

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS
APLICADAS

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA
ESTELA DE VÓRTICES EN LA OSCILACIÓN DE UN
CONJUNTO DE GENERADORES POR VORTICIDAD

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

PRESENTA:

MICA. DULCE MARÍA GRACIANO GRACIANO

DIRECTORES DE TESIS:

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA

SINODALES:

DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

DR. JOSÉ OMAR DAVALOS RAMÍREZ

DR. ARTURO MOLINA OCAMPO

DR. FRANCISCO CARRILLO PEREYRA

CUERNAVACA, MORELOS

FEBRERO 2025

RESUMEN

Actualmente se encuentran en desarrollo diversas tecnologías capaces de transformar la energía cinética del viento en energía eléctrica, convencionalmente esta transformación la realizan turbinas eólicas de eje horizontal que deben instalarse respetando una gran distancia entre ellas para evitar perturbaciones en la corriente de viento.

Una tecnología emergente que promete superar esta limitación son los aerogeneradores por vorticidad. Estos dispositivos operan bajo el principio de vibraciones inducidas por vórtices, un fenómeno que ocurre debido a la interacción entre el fluido (aire) y la estructura del generador. La clave para maximizar la conversión de energía cinética en energía eléctrica es que el flujo de aire induzca resonancia en la estructura, logrando así máximos desplazamientos de oscilación.

Además, esta tecnología permite colocar un mayor número de generadores en un espacio reducido. Sin embargo, cuando dos estructuras interactúan con el mismo flujo en un espacio limitado, la distancia entre ellas influye significativamente en el comportamiento de la estela de vórtices y, por ende, en los desplazamientos de oscilación de las estructuras.

La presente investigación se centró en el estudio de la interacción fluido-estructura en conjuntos de dos generadores por vorticidad sometidos a resonancia inducida por el viento, con el objetivo de determinar el efecto de la relación de separación entre los generadores en sus amplitudes de desplazamiento, utilizando para ello técnicas experimentales. Los resultados obtenidos muestran que el generador ubicado aguas arriba no experimenta alteraciones en su comportamiento aerodinámico debido a la presencia del generador aguas abajo. En contraste, el generador aguas abajo presenta

efectos distintos en su comportamiento aerodinámico en cada relación de separación estudiada.

ABSTRACT

Currently, various technologies are being developed to transform the kinetic energy of wind into electrical energy. Conventionally, this transformation is carried out by horizontal axis wind turbines, which need to be installed with considerable distances between them to avoid disturbances in the wind flow.

An emerging technology that promises to overcome this limitation is vorticity wind turbines. These devices operate based on the principle of vortex-induced vibrations, a phenomenon that occurs due to the interaction between the fluid (air) and the structure of the generator. To maximize the conversion of kinetic energy into electrical energy, it is essential for the airflow to induce resonance in the structure, resulting in maximum oscillation displacements.

Furthermore, this technology allows for a greater number of generators to be placed in a smaller area. However, when two structures interact with the same flow in a confined space, the distance between them significantly influences the behavior of the vortex wake and, consequently, the oscillation displacements of the structures.

This research focuses on studying the fluid-structure interaction in pairs of wind generators subjected to wind-induced resonance. The objective is to determine how the separation ratio between the generators affects the displacement amplitudes, using experimental techniques. The findings reveal that the upstream generator remains unaffected in its aerodynamic performance by the presence of the downstream generator. Conversely, the downstream generator demonstrates varying aerodynamic behavior depending on the separation ratio studied.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por permitirme llegar hasta el día de hoy y por siempre rodearme de las personas correctas.

Al **Dr. Juan Carlos García Castrejón** y al **Dr. Fernando Sierra Espinosa** por su paciencia, dedicación y entrega en la dirección de este trabajo.

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por permitirme ser parte de tan noble institución.

Al Honorable comité evaluador: **Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez**, **Dra. Laura Lilia Castro Gómez** y **Dr. José Omar Davalos Ramírez** por sus valiosas aportaciones en el desarrollo de este trabajo.

A **CONAHCYT** por la beca otorgada durante mi estancia doctoral (966584).

DEDICATORIAS

*Dedico este trabajo a mi amado hijo **Matías**, mi principal fuente de dopamina y endorfinas. A mi Refugio por siempre estar amándome, apoyándome y sobre todo alentándome a ser una mejor persona día a día.*

Por último, dedico este trabajo a mi hermosa familia por su apoyo, amor incondicional y por ser mi equipo de Pits siempre, USTEDES son ÚNICOS en este universo, los amo.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	12
1.1. Estela de vórtices	13
1.2. Vibraciones inducidas por vórtices	16
1.3. Generadores por vorticidad	18
1.4. Perturbaciones de corriente en cuerpos en tándem	21
1.5. Orientación de cuerpo generador	25
1.6. Parámetros de diseño.....	26
1.7. Justificación	27
1.8. Objetivo General.....	28
1.8.1 Objetivos Específicos	28
1.9. Alcances y limitaciones.....	28
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.	29
2.1. Aspectos generales	29
2.2. Fundamentos de vibración	30
2.3. Generadores de vórtices	32
2.3.1. Vórtices	33
2.3.2. Estela de Von Kármán.....	33
2.3.3. Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIV)	34
2.3.4. Galopeo de estela	35
2.4. Parámetros y fenómenos del flujo	36
2.5. FEM.....	37
CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA	39
3.1 Descripción del prototipo	39

3.2 Zona de pruebas.....	41
3.3 Análisis modal	43
3.3.1 Caracterización Experimental.....	44
3.3.2 Modelo numérico	46
3.4 Análisis de respuesta al viento	49
3.4.1 Condición aislada	50
3.4.2 Respuesta al viento de conjuntos de 2 generadores por vorticidad	56
CAPÍTULO. 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	60
4.1 Análisis modal	60
4.2 Respuesta al viento de un generador por vorticidad	62
4.2.1 Oscilaciones de vibración un generador por vorticidad en 3 alturas de la estructura, análisis de la FFT	62
4.2.2 Comparación de desplazamientos de oscilación en 3 alturas de la estructura	67
4.2.3 Comparación de resultados con resultados de la literatura.....	69
4.2.4 Fuerza de desplazamiento	70
4.3 Respuesta al viento de conjuntos de generadores por vorticidad	72
4.3.1 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.25h$	72
4.3.2 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.50h$	79
4.3.3 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.75h$	85
4.3.4 Comparación de relaciones de separación	90
CAPÍTULO. 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	93
REFERENCIAS	97
ANEXO 1.	106

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla 1. Propiedades de materiales de prototipo.....</i>	<i>41</i>
<i>Tabla 2. Convergencia de malla FEM.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 3. Condiciones de flujo.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 4. Primera frecuencia natural de generador por vorticidad</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 5. Fuerzas de amplitud de oscilación en 0.1h.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 6. Relación de desplazamiento del generador colocado aguas abajo vs. el generador en condición aislada.....</i>	<i>92</i>

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1. Generador por vorticidad tecnología Vortex [45].....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2. Esquema de generador VIVACE [33].....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 3. Orientación de cuerpo generador basada en [69].....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 4. Dimensiones y elementos de prototipo.</i>	<i>41</i>
<i>Figura 5. Túnel de viento de laboratorio de fluidos CIICAp y zona de pruebas.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 6. Banco de pruebas.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 7. Montaje experimental de análisis modal.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 8. Malla análisis modal FEM. a) Malla tetraédrica, b) Malla hexaédrica</i>	<i>49</i>
<i>Figura 9. Perfiles de velocidad: Velocidad vs Altura.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 10. Localización de los puntos de medición de vibraciones en el aerogenerador producidas por el desprendimiento de vórtices.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 11. Montaje experimental conjuntos de generadores por vorticidad a) separación 0.25h b) separación 0.50h y c) separación 0.75h.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 12. Desplazamientos debidos al primer modo del aerogenerador VIV.</i>	<i>61</i>
<i>Figura 13. Amplitudes de oscilación 0.9h.</i>	<i>63</i>

<i>Figura 14. Amplitudes de oscilación 0.5h.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 15. Amplitudes de oscilación 0.1h</i>	<i>64</i>
<i>Figura 16. FFT velocidad posición 0.1h</i>	<i>65</i>
<i>Figura 17. FFT velocidad posición 0.5h</i>	<i>66</i>
<i>Figura 18. FFT velocidad posición 0.9h</i>	<i>66</i>
<i>Figura 19. FFT velocidad $Re_{WT}=227,329$ posición 0.1h.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 20. Re_{WT} vs. Máximo desplazamiento</i>	<i>68</i>
<i>Figura 21. Comparación de amplitudes normalizadas vs. Velocidad reducida</i>	<i>70</i>
<i>Figura 22. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 23. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.00625 s.</i>	<i>76</i>
<i>Figura 24. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.0125 s.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 25. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.25h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 26. Re_{WT} desplazamiento, separación 0.25h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 27. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.5h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>81</i>
<i>Figura 28. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.5h, paso temporal= 0.00625 s.</i>	<i>82</i>
<i>Figura 29. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.50h, paso temporal= 0.0125 s.</i>	<i>83</i>
<i>Figura 30. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.50h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>84</i>
<i>Figura 31. Re_{WT} desplazamiento, separación 0.50h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>85</i>

<i>Figura 32. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>86</i>
<i>Figura 33. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.00625 s.</i>	<i>87</i>
<i>Figura 34. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.06125 s.</i>	<i>88</i>
<i>Figura 35. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.75h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>89</i>
<i>Figura 36. Re_{WT} desplazamiento, separación 0.75h, paso temporal= 0.003125 s.</i>	<i>90</i>
<i>Figura 37. Comparación de desplazamientos para todas las configuraciones analizadas.</i>	<i>91</i>

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Uno de los grandes retos del siglo XXI es desarrollar e implementar tecnologías capaces de transformar la energía de fuentes renovables en energía eléctrica mediante procesos que generen el menor impacto negativo posible en el entorno. Las corrientes de agua y aire son fuentes prometedoras para cumplir este reto, debido a su disponibilidad y bajo impacto ambiental en comparación con los combustibles fósiles.

Actualmente se encuentran en desarrollo dos tecnologías con un enfoque innovador para la generación de energía eléctrica a partir de estas fuentes; Vortex Bladeless y VIVACE, la primera por la empresa española Vortex Bladeless y la segunda por The Marine Renewable Energy Laboratory” de la universidad de Michigan respectivamente. Ambas aprovechan el fenómeno de resonancia inducida por vórtices para generar oscilaciones en un cilindro y transformar la energía cinética del fluido en electricidad, pero difieren en su fluido de trabajo. Vortex Bladeless opera con viento, enfrentando desafíos debido a su variabilidad en dirección y velocidad, mientras que VIVACE utiliza corrientes de agua unidireccionales, pero requiere materiales resistentes a la corrosión.

La implementación de conjuntos de generadores por vorticidad introduce retos como la interferencia entre dispositivos y la optimización de su disposición para evitar desincronización de oscilaciones, lo que implica caracterizar su respuesta a la dinámica del flujo, es decir, estudiar el efecto que genera un cuerpo corriente arriba sobre otro corriente abajo.

En este trabajo se estudiaron experimentalmente conjuntos de dos generadores por vorticidad de tipo Vortex Bladeless dispuestos en serie, en condiciones cercanas a la resonancia, para determinar el efecto de la relación

de separación en los desplazamientos de oscilación de estos. Las relaciones de separación estudiadas corresponden a $0.25h$, $0.50h$ y $0.75h$, donde h representa la altura total del generador. Adicionalmente se estudió el comportamiento de un generador aislado para comparar su comportamiento con los conjuntos. El modelo estudiado es un modelo a escala del propuesto por Cajas [1] y las pruebas experimentales se realizaron en un túnel de viento de circuito abierto en las instalaciones de CIICAp.

A continuación, se presenta el estado del arte que describe los estudios previos acerca del fenómeno de vibraciones inducidas por vórtices, cuerpos en tándem y generadores por vorticidad.

1.1. Estela de vórtices

Comprender los flujos alrededor de cuerpos es fundamental para el diseño eficiente y seguro de estructuras expuestas a las fuerzas del flujo de un fluido. Fenómenos como el arrastre, la sustentación y la estela de vórtices son aspectos críticos que deben considerarse en el diseño de estas estructuras, ya que pueden afectar su eficiencia o dañarlas. Dichos fenómenos ocurren debido a la capa límite que se forma alrededor del cuerpo, cuyas características dependen principalmente de la forma del cuerpo, de las condiciones del flujo y de la orientación del cuerpo con respecto al flujo. La capa límite es una zona donde los efectos viscosos no son despreciables y por ende se presentan grandes gradientes de velocidad. Autores como [2–13], han estudiado el comportamiento de esta zona y reportan que a medida que el número de Reynolds aumenta, la capa límite comienza a desprenderse y formar vórtices detrás del cuerpo, para posteriormente desprenderse alternadamente dando lugar a la estela de vórtices. La frecuencia de desprendimiento de vórtices depende de la velocidad del flujo y las características del cuerpo.

Gerrard [14] explica que la interacción mutua entre dos capas de corte libre es un factor clave en la formación de estela de vórtices, y establece tres posibles trayectorias para las partículas de la capa de corte opuesta: ser absorbidas por el vórtice en crecimiento, moverse hacia la capa con vorticidad opuesta o retroalimentar la región cercana a la estela. La distribución del fluido en estas trayectorias determina la frecuencia de desprendimiento, la fuerza de los vórtices desprendidos y la presión generada. Además, diversos estudios [15–18] han identificado cuatro patrones principales de estela en cilindros circulares:

- La forma 2S: en donde la frecuencia de formación de vórtices es igual a la de oscilación y se desprenden dos vórtices por cada ciclo de oscilación.
- La forma 2P: se desprenden dos pares de vórtices por ciclo de oscilación. La frecuencia de formación de vórtices es dos veces la frecuencia de oscilación.
- La forma P+S: por cada ciclo de oscilación se desprenden un par de vórtices y un vórtice. La frecuencia de formación de vórtices es 1.5 veces la frecuencia de oscilación.
- La forma 2T: se desprenden tres pares de vórtices por ciclo de oscilación. La frecuencia de formación de vórtices es tres veces la frecuencia de oscilación.

Por otra parte, la estela de vórtices detrás de un cilindro cónico rígido sometido a un flujo estable ha sido menos estudiada en comparación con la de cilindros circulares. Techet et al. [19] han reportado que las características de la estela varían significativamente en función de parámetros como el número de Reynolds, el diámetro del cilindro en cada sección y la posición con respecto a la altura analizada. A diferencia de un cilindro circular, cuya estela de vórtices tiende a presentar un patrón homogéneo a lo largo de su altura, en un cilindro

cónico se observa una transición en la formación de los vórtices debido a la variación del diámetro en función de la altura. identificándose que en la parte superior del cilindro cónico domina un patrón de estela tipo 2S previamente descrito, y en la parte inferior del cilindro, se ha observado una transición a un patrón tipo 2P. Esta variabilidad en la formación de la estela puede tener un impacto significativo en la estabilidad estructural y en la eficiencia de dispositivos basados en vorticidad, como en los generadores por vorticidad, ya que la distribución de esfuerzos y las fuerzas inducidas por el flujo cambian a lo largo de la estructura.

El generador por vorticidad estudiado en este trabajo tiene una geometría cónica en lugar de cilíndrica debido a sus ventajas en la captura de energía y su capacidad para optimizar la sincronización entre el desprendimiento de vórtices y la respuesta estructural. La variación del diámetro a lo largo de la altura del cilindro cónico permite una distribución más eficiente de las fuerzas inducidas por el flujo, lo que favorece una mayor amplitud de oscilación y, por ende, una conversión de energía más eficiente en comparación con un cilindro de diámetro constante.

Para caracterizar el desprendimiento alternado de vórtices que provocan las distintas formas de estelas, diversos autores [20–29] han reportado la relación Reynolds-Strouhal ($Re-St$) de cilindros de sección transversal circular. Los resultados de estos trabajos se muestran como ecuaciones de ajuste que varían con el intervalo de valores de Re estudiado. Para $0 < Re < 200$ y $400 < Re < 2000$ Ponta et al. [26] propone las ecuaciones (1) y (2) respectivamente, para $1000 < Re$ Williamson et al. [27] plantea la ecuación (3) y para $300 < Re < 2000$ Williamson [28] propone la ecuación (4). De manera general Fey et al. [29] propone la ecuación (5) para $47 < Re < 2 \times 10^5$, donde St^* y b son coeficientes que cambian su valor con el rango de Re que se desee analizar. Además,

Derakhshandeh et al. [30] reporta que esta relación varía con la geometría del obstáculo analizado.

$$St = 0.2175 - \frac{5.10647}{Re} \quad (1)$$

$$St = 0.2120 - \frac{2.7}{Re} \quad (2)$$

$$St = 0.2698 - \frac{1.0271}{\sqrt{Re}} \quad (3)$$

$$St = 0.2120(1 - \frac{12.7}{Re}) \quad (4)$$

$$St = St^* + \frac{b}{\sqrt{Re}} \quad (5)$$

1.2. Vibraciones inducidas por vórtices

Los movimientos inducidos por fluidos (FIM, por sus siglas en inglés) se deben a la interacción fluido-estructura de cuerpos flexibles o semirrígidos con un fluido. Las vibraciones inducidas por vórtices es una de las formas más comunes de (FIM) y se debe al desprendimiento alternado de vórtices detrás del cuerpo [31]. De acuerdo con Hartog [32] el desprendimiento de vórtices desarrolla horizontalmente en cada lado del cuerpo una fuerza que se comporta alternativamente y varía armónicamente. La fuerza se conoce como fuerza de Karman y se puede calcular aerodinámicamente usando la ecuación (6):

$$F_k = \left(C_k \frac{1}{2} \rho U^2 A_l \right) \text{sen } \omega t \quad (6)$$

Donde:

C_k : es la constante de karman=1,

ρ : es la densidad del fluido,

U : es la velocidad del fluido,

A_l : es el área lateral proyectada, y

ω : es la frecuencia angular de la vibración.

La amplitud de los movimientos inducidos por el fluido debidos a las vibraciones inducidas por vórtices depende principalmente de las características del flujo y de la frecuencia de desprendimiento de vórtices, alcanzando la máxima amplitud cuando esta se sincroniza con la frecuencia natural del cuerpo. La frecuencia de desprendimiento de vórtices depende directamente del número de Reynolds debido a la relación $Re-St$, por lo que el rango de sincronización entre frecuencias (desprendimiento de vórtice y natural) también depende de este. Según lo reportado por [33,34] existen 4 rangos durante el proceso de sincronización;

1. Excitación inicial: la frecuencia de desprendimiento de vórtices es menor a la frecuencia natural del cuerpo, por lo que las amplitudes de oscilación (movimientos inducidos) son de alrededor de 0.4 veces el diámetro del cuerpo.
2. Sincronización: la frecuencia de desprendimiento de vórtices es muy cercana a la frecuencia natural del cuerpo, por lo que las amplitudes de oscilación son de hasta 2 veces el diámetro del cuerpo.
3. Baja sincronización: la frecuencia de desprendimiento de vórtices es mayor a la frecuencia natural del cuerpo, por lo que las amplitudes de oscilación son de alrededor de 0.6 veces el diámetro del cuerpo.
4. Desincronización: la frecuencia de desprendimiento de vórtices completamente diferente a la frecuencia natural del cuerpo, por lo que las amplitudes de oscilación son muy bajos (0.1 diámetro del cuerpo).

Además, [33,34] reportan que el rango de sincronización incrementa con el número de Reynolds. Para lograr esto Park et al. [35] propuso un control pasivo de turbulencia que consiste en colocar una rugosidad superficial al cuerpo

sometido a FIM. Diversos autores [17,31,34,36] han desarrollado modelos numéricos y experimentales de cilindros con PTC y reportan que dependiendo del tamaño, espesor y ubicación del PTC, el cuerpo puede presentar amplitudes de oscilación de hasta 3 diámetros.

Por otra parte, [34,37–41] han estudiado el efecto del amortiguamiento y rigidez en la amplitud de oscilación de cilindros rígidos y flexibles reportando que el número de Reynolds tiene una influencia significativa en la amplitud máxima de oscilación de cilindros rígidos con baja amortiguación. Mientras que la respuesta de cilindros flexibles se ve afectada por la velocidad reducida.

1.3. Generadores por vorticidad

Los generadores por vorticidad son estructuras semirrígidas que buscan aprovechar la energía ocasionada por vibraciones inducidas por vórtices, debidas a la interacción entre la estructura y un fluido en movimiento. Para lograr captar una mayor cantidad de energía las estructuras deben presentar máximas amplitudes de desplazamiento y para ello deben entrar en un fenómeno conocido como resonancia, para lograr esto, la frecuencia de desprendimiento de vórtices debe ser igual o muy cercana a la frecuencia natural de la estructura. Actualmente existen dos tecnologías patentadas con estas características: Vortex Bladeless y VIVACE.

Vortex Bladeless es una tecnología de generador por vorticidad en forma de mástil semirrígido, como se muestra en la Figura 1, diseñado para aprovechar la energía absorbida del viento, patentada por Yáñez en 2016 [42] y actualmente desarrollada por la empresa española Vortex Bladeless quien estima que una vez industrializado su generador “Vortex Tacoma” (de 2.75 metros de altura) tendrá una potencia nominal de 100 watts. Autores como [1,43] han realizado pruebas experimentales de túnel de viento y modelos

numéricos para determinar la forma de este tipo de generador por vorticidad que ocasiona los máximos desplazamientos de oscilación y reportan que los generadores de forma cónica tienen un mayor rendimiento en la región posterior a la sincronización (altas velocidades del viento), mientras que los de sección transversal circular constante presentan un mejor rendimiento en la región de pre-sincronización (bajas velocidades del viento) .

En estudios previos Graciano [44] se realizaron modelos numéricos del modelo a escala propuesto por Cajas [1] para determinar el efecto de la estela de vórtices sobre conjuntos de este tipo de generadores por vorticidad y se encontró que la amplitud de oscilación del generador aguas abajo se ve altamente influenciada por la relación de separación entre generadores, concluyendo además que la separación que afecta en menor medida al cuerpo aguas abajo es la del 75% de la altura del generador.

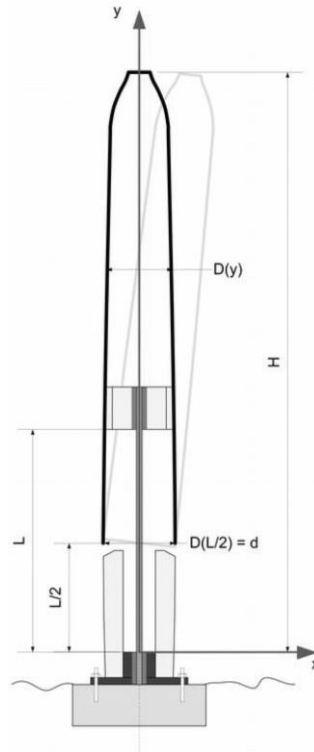


Figura 1. Generador por vorticidad tecnología Vortex [45].

Por otra parte, VIVACE es una tecnología que usa la energía cinética de las corrientes de agua de ríos y océanos para generar energía eléctrica, creada por Bernitsas [33], patentado por la Universidad de Michigan [46] y actualmente desarrollado por The Marine Renewable Energy Laboratory.

El generador VIVACE, mostrado en la Figura 2, consiste en un cilindro circular rígido montado sobre resortes elásticos (bajo una amortiguación significativa) y conectado a un sistema de toma de fuerza a través de un mecanismo de transmisión.

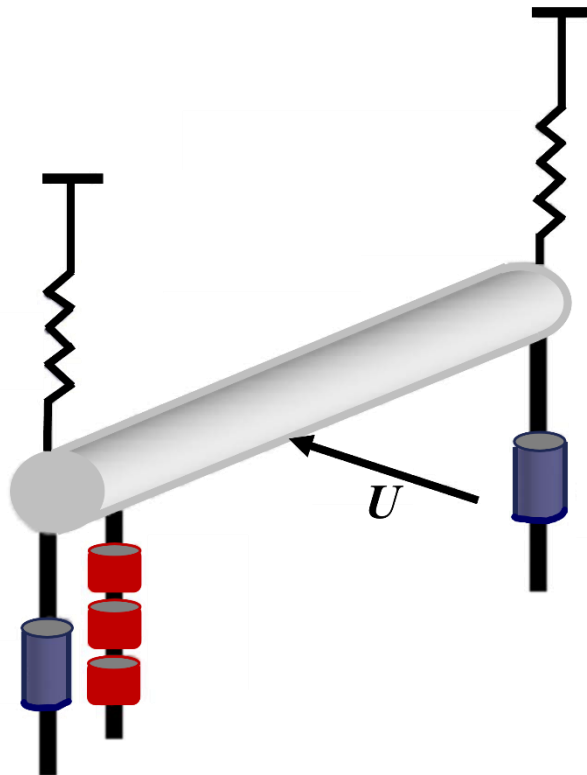


Figura 2. Esquema de generador VIVACE [33]

De acuerdo con Raghavan et al. [34] la potencia generada por este está directamente afectada por la amplitud de oscilación, como se muestra en la ecuación (7) y por el rango de sincronización entre la frecuencia de oscilación

y la frecuencia de desprendimiento de vórtices. Para aumentar este rango, Sun et al. [47] propuso una técnica de sincronización, usando el equilibrio de la fuerza de arrastre y centrífuga mediante la siguiente función de autoajuste:

$$P_{VIVACE} = \frac{1}{2} \rho \pi C_y U^2 f_{osc} y_{max} D_G L_G \sin(\varphi) \quad (7)$$

Donde:

P_{VIVACE} : es la potencia de salida del generador,

ρ : es la densidad del fluido,

C_y : es el coeficiente de sustentación,

U : es la velocidad del fluido,

f_{osc} : es la frecuencia de oscilación,

y_{max} : es la máxima amplitud de oscilación,

D_G : es el diámetro del generador,

L_G : longitud de la estructura de montaje y

φ : es el ángulo de fase entre la fuerza dinámica del fluido y el desplazamiento.

1.4. Perturbaciones de corriente en cuerpos en tándem

Los resultados experimentales mostrados por Sun, H. et al. [48] demuestran que, para optimizar el aprovechamiento de la energía de un flujo confinado, es necesario emplear conjuntos de generadores por vorticidad dispuestos. Dependiendo de la dirección del flujo, la geometría del generador y la relación de separación entre ellos, estos sistemas se comportan como cuerpos en tándem. Esta disposición altera significativamente la dinámica del flujo en comparación con un cuerpo aislado. Según los estudios [49–53] las líneas de corriente alrededor de configuraciones en tándem muestran patrones distintos, influenciados por las interacciones entre la estela de los generadores aguas

arriba y el flujo que incide en los generadores aguas abajo. Estas interacciones pueden mejorar o perjudicar el desempeño, lo que hace que el diseño y la separación entre generadores sean aspectos clave para maximizar la eficiencia energética de los generadores por vorticidad.

Los desarrolladores de Vortex Bladeless esperan que éstos funcionen muy bien en conjunto e interaccionen positivamente siempre que se respete una distancia mínima entre ellos, estimada en la mitad de la altura total del dispositivo. Sin embargo, en estudios previos [44] se encontró que a esta distancia la estela de vórtices del generador colocado aguas arriba aún logra perturbar al colocado aguas abajo ocasionando dos frecuencias de excitación y una menor amplitud de oscilación en este.

Respecto al comportamiento de conjuntos de 2 generadores VIVACE, [54-55] reportan que cuando ambos generadores colocados en tándem oscilan, sus amplitudes de oscilación se ven afectadas por la interacción mutua, bajo este fenómeno Assi et al. [56] presenta el concepto de “rigidez de la estela” donde indica que la estela de vórtices del generador aguas arriba tiene un comportamiento similar a un resorte lineal en la oscilación del generador aguas abajo. De acuerdo con estudios realizados por [57,58] cuando la relación de separación entre generadores (longitud/diámetro) es mayor a 3.0 el generador aguas abajo tiene una influencia muy baja en las oscilaciones del colocado aguas arriba.

Por otra parte, el comportamiento de la estela de vórtices en dos cilindros en tándem con diferentes relaciones de separación y números de Reynolds ha sido estudiado mediante modelos CFD en dos dimensiones y campos de flujo experimentales [17,48], encontrando que el cilindro aguas abajo está sujeto a un alto nivel de turbulencia generada por el cilindro aguas arriba y que la forma de la estela de vórtices que se genera detrás del cilindro aguas arriba está

directamente ligado con el ángulo de fase de la oscilación de los cilindros y el número de Reynolds. En un estudio similar Yuan et al. [59] indica que dos cilindros en tándem pueden presentar los siguientes patrones de interacción:

- Acoplados: Las oscilaciones del cilindro aguas abajo están influenciadas o dominadas por el cilindro aguas arriba, mostrando sincronización parcial o completa.
- Desacoplados: Cada cilindro oscila con frecuencias independientes, destacando una interacción más débil.
- Oscilación suprimida: Solo un cilindro oscila, mientras el otro permanece estacionario.
- Caóticos: Las oscilaciones son intermitentes e inestables.

Por otra parte, Ding et al. [31] realizó modelos numéricos de arreglos de 2,3 y 4 cilindros en tándem separados a 2.5 veces el diámetro de los cilindros y encontró que en todos los arreglos el cilindro colocado aguas arriba se comporta como un cuerpo aislado, mientras que las oscilaciones de los cilindros colocados aguas abajo se ven altamente afectados por este y la frecuencia de oscilación es igual en todos los cilindros.

Todos estos estudios muestran que los cuerpos en tándem interactúan aerodinámicamente dependiendo de la separación, el flujo y el número de Reynolds. El cuerpo aguas abajo experimenta efectos significativos de la estela del cuerpo aguas arriba, lo que puede generar acoplamiento, desacoplamiento o comportamientos caóticos. Estas interacciones afectan la frecuencia, amplitud y fase de las oscilaciones, siendo clave en aplicaciones como diseño aerodinámico y generación por vorticidad.

Acerca de los parámetros de mayor relevancia involucrados en cuerpos en tándem, se destacan el ángulo de ataque y la relación del espacio entre

centros/diámetro. Donde, el ángulo de ataque es el ángulo entre la dirección del flujo y la línea central de los cilindros. Estos parámetros han sido estudiados por Kim et al. [54] mediante el comportamiento aerodinámico de cilindros dispuestos en tándem bajo diferentes configuraciones y relaciones de espaciamiento, observando que, cuando la separación entre dos cilindros supera los $2.7D$, el cilindro aguas arriba se comporta de manera similar a uno aislado, sin que la presencia del cilindro aguas abajo influya significativamente en su respuesta aerodinámica. Además, King et al. [60] detectaron sincronización entre los cilindros aguas arriba y aguas abajo para relaciones de espaciamiento (L/D) de 3.5 a 7. Finalmente, Assi et al. [61] reporta que, en cuerpos en tándem separados por 4 veces su diámetro, las fuerzas de sustentación y arrastre presentan un efecto debido a el ángulo de ataque.

Por otra parte, Arionfard et al. [62] realizaron experimentos con un cilindro doble acoplado mecánicamente con diferente relación de espaciado hallando que la potencia máxima se alcanza cuando los cilindros están separados con una relación de $0.9D$ y el centro de gravedad es nulo. Este hallazgo se complementa con las simulaciones de Hiader et al. [63], quienes determinaron que las fuerzas aerodinámicas y las amplitudes son mínimas a una distancia de $3.5D$, un resultado corroborado por estudios de dinámica computacional de Ding et al. [17].

Adicionalmente, Bearman y Wadcock [64] analizaron dos cilindros dispuestos lado a lado, separados por $1.85D$, mientras que Zdravkovich [65] dibujó mapas de regímenes de interferencia para distintos espaciamientos y ángulos de ataque, proporcionando una visión integral de la región de interacción. Finalmente, Sayyaadi et al. [66] ampliaron este enfoque al simular numéricamente configuraciones de tres cilindros en disposición triangular. Estas investigaciones destacan cómo las relaciones de espaciamiento y las

configuraciones de cuerpos en tándem afectan notablemente las fuerzas aerodinámicas y el comportamiento del flujo.

1.5. Orientación de cuerpo generador

La orientación de un cuerpo generador de vórtices es importante cuando se recolecta energía del fenómeno de VIV ya que afecta directamente la amplitud de las oscilaciones y, en consecuencia, la eficiencia de la generación de energía [67]. Estudios experimentales de Tandel et al. [68], empleando cuerpos fabricados de materiales ligeros y materiales piezoeléctricos para recolectar energía al igual que Dai et al. [69], evaluaron 4 orientaciones diferentes del cuerpo como se muestra en la Figura 3; abajo (caso 1), arriba (caso 2), horizontal (caso 3) y vertical (caso 4) previamente estudiada por [70-71]. Los resultados muestran que la orientación en el caso 4 resulta más eficaz con altas velocidades de viento, mientras que, para velocidades bajas, la orientación del caso 2 es más efectiva. El resto de las orientaciones no se recomienda debido a los efectos de gravitación y mayor masa efectiva, lo que dificulta la oscilación y conduce a una frecuencia natural más baja y un mayor amortiguamiento, resultando en una potencia de salida más baja.

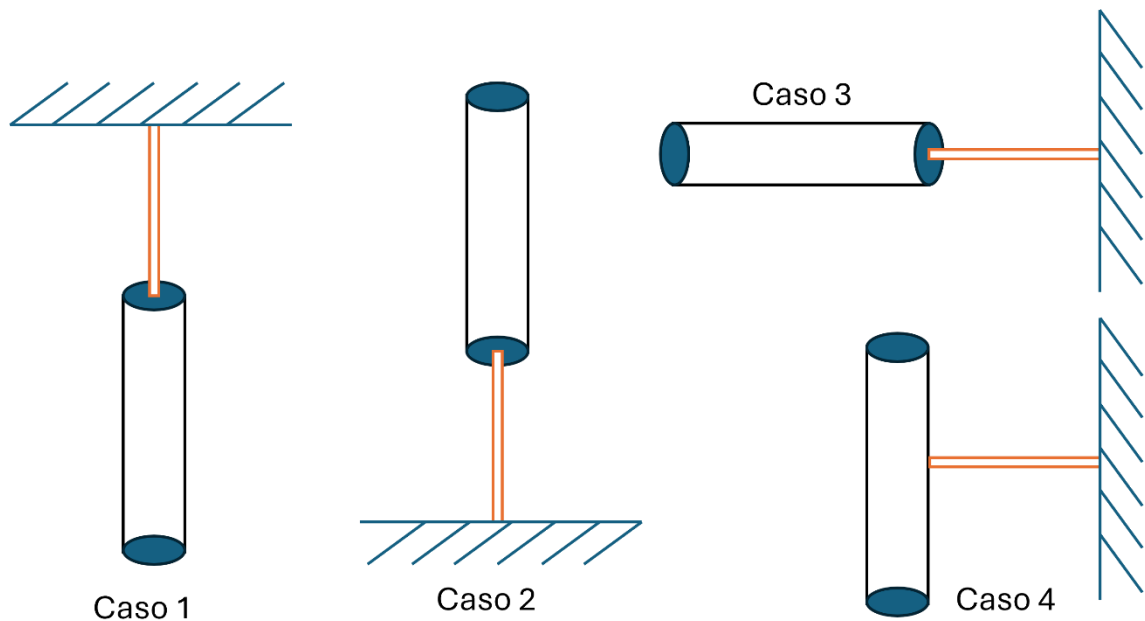


Figura 3. Orientación de cuerpo generador basada en [69]

1.6. Parámetros de diseño

El objetivo de los generadores por vorticidad es obtener máximas amplitudes de oscilación y maximizar así el aprovechamiento de la energía cinética convertida en energía mecánica. Una forma de mejorar el rendimiento de los generadores es utilizar conjuntos de estos. Por otra parte, la energía que aprovechan estos generadores es la ocasionada por su oscilación cuando se encuentran en estado de resonancia, por lo que; su forma, longitud característica, rigidez, masa y amortiguamiento son parámetros de diseño muy importantes.

En este sentido, Lai et al. [72] reporta que disminuir la masa o aumentar la rigidez o la longitud característica de un generador por vorticidad permite ampliar el rango de sincronización entre la frecuencia de desprendimiento de vórtice y la frecuencia natural del generador, aumentando así la potencia de

salida y el rango de velocidades en que el generador puede operar en resonancia inducida por vórtices.

Por otra parte, [15-16,59] concluyen que demasiado amortiguamiento reduce la amplitud de oscilación e incluso puede suprimir el fenómeno de vibraciones inducidas por vórtices, pero permite que cuerpos en tándem puedan sincronizar su movimiento de oscilación con mayor facilidad, pues las amplitudes de oscilación más bajas causan un nivel de acoplamiento más alto en un VIV y que para lograr que las oscilaciones de cuerpos en tándem logren sincronizarse es necesario aumentar la rigidez de los cuerpos.

1.7. Justificación

Las energías renovables están disponibles en la mayor parte del planeta y pueden ser aprovechadas por distintos tipos de tecnologías. Los generadores por vorticidad son tecnologías en desarrollo capaces de aprovechar la energía cinética del viento mediante oscilaciones debidas a la resonancia inducida. Los generadores por vorticidad tipo Vortex son tecnologías que prometen tener una gran aplicación a diversas escalas, ya que por su diseño son candidatos para colocarse tanto en zonas aisladas como urbanizadas.

Sin embargo, debido a su forma esbelta, su área de barrido es menor en comparación a otras turbinas eólicas convencionales, por lo que es necesario disponer de estos generadores por vorticidad en conjuntos para maximizar la captación de energía. Esto genera el interés por conocer su respuesta dinámica cuando hay más de un generador por vorticidad interactuando en un espacio acotado. Dado que la literatura aún carece de datos experimentales sobre conjuntos de este tipo de generadores por vorticidad, resulta crucial realizar investigaciones que aborden estas dinámicas, contribuyendo al desarrollo y optimización de esta tecnología innovadora.

1.8. Objetivo General

Investigar mediante pruebas experimentales los desplazamientos de oscilación debidos a vibraciones inducidas por vórtices de un conjunto de generadores por vorticidad, para determinar el efecto de la relación de separación en las amplitudes de desplazamiento.

1.8.1 Objetivos Específicos

1. Definir las condiciones de flujo y dimensiones geométricas de los generadores por vorticidad.
2. Construir los prototipos de generadores por vorticidad con materiales comerciales que cuenten con hoja técnica de propiedades mecánicas.
3. Caracterizar experimental y numéricamente la frecuencia natural de un prototipo de generador por vorticidad.
4. Estudiar experimentalmente desplazamientos en el conjunto de generadores por vorticidad en condiciones cercanas a la resonancia, con tres relaciones de separación 0.25, 0.50 y 0.75*h*.

1.9. Alcances y limitaciones

Se realizaron pruebas en un túnel de viento para determinar los desplazamientos de oscilación de un conjunto de generadores por vorticidad, cuando la fuerza de excitación se encuentra cercana a su frecuencia natural.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.

2.1. Aspectos generales

La energía es la capacidad natural que tienen todos los cuerpos para realizar un trabajo, movimiento o cambio que conlleva la transformación de algo. Es una propiedad física fundamental que no se crea ni se destruye, sino que se transforma en otros tipos de energía, de acuerdo con la ley de conservación de la energía. Esta ley establece que la energía total de un sistema aislado permanece constante con el tiempo, aunque pueda cambiar de una forma a otra. En este contexto, un aerogenerador es un dispositivo que convierte la energía cinética del viento en energía mecánica y, finalmente, en energía eléctrica. Este proceso de transformación de la energía sigue los principios básicos de la física. Existen varios tipos de aerogeneradores, clasificados principalmente en; aerogeneradores de eje horizontal (HAWT), aerogeneradores de eje vertical (VAWT) y aerogeneradores por vorticidad.

Los aerogeneradores de eje horizontal son los más comunes y eficientes en términos de producción de energía. Consisten en un conjunto de álabes montados sobre un eje horizontal que gira cuando el viento incide sobre él. La rotación de los álabes impulsa un generador que convierte la energía mecánica en electricidad. Por otra parte, los aerogeneradores de eje vertical son menos comunes, pero tienen ventajas en ciertas aplicaciones, especialmente en entornos urbanos o en lugares donde la dirección del viento es muy variable. Tienen un eje de rotación vertical, y los álabes pueden ser de diferentes diseños.

Finalmente, los aerogeneradores por vorticidad utilizan estructuras rígido-flexibles para aprovechar la energía del viento a través de la generación de vórtices. A diferencia de los HAWT y VAWT, no tienen álabes. En su lugar,

usan un mecanismo que oscila y vibra debido a los vórtices creados por el flujo de viento alrededor de la estructura. Este movimiento oscilatorio se convierte en energía eléctrica a través de un sistema de conversión específico.

Cada tipo de aerogenerador tiene sus propias ventajas y desventajas, dependiendo del entorno y las necesidades energéticas específicas. Sin embargo, todos ellos demuestran el principio fundamental de la transformación de la energía potencial en energía mecánica, y luego en energía eléctrica, utilizando la energía cinética del viento.

En resumen, los aerogeneradores son una aplicación práctica y eficiente de la ley de conservación de la energía, ilustrando cómo la energía del viento puede ser aprovechada y transformada para satisfacer nuestras necesidades energéticas de manera sostenible.

2.2. Fundamentos de vibración

Cuando un cuerpo presenta un movimiento que se repite en el tiempo, se dice que este presenta una vibración mecánica. Existen dos tipos principales de vibración: libre y forzada.

Vibración libre: se considera que una estructura está en vibración libre cuando no está sometida a una excitación externa constante en el tiempo. El movimiento está gobernado únicamente por las condiciones iniciales (una excitación instantánea). En la forma de onda de una vibración libre, la máxima amplitud se presenta al inicio y se disipa con el tiempo debido a la fricción o al amortiguamiento interno del sistema. El análisis de la estructura en movimiento libre proporciona las propiedades dinámicas más importantes de

la estructura: las frecuencias naturales y los correspondientes modos normales de vibración. Este análisis se conoce como análisis modal y es un método teórico-experimental mediante el cual se obtienen las características dinámicas de una estructura.

Vibración forzada: ocurre cuando una estructura tiene aplicada sobre ella una fuerza externa constante en el tiempo, aunque la magnitud de esta fuerza pueda variar. Si el sistema es lineal, la vibración estará a la misma frecuencia que la fuerza aplicada. En cambio, si el sistema es no lineal, la vibración puede ocurrir a otras frecuencias, especialmente en los armónicos de la frecuencia forzada.

La frecuencia natural de un sistema mecánico es aquella a la que el sistema vibra libremente, es decir, las frecuencias a las que vibra un sistema bajo vibración libre. En el caso de un sistema de un grado de libertad sin amortiguamiento, este vibra según un movimiento armónico a una frecuencia determinada que depende de su rigidez y su masa según la siguiente ecuación:

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (8)$$

Donde:

ω_n : Es la frecuencia expresada en radianes por segundo,

k : es la rigidez del sistema, y

m : es la masa del sistema.

Cuando un cuerpo capaz de vibrar es excitado con una frecuencia igual a alguna de sus frecuencias naturales, la amplitud de la vibración alcanza su máximo. Este fenómeno se conoce como resonancia, y el sistema sufre

oscilaciones grandes. Algunas fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia [73].

2.3. Generadores de vórtices

Si un cuerpo está fijo en un fluido que fluye, existe una fuerza que tiende a moverlo en la dirección del flujo. Esta fuerza se conoce como fuerza de arrastre y consta de dos componentes principales: la presión de arrastre y la fricción de arrastre.

Presión de Arrastre:

- Proviene de las fuerzas normales a la superficie del objeto.
- Se produce debido a la diferencia de presión entre la parte frontal y trasera del objeto sumergido en el flujo.

Fricción de Arrastre:

- Proviene de las fuerzas de corte a la superficie del objeto.
- Es causada por la viscosidad del fluido y el rozamiento entre el fluido y la superficie del objeto.

El arrastre total en el objeto es la suma de ambas componentes. Dependiendo de cuál de estas componentes domine, el cuerpo puede recibir diferentes denominaciones:

- Si domina la fricción de arrastre, el cuerpo es considerado un generador de vórtices (forzados).
- Si la presión de arrastre es la dominante, se considera que el cuerpo no es aerodinámico.

En la mayoría de los casos, la formación de vórtices es responsable de la vibración inducida por el flujo (FIV, por sus siglas en inglés), que incluye varios fenómenos como:

- Vibraciones inducidas por vórtices (VIV).
- Vibración inducida por estela (WIV, por sus siglas en inglés).

- Galopeo y otros tipos de vibraciones relacionadas.

Los estudios de [74–76] destacan la importancia de estos fenómenos en diversas aplicaciones de ingeniería.

2.3.1. Vórtices

De acuerdo con Gardea [77] Un vórtice es un flujo que gira en sentido de espiral, y se pueden identificar dos tipos principales de vórtices:

Vórtice Forzado:

- Se genera por el contacto entre un fluido en movimiento y un obstáculo cuya velocidad sea significativamente distinta.
- Es común en situaciones donde un objeto interfiere con un flujo uniforme, creando turbulencia y rotación del fluido alrededor del objeto.

Vórtice Libre:

- Típicamente se presenta cuando existe un punto de baja presión que succiona el flujo hacia él.
- Este tipo de vórtice no es inducido directamente por un obstáculo, sino por condiciones de presión dentro del fluido mismo.

2.3.2. Estela de Von Kármán

Se conoce como estela de Von Kármán al desprendimiento alternante de vórtices que se forma sobre los cuerpos inmersos en un flujo. Este fenómeno aparece debido al desprendimiento de la capa límite, el cual se debe principalmente a la geometría del cuerpo; al régimen de flujo de la capa límite, a la rugosidad de la superficie, al gradiente adverso de presión, etc. Este desprendimiento genera una fuerza adicional de arrastre en la dirección del movimiento del fluido y, por otra, los vórtices alternantes inducen sobre el cuerpo fuerzas transversales periódicas capaces de generar una amplificación de la respuesta transversal dinámica.

Con respecto a los regímenes de flujo de la capa límite de una sección circular [78] se distinguen 3 cuando:

$Re < 2 \times 10^5$: subcrítico

$Re = 5 \times 10^5$: Supercrítico

$Re = 10^7$: Postcrítico

En el flujo supercrítico la separación de la capa límite se retrasa a una posición angular de aproximadamente 140 grados desde el punto de estancamiento frontal, en lugar de 90 grados, que es el caso del subcrítico. Este retraso en la separación da como resultado un estrechamiento en la estela, un aumento en la presión base (menos negativa) y un coeficiente de arrastre más bajo.

2.3.3. Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIV)

Las vibraciones inducidas por vórtices (VIV, por sus siglas en inglés) son movimientos que se generan debido al desprendimiento periódico de vórtices alrededor de un cuerpo inmerso en un fluido en movimiento. Este fenómeno ocurre cuando un cuerpo en el flujo genera un vórtice móvil, creando un desbalance de presión que se compensa con el movimiento del cuerpo en dirección contraria al desprendimiento del vórtice.

Cuando un fluido fluye alrededor de un cuerpo, los vórtices se desprenden alternadamente de cada lado del cuerpo, formando lo que se conoce como calle de vórtices de Von Kármán. Este patrón de desprendimiento induce fuerzas periódicas sobre el cuerpo, que pueden llevar a la vibración de este.

El desprendimiento de un vórtice de un lado del cuerpo crea una región de baja presión en ese lado. Este desbalance de presión genera una fuerza que

actúa sobre el cuerpo, impulsándolo hacia el lado opuesto. El cuerpo se mueve en respuesta a esta fuerza, tratando de restablecer el equilibrio de presión.

Este movimiento oscilatorio puede amplificarse si la frecuencia de desprendimiento de los vórtices coincide con una de las frecuencias naturales del cuerpo, lo que puede llevar a una resonancia y a mayores amplitudes de vibración.

Las VIV son importantes en el diseño y análisis de estructuras expuestas a flujos de fluidos, como chimeneas, torres, cables de puentes y tuberías submarinas. Estas vibraciones pueden llevar a problemas de fatiga estructural y fallos si no se consideran adecuadamente en el diseño.

En resumen, las vibraciones inducidas por vórtices son un fenómeno dinámico complejo que resulta del desprendimiento periódico de vórtices alrededor de un cuerpo, generando un desbalance de presión que causa el movimiento oscilatorio del cuerpo en dirección contraria al desprendimiento de los vórtices.

2.3.4. Galopeo de estela

Cuando dos cilindros circulares interactúan en un campo de flujo, la capa límite separada del cilindro aguas arriba (primer cilindro que interactúa con el flujo) incide sobre el cilindro de aguas abajo, o interfiere con la corriente formada a su alrededor. Este fenómeno se conoce como galopeo de estela, y ocasiona que el cuerpo aguas abajo pueda ser excitado con vibraciones debidas al desprendimiento de vórtices que presenta el objeto aguas arriba.

De los estudios realizados por Zhao et al. [79] se puede resumir que el fenómeno de galopeo de estela presenta dependencia con: las propiedades estructurales, propiedades del flujo y dirección del viento.

2.4. Parámetros y fenómenos del flujo

El número de Reynolds es un parámetro adimensional entre las fuerzas inerciales y viscosas, que permite clasificar el tipo de flujo sobre un cuerpo. Cuando las fuerzas viscosas dominan sobre las inerciales se dice que el flujo es laminar en caso contrario se dice que es turbulento. Existe además una zona en la cual ambas fuerzas son importantes en el tipo de flujo, denominada zona de transición. El número de Reynolds está dado por la siguiente ecuación:

$$Re = LU/\nu \quad (9)$$

Donde:

L : Es la longitud característica del cuerpo,

U : es la velocidad del flujo, y

ν : es la viscosidad cinemática.

Otros de los parámetros y fenómenos que definen las características fundamentales de un flujo son; el estancamiento, separación, capas de corte, desprendimiento de vórtices, circulación, patrón de vórtice, longitud de formación de vórtice, ancho de estela, frecuencia de desprendimiento [30].

Por otra parte, como se mencionó anteriormente, el desprendimiento de vórtices da lugar al fenómeno conocido como calle de Von Kármán y la frecuencia de desprendimiento está definida por el número Strouhal (St) el cual está dado por la ecuación:

$$St = fL/U \quad (10)$$

Donde:

f : Es la frecuencia de desprendimiento de vórtice.

2.5. FEM

El método de elementos finitos (FEM) se basa en discretizar un medio continuo de sistemas mecánicos, en elementos finitos de propiedades conocidas, interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema (desplazamientos nodales), y a partir de éstos se calculan el resto de las incógnitas que interesen: esfuerzos, deformaciones, etc.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento del medio continuo también rigen el del elemento. De esta forma se pasa de un sistema continuo con infinitos grados de libertad, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones.

Como se mencionó anteriormente el análisis modal tiene como objetivo determinar las frecuencias naturales y modos de vibrar de un objeto o estructura durante vibración libre. El modelo matemático general para el cálculo dinámico de estructuras se refleja en un sistema de ecuaciones con N grados de libertad como se muestra en la ecuación (11).

$$[m]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [k]u = F \quad (11)$$

Donde:

$[m]$ Es la matriz de masa,

$[C]$: es la matriz de amortiguamiento,

$[k]$: es la matriz de rigidez,

F : es el vector fuerza,

$\ddot{u}$: es la aceleración,

$\dot{u}$: es la velocidad, y

u : es el desplazamiento.

Para el estudio de la vibración libre la ecuación se reduce a:

$$[m]\ddot{u} + [k]u = 0 \quad (12)$$

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

A continuación, se describe la metodología para determinar las amplitudes de oscilación debidas a las vibraciones inducidas por los vórtices en un conjunto de generadores de vorticidad de tipo Vortex Bladeless. El enfoque de investigación fue cuantitativo, y para garantizar la validez y fiabilidad de los resultados, se emplearon técnicas de recolección y análisis de datos, orientadas a medir con precisión las variables involucradas en el fenómeno de vibraciones inducidas por vórtices en un entorno controlado. La investigación fue de naturaleza experimental y se dividió en dos etapas: el análisis modal y el análisis de respuesta al viento en los conjuntos de generadores de vorticidad. Para el análisis modal, se desarrollaron modelos numéricos que permitieron complementar y validar los resultados experimentales

3.1 Descripción del prototipo

El prototipo se diseñó de acuerdo con las características de la infraestructura disponible. A continuación, se enlistan y describen detalladamente las características de los elementos involucrados en el desarrollo de este.

1. Geometría:

Se utilizó la geometría del generador Vortex Bladeless y se empleó un modelo escala 1:2 del propuesto por Cajas [1]. Este modelo fue ajustado para adaptarse a las dimensiones y características del túnel de viento, descritas en la sección 3.2, con el fin de minimizar los efectos de las paredes que podrían alterar el desprendimiento de los vórtices. Los detalles específicos de la geometría se presentan en la Figura 4.

2. Prototipo:

El prototipo es una estructura semirrígida compuesta por dos elementos: el mástil y la zona de anclaje.

El mástil constituye la parte rígida del prototipo, ya que es el componente que recibe el impacto del viento y donde se produce el desprendimiento de vórtices. Este elemento fue diseñado como una estructura hueca y fabricado mediante impresión 3D con filamento de ácido poliláctico (PLA). Para optimizar su resistencia estructural sin comprometer su ligereza, se utilizó un relleno con densidad del 5% y un patrón interno tipo giroide, conocido por su eficiencia en la distribución de esfuerzos y su bajo peso relativo. Posteriormente, se lijó la superficie del mástil para obtener un acabado liso, con el objetivo de minimizar fenómenos asociados a la rugosidad de la superficie, como la generación de turbulencia.

Por otro lado, la zona de anclaje consiste en una varilla flexible de fibra de carbono, seleccionada por su alta relación resistencia-peso y su capacidad para soportar las oscilaciones inducidas por los vórtices. Las propiedades de los materiales utilizados se detallan en la Tabla 1 y en la Figura 4 se muestran los elementos del prototipo previamente descritos.

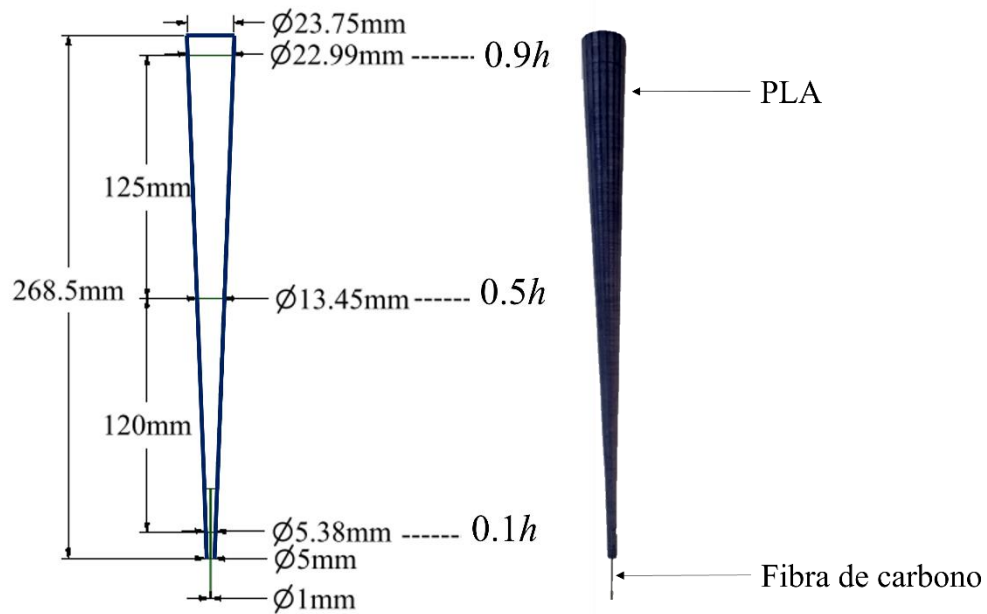


Figura 4. Dimensiones y elementos de prototipo.

Tabla 1. Propiedades de materiales de prototipo.

Material	Densidad (kg/m^3)	Módulo de elasticidad (GPa)
PLA	390.7	300
Fibra de carbono	1467	110

3.2 Zona de pruebas

Un apropiado diseño de la zona de pruebas permite evaluar de manera precisa el comportamiento del prototipo bajo condiciones controladas de flujo de aire, proporcionando datos para el desarrollo y optimización de generadores Vortex Bladeless.

La zona de pruebas está compuesta por dos partes: el túnel de viento y el banco de pruebas, que se inserta dentro del túnel.

1. Túnel de Viento:

El túnel de viento utilizado es de circuito abierto, con un área transversal de 0.5×0.5 m y una longitud de 5 m, lo que crea un entorno controlado para evaluar el comportamiento aerodinámico del prototipo. El sistema incluye dos ventiladores industriales dispuestos en serie para generar un flujo constante. En la Figura 5 se muestra el túnel de viento y una sección de la zona de pruebas.

2. Banco de Pruebas:

El prototipo se instaló en un banco de pruebas especialmente diseñado para su uso en el túnel de viento, garantizando una configuración estable y reproducible durante las mediciones experimentales. Este banco, fabricado con acrílico de 10 mm de espesor, cuenta con 4 puntos de anclaje que permiten analizar la respuesta al viento de un aerogenerador aislado, así como de conjuntos de 2 generadores con tres relaciones de separación: 0.25, 0.50 y 0.75 veces la altura (h). El banco se fija al piso del túnel de viento en su zona central, proporcionando una configuración óptima para las pruebas. La Figura 6 muestra el banco de pruebas en detalle.

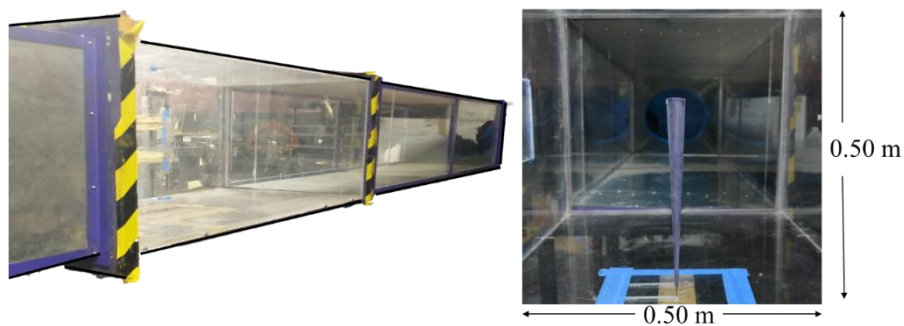


Figura 5. Túnel de viento de laboratorio de fluidos CIICAp y zona de pruebas.



Figura 6. Banco de pruebas.

3.3 Análisis modal

El análisis modal fue fundamental en el desarrollo de esta investigación, ya que el objetivo principal era someter a los generadores a la resonancia inducida por el viento, un fenómeno crítico que puede afectar tanto la eficiencia como la integridad estructural del dispositivo.

Para alcanzar la resonancia, es esencial identificar la primera frecuencia natural de los prototipos, ya que esta información junto con las características descritas en la sección 3.1 proporcionaron las bases necesarias para identificar la velocidad del flujo capaz de inducir el fenómeno de resonancia en los generadores por vorticidad, así como prever su comportamiento en condiciones de flujo real. En resumen, este análisis proporciona los datos necesarios para optimizar el diseño del generador por vorticidad, asegurando que funcione de manera eficiente y segura bajo las condiciones de operación previstas.

Este análisis se realizó mediante técnicas experimentales y numéricas con el fin de validar y complementar los resultados. A continuación, se describe a detalle la metodología seguida para ambas técnicas.

3.3.1 Caracterización Experimental

Para caracