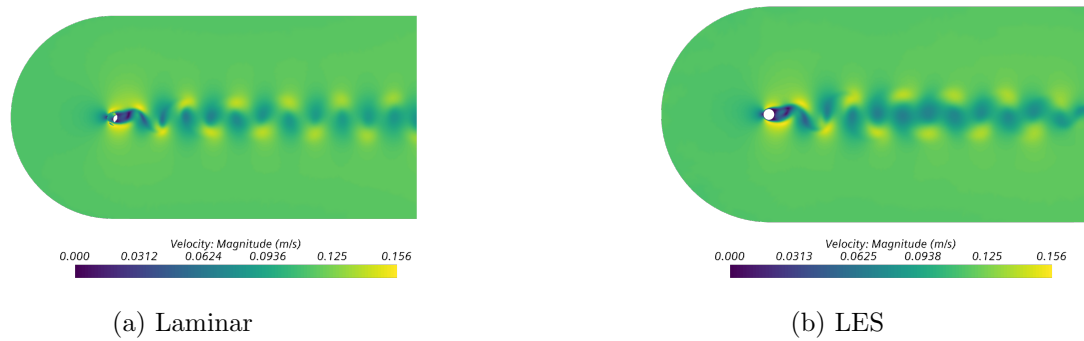


Figura 4.36: Perfil de velocidades para un caso laminar y un LES.

Como se ve, apenas existen diferencias, ya que los torbellinos para números de Reynolds muy pequeños apenas son perceptibles. En la Figura 4.37 se muestra un perfil de la intensidad turbulenta normalizada con la velocidad media, observando como, efectivamente, los valores que aparecen son ínfimos, lo que le daría sentido a los resultados anteriores.

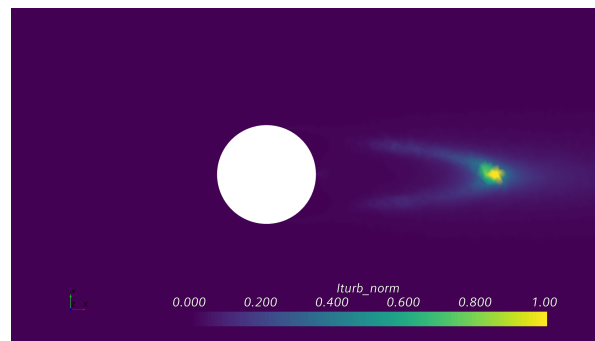


Figura 4.37: Intensidad turbulenta para un Reynolds bajo.

Por lo tanto, se propone una segunda comparación, a un segundo Reynolds, un orden de magnitud mayor. La comparación del campo fluido de la velocidad, mostrada en a Figura 4.38 vuelve a mostrar grandes similitudes entre el caso RANS, donde se modela toda la turbulencia, y el LES, donde se trata de resolver. De tal comparación se puede concluir que, para los números de Reynolds manejados a lo largo del grueso del trabajo, el modelo de turbulencia utilizado consigue representar fielmente la realidad.

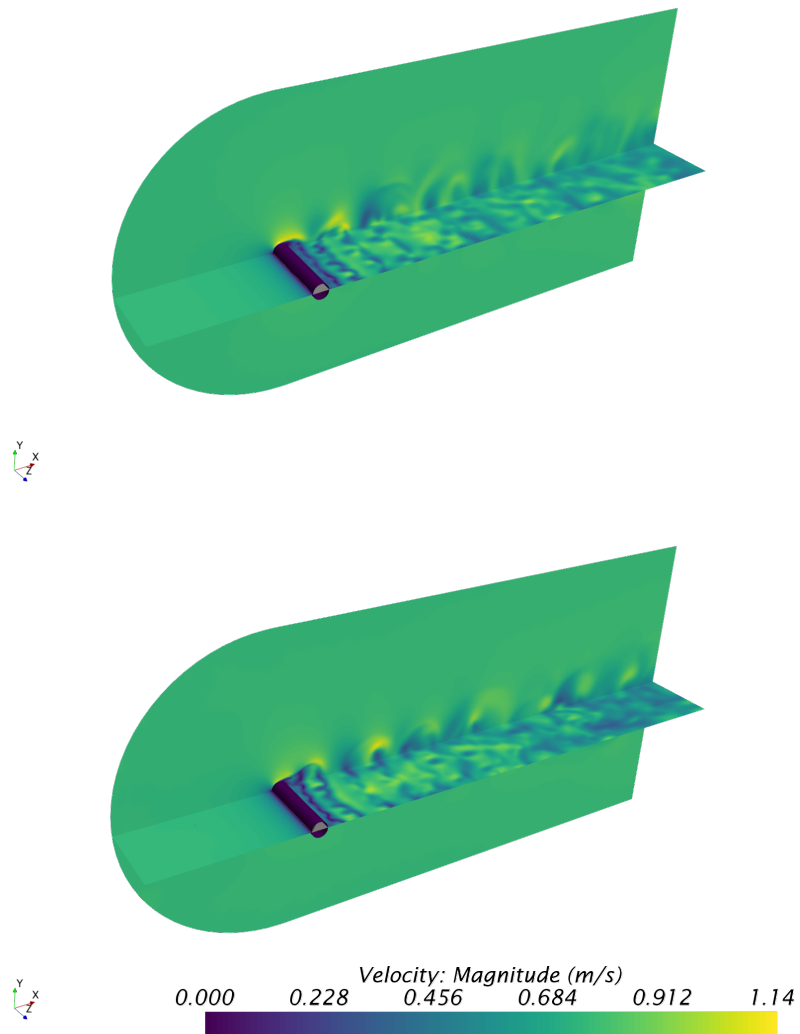


Figura 4.38: Campos de velocidad para el RANS (arriba) y el LES (abajo)

En la Figura 4.39 se muestran los valores de energía cinética turbulenta resueltos (arriba), modelado (medio) y total (abajo). Se constata como, para un Reynolds de 1000, la mayor parte de la turbulencia se resuelve.



Figura 4.39: Energía cinética turbulenta (arriba), escala subgrid (media) y total (abajo) para un Reynolds de 1000. Malla computacional de aproximadamente 3×10^6 elementos

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Índice

5.1	Viabilidad	81
5.2	Conclusiones	82
5.2.1	Conclusiones generales	82
5.2.2	Conclusiones particulares del caso	83
5.3	Trabajos futuros	84

5.1. Viabilidad

Los resultados obtenidos invitan a realizar una primera aproximación hacia la posible o no viabilidad del aprovechamiento de los efectos comentados para la extracción de potencia. Para ello, se comparará la potencia obtenida con el caso más optimista con la potencia desarrollada por un aerogenerador puntero moderno. El aerogenerador seleccionado es el Acciona AW-70/1500, un modelo español cuyas características geométricas y de rendimiento se definen a continuación [31].

Cuadro 5.1: Valores nominales declarados del ACCIONA AW-70/1500.

P_n [kN]	V_n [m/s]	L [m]	D [m]	M [Tn]
1500	15	80	70	200

Además, cuantificando en términos monetarios, según el mercado de valores de Estados Unidos, un aerogenerador actual cuesta del orden de $1\$/W$, por lo que el ACCIONA, de acuerdo a esa relación, se encuentra por un valor de $1,5M\$$, que, a fecha de 2020, son $1,5M\text{€}$ al cambio.

Una vez establecido el parámetro de comparación, el siguiente paso consiste en definir el caso óptimo encontrado en este trabajo y buscar una forma de comparación adecuada.

El máximo C_p obtenido en este trabajo se encuentra alrededor de 0.2, por lo tanto será este valor el utilizado como punto de partida. Suponiendo mismas condiciones de contorno que en el caso del ACCIONA y un diámetro similar al primer modelo propuesto por vortex, resulta una potencia nominal por modelo de 330W, por lo que se necesitan unos 4500 modelos.

Una vez desarrollado el caso, conviene establecer un precio orientativo de una unidad sin palas. Las primeras estimaciones de VORTEX [1], que se encuentran en desarrollo de un modelo de dimensiones similares a la de este trabajo, sitúan el precio en, aproximadamente, 5500 € la unidad para un AR de 10. Tomando como válida la aproximación del estudio realizado del AR, se ha llegado a la conclusión de que se necesita, al menos, un AR de 30 para poder despreciar los efectos tridimensionales, es decir, un modelo aproximadamente el triple de grande, el cual, *grosso modo*, se valorará en 15000 €.

En consecuencia, para llegar a la potencia declarada por ACCIONA, el coste de los aerogeneradores sin palas asciende a +6M €, casi 4 veces más que el coste del ACCIONA. Incluso suponiendo como válido el AR de 10, seguiría habiendo un sobrecoste de más del doble.

En conclusión, a pesar de que los aerogeneradores sin rotor presentan una serie de ventajas evidentes, las primeras aproximaciones hacen pensar que distan mucho de ser eficientes desde el punto de vista económico.

5.2. Conclusiones

5.2.1. Conclusiones generales

A lo largo de los últimos meses, se han cumplido los objetivos generales impuestos al inicio de la realización del trabajo, a saber:

La profundización en la utilización de un código CFD para la realización del mismo.

El desarrollo de una metodología adecuada para el caso realizado y posibles variantes del mismo, constatando que el CFD es una herramienta adecuada para el mismo y que, no solo en este trabajo, sino en cualquier estudio de fluidos, el CFD se presenta como una opción que completa y enriquece los estudios tradicionales y los enfoques experimentales de los mismos.

Como conclusión general, a pesar de las limitaciones surgidas por la aparición del COVID-19, el aprendizaje diario en un entorno profesional, primero en el despacho y posteriormente mediante teletrabajo, ha permitido al autor entrar en contacto con la metodología del trabajo diario en un entorno de tales características.

5.2.2. Conclusiones particulares del caso

En el trabajo presentado se ha realizado un estudio del fenómeno del VIV con vistas a computar la generación de potencia a partir de tales efectos, mediante un estudio paramétrico completo de los parámetros que actúan en dicho fenómeno.

- El primero de los estudios consiste en un barrido de la rigidez del muelle mediante el cual se modela la vibración del sistema. Se ha observado como existe un punto máximo coincidente en la amplitud de las vibraciones y en la potencia conseguida. Este máximo coincide con la zona del lock-in, es decir, la zona donde se igualan las frecuencias características del sistema.
- También se ha encontrado un óptimo en el amortiguamiento del sistema, como se podía prever de su expresión, en un punto en el que el *trade off* entre coeficiente de amortiguamiento y velocidad del sistema es máximo.
- Por otro lado, del estudio de la masa se ha observado como los valores de potencia máximo se encuentran a ratios de masas bajos, lo que cuestiona la viabilidad de los aerogeneradores sin rotor en aire, ya que la relación de masas en este medio es considerable. Una alternativa, pues, sería la de estudiar los efectos en agua, donde la densidad es del orden de magnitud de ciertos materiales.
- En cuanto al Reynolds, se ha constatado una gran dependencia con el mismo. Los valores de potencia máximos se han encontrado para números de Reynolds bajos, apoyados en la idea de que el *vortex shedding* es un fenómeno fundamentalmente viscoso, por lo que, conforme aumenta la velocidad, y en consecuencia los efectos inerciales, se dificulta la extracción de potencia. Esta dependencia con el Reynolds tan pronunciada es, definitivamente, otro problema a considerar, debido a los cambios de velocidad que pueda presentar el aire.
- También han realizado una serie de estudios tridimensionales en los que se ha demostrado la gran importancia que tienen los vórtices de punta, lo que conduciría a la búsqueda de geometrías en punta alternativas o a longitudes muy elevadas.
- En cuanto al tratado de la turbulencia, se ha demostrado como, para Reynolds bajos, el modelo k-w SST consigue representar fielmente la realidad.
- Finalmente, del estudio de MEF realizado, se ha observado como la flexión es el fenómeno predominante para una sección circular, relegando a la torsión a un segundo plano. En cuanto a la analogía entre el caso bidimensional y tridimensional, no solo el primer modo de flexión es importante, a diferencia de lo que ocurre con la placa plana de otros estudios.

En conclusión, a pesar de que los aerogeneradores sin rotor pueden llegar a ser una alternativa a tener en cuenta, pues los valores de potencia que generan son apreciables, los problemas que presentan hacen que, para poder conseguir un modelo viable, se deba seguir profundizando en el tema.

5.3. Trabajos futuros

El fenómeno del VIV, como se ha comprobado, es uno de los campos más inexplorados y que más posibilidades ofrece dentro de la mecánica de fluidos. Partiendo de los estudios realizados en este trabajo, se proponen una serie de posibles ampliaciones que permitan profundizar en estos fenómenos, tanto para la extracción de potencia como para cualquier otra aplicación. Entre las posibles ampliaciones, destacan la profundización en los modelos de más de un grado de libertad, que tengan en cuenta tanto el desplazamiento en otras direcciones como el giro de la estructura para según qué geometrías. También se plantea una posible ampliación en cuanto al rango del número de Reynolds hasta números de Reynolds elevados e incluso hasta llegar al Reynolds de transición. Además, sería interesante la comparación con estudios DES o LES a Reynolds más elevados, donde presumiblemente los modelos RANS pueden presentar problemas. En cuanto a los estudios tridimensionales, lo estudiado en el trabajo se presenta como un punto de partida, por lo que las posibilidades son aún mayores, buscando incluso estudios similares a los realizados en el trabajo en dos dimensiones trasladados al espacio tridimensional.

Capítulo 6

PLIEGO DE CONDICIONES Y PRESUPUESTO

Índice

6.1	Introducción	85
6.2	Pliego de condiciones	86
6.2.1	Condiciones técnicas	86
6.2.2	Condiciones del puesto de trabajo	86
6.3	Presupuesto	88
6.3.1	Mano de obra	89
6.3.2	Apoyo computacional	89
6.3.3	Total	90

6.1. Introducción

En este capítulo se expondrá el pliego de condiciones y el presupuesto requerido para la realización total del proyecto. Dentro de los primeros, se comentarán tanto los recursos humanos como los recursos materiales, entre los cuales se comentarán los sistemas Hardware y Software utilizados.

El presupuesto, por su parte, representa el coste económico y la inversión llevada a cabo, por lo que su importancia se explica por si mismo.

6.2. Pliego de condiciones

6.2.1. Condiciones técnicas

Hardware

Las condiciones que tienen que cumplir el soporte físico para la realización del proyecto son, simple y llanamente, las necesarias para soportar el volumen de cálculo y de proceso de la casuística desarrollada. El equipo utilizado, junto con sus especificaciones, es el siguiente:

- Modelo del sistema: HP Pavilion Notebook
- Procesador: Intel(R) Core(TM) i7-6500U CPU @ 2.50GHz, 2592 Mhz, 2 procesadores principales, 4 procesadores lógicos
- Memoria: 8 GB DDR4-2133 SDRAM (1 x 8 GB)
- Almacenamiento SSD M.2 de 256 GB
- Tarjeta gráfica integrada Intel HD Graphics 610
- Teclado estándar
- Ratón HP
- Sistema Operativo Windows 10

Software

Para llevar a cabo el trabajo, se han utilizado diversos programas informáticos, desde programas de simulación numérica, pasando por programas de proceso de datos hasta programas de edición de texto.

Para el diseño, mallado y cálculo del caso en CFD se ha utilizado el software comercial proporcionado por el CMT conocido como STAR-CMM+ 2020.

Ocasionalmente, para el diseño y cálculo de ciertas funciones matemáticas se ha utilizado las herramientas matemáticas de MATLAB 2019a y Wolfram Mathematica 10.

Finalmente, para el postproceso de los resultados numéricos y para la presentación se ha utilizado el paquete de Office ofertado por Microsoft, mientras que la memoria se ha realizado con el editor de texto TeXstudio de LaTeX.

6.2.2. Condiciones del puesto de trabajo

Las condiciones a las que se ve sometido el autor durante la realización de un trabajo de este calibre pueden afectar tanto al desarrollo de la propia actividad como a la propia salud.

Por lo tanto, resulta fundamental prestar atención a los posibles riesgos existentes, especialmente en términos ergonómicos.

El Real Decreto 488/1997 del 14 de Abril, sobre disposiciones mínimas requeridas para la seguridad y la salud en el trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización, es el documento oficial bajo el cual se han de regir las condiciones laborales para este proyecto, siendo las variables fundamentales a tener en cuenta el tiempo y la complejidad de un trabajo de estas condiciones.

De este modo, los riesgos que pueden presentarse son:

- Seguridad: contactos eléctricos, caídas, traslado del equipo
- Higiene industrial: relacionado con las condiciones de iluminación, ruido, temperatura...
- Ergonomía: relacionado con la correcta postura a la hora de trabajar y fatigas tales como visual, mental o física.

En base a dichas condiciones y posibles riesgos, el Real Decreto 488/1997 cita en su anexo unas condiciones mínimas, las cuales se resumen a continuación:

Equipo

La utilización del equipo no supone un riesgo en sí mismo, sin embargo hay que tener precaución con ciertas variables como la luminosidad de la pantalla (evitar destellos y centelleos), la nitidez del texto (mismo espaciado y renglonado) y la posición de la propia pantalla, la cual debe ser ajustable para una correcta colocación según convenga.

Teclado

El teclado debe ser independiente del equipo y facilitar la comodidad del usuario, retrasando el cansancio del mismo en brazos y manos. Debe haber espacio suficiente para la colocación de los brazos, y su disposición debe ser tal que se llegue sin problemas a cualquier tecla del teclado, las cuales estén debidamente separadas y señaladas.

Mesa de trabajo

La mesa debe tener las dimensiones suficientes para la colocación del equipo y de todo el material que se considere necesario. El soporte o mesa ha de ser estable y estar regulado impidiendo movimientos incómodos de cabeza y ojos.

Asiento

El asiento debe ser estable, permitir al usuario libertad de movimientos y proporcionar una postura confortable. La altura y el respaldo deben ser regulables y reclinables. Si el usuario precisa de un reposapiés, se le debe conseguir un ejemplar.

Entorno

- **Espacio:** El puesto de trabajo deberá tener unas dimensiones o suficientemente grandes y estar acondicionado de tal modo que haya espacio para los cambios de posición y postura.
- **Iluminación:** Los niveles de iluminación, de fuentes naturales o artificiales, deberán ser los adecuados y guardar una correcta relación con la iluminancia de la pantalla, en función de las características del trabajo y las necesidades visuales del autor. El acondicionamiento del lugar de trabajo, así como el de las luces artificiales, deberá coordinarse de tal manera que se eviten los deslumbramientos y los reflejos molestos.
- **Reflejos y deslumbramientos** Las fuentes de luz del lugar de trabajo, cualquiera que sea su forma, deben estar instaladas de manera que no produzcan deslumbramientos directos ni reflejos incómodos, estando las ventanas equipadas con dispositivos que permitan regular la luz entrante de acuerdo a las necesidades del usuario.
- **Ruido:** El ruido de los equipos debe ser el mínimo a fin de que no perturbe la atención.
- **Calor:** Los equipos instalados no deben constituir una fuente adicional de calor.
- **Emisiones:** Toda radiación fuera de la parte visible del espectro electromagnético deberá estar reducida hasta niveles insignificantes con la finalidad de no representar un peligro para el usuario.
- **Humedad:** Deberá conservarse dentro de unos límites admisibles que garanticen el confort del usuario.
- **Interconexión ordenador-persona:** El empresario ha de tener en cuenta una serie de factores: el programa debe estar adaptado a la tarea objetivo; el programa debe ser fácil de utilizar, adecuándose a los niveles de conocimientos y experiencia del usuario, dando indicaciones adecuadas sobre la manera de proceder; los principios de ergonomía, ya expuestos, deben aplicarse en particular al tratamiento de la información por parte de la persona.

6.3. Presupuesto

Para la exposición del presupuesto, se propone un modelo basado en la división parcial entre el presupuesto referido a la mano de obra y el referido al equipo informático utilizado

para e proyecto. Al valor final se le aplicará el 21 % correspondiente al IVA (Impuesto sobre el Valor Añadido). La unidad monetaria a utilizar, de acuerdo con la Unión Europea, será el Euro.

6.3.1. Mano de obra

En este apartado se realiza un desglose de la mano de obra de este proyecto, analizando tanto las horas trabajadas como el coste por hora no solo del autor del trabajo, sino también del profesor ayudante.

Las horas dedicadas por el autor del trabajo, de acuerdo a los 30 créditos ocupados por el Trabajo Final de Máster y las prácticas de empresa, serían de 900h, a razón de 30h por crédito establecidas según el Plan Bolonia. Desglosando dichas horas más un margen extra de 100 horas extra en función del tiempo dedicado a cada tarea, y añadiendo el tiempo empleado por el tutor. Suponiendo un sueldo de ingeniero para el autor del trabajo de 3.33 €y de un sueldo de doctor de 21 €, en la Tabla 6.1 podemos ver la descomposición del tiempo empleado.

Cuadro 6.1: Descomposición de horas empleadas.

Concepto	Horas	Valor (€)
Autor	1000	3.3
Aprendizaje	150	
Estudios	450	
Posproceso	250	
Memoria y presentación	150	
Tutor	75	21

Por lo tanto, en base a dichas horas y sueldos, el presupuesto de mano de obra total es de CUATRO MIL OCHOCIENTOS SETENTA Y CINCO EUROS (4875 €).

Cuadro 6.2: Total mano de obra.

Concepto	Valor (€)
Autor	3300
Tutor	1575

6.3.2. Apoyo computacional

Junto a la mano de obra, el apoyo computacional forma el conjunto del presupuesto del trabajo. En dicho grupo, se incluye los equipos físicos utilizados, así como los Softwares de CFD y de cálculo, así como sus licencias, utilizados para la elaboración del trabajo.

El equipo particular utilizado es un LAPTOP HP Pavilion Notebook. En base a su valor de

compra de 895 €, su período de amortización de 3 años y su valor residual respecto al valor de compra (85 %), el coste de amortización es:

$$C.A. = \frac{(1 - 0,15) * ValorCompra}{Tiempo} = 256,5 \quad (6.1)$$

Por otro lado, entre los programas utilizados, se encuentran el Software de CFD STAR-CMM+ 15.02.007-R8, MATLAB R2020a STUDENT, Wolfram Mathematica 10.4 STUDENT y la licencia anual de Microsoft Office que incluye Powerpoint, Word y Excel. Las licencias de dichos programas suponen un coste tal que:

Cuadro 6.3: Precio de las licencias utilizadas.

Concepto	Valor (€)
STAR-CMM+	1900
MATLAB	39
MATHEMATICA	0
MICROSOFT OFFICE	115

El uso del STAR-CMM+, sin embargo se cuantifica en base al número de horas, por lo que, de acuerdo al número de horas empleadas, de aproximadamente 36000 horas (a razón de 10 horas de cálculo por cada hora real) y al precio por hora de 1 €.

Finalmente, teniendo en cuenta estos todos estos factores, la parte computacional supone un coste de TREINTA Y OCHO MIL SETENTA Y CUATRO (38.074 €)

6.3.3. Total

Por lo tanto, en base al presupuesto desglosado a lo largo del capítulo, y teniendo en cuenta la contribución del IVA, el coste total es de CINCUENTA Y DOS MIL CIENTO CUARENTA Y NUEVE.

Cuadro 6.4: Coste total.

Concepto	Valor (€)
Mano de obra	4875
Apoyo informático	38.074
IVA	9200
Total	52149

Bibliografía

- [1] Yáñez D. J. *Aerogeneradores resonantes por VIV*, 2018.
- [2] Ammonit. *Breve historia de la energía eólica*. <https://www.ammonit.com/es/informacion-eolica/energia-eolica>.
- [3] AWEA. *Wind energy basics*. https://web.archive.org/web/20100923194211/http://www.awea.org/faq/wwt_basics.html.
- [4] INP ENSEEIHT. *Strouhal Instability - Von Karman Vortex Street*. <http://hmf.enseeiht.fr/travaux/CD0506/mci/reports/avb1/mar103.html>.
- [5] Feng CC. *The measurements of vortex induced effects in flow past a stationary and oscillating circular and D-section cylinders*, 1968.
- [6] STAR CCM+. *Using Overset Meshes.*, 2010. <file:///C:/ProgramFiles/CD-adapco/13.02.013-R8/STAR-CCM+13.02.013-R8/doc/en/online/index.html>.
- [7] Williamson CHK Khalak A. *Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping.*, 1996.
- [8] P. Queutey E. Guilmineau. *Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder with low mass-damping in a turbulent flow.*, 2004.
- [9] Reve. *Los 10 primeros países del mundo por capacidad de energía eólica*. <https://www.evwind.com/2019/03/18/los-10-primeros-paises-del-mundo-por-capacidad-de-energia-eolica/>.
- [10] Ramberg Griffin OM. *The vortex street wakes of vibrating cylinders*, 1974.
- [11] Williamson CHK Khalak A. *Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping*, 1999.
- [12] Williamson CHK. Blackburn HM, Govardhan RN. *A complementary numerical and physical investigation of vortex-induced vibration*, 1999.
- [13] Marian Wiercigroch Andrey Postnikov, Ekaterina Pavlovskaja. *2DOF CFD calibrated wake oscillator model to investigate vortex-induced vibrations.*, 2017.
- [14] Pindado S. Ávila Sánchez S. *Extracting energy from vortex-induced vibration: A parametric study*, 2012.

- [15] Quintero P. Tiseira A. Gil, A. and A. Cremades. *Prediction of the non-linear aeroelastic behavior of a cantilever at plate and equivalent 2D model. Under Review*, 2020.
- [16] Ekidom. *Historia de la energía eólica*. <http://www.ekidom.com/historia-de-la-energia-eolica>.
- [17] Atienza JC et al. *Guidelines for assessing the impact of wind farms on birds and bats*, 2014.
- [18] Marian Wiercigroch Andrey Postnikov, Ekaterina Pavlovskaja. *2DOF CFD calibrated wake oscillator model to investigate vortex-induced vibrations*, 2017.
- [19] Z. Y. Pan et al. *Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder at low mass-damping using RANS code*, 2004.
- [20] Pope S. B. *Transport equation for the joint pdf of velocity and scalars in turbulent flow* ., 1981.
- [21] Luis Miguel García-Cuevas González. *Apuntes Asignatura Mecánica de Fluidos Computacional.*, 2019.
- [22] F.R. Menter. *NZonal two-equation k- ω turbulence models for aerodynamic flows*, 1993.
- [23] Robert D. Blevins. *Formulas for natural frequency and mode shape.*, 1979.
- [24] Antonio Gil Megías. *Apuntes Asignatura Mecánica de Fluidos Computacional.*, 2019.
- [25] A. Roshko. *Experiments on the Flow Past a Circular Cylinder at Very High Reynolds Number.*, 1961.
- [26] Swapnil.P.Wadkar Chandrakant D. Mhalungekar. *CFD and experimental analysis of vortex shedding behind D-shaped cylinder.*, 2014.
- [27] Clough r. Penzien, J. *Dynamics of Structures* ., 2003.
- [28] J. Safko H. Goldstein, C. Poole. *Classical Mechanics*, 2000.
- [29] F.D. Witherden; A. Jameson. *Future Directions of Computational Fluid Dynamics*, 2017.
- [30] F. Ducros F. Nicoud. *Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor Flow*, 1999.
- [31] Acciona Windpower. *Aerogeneradores basados en la experiencia.*, 2015.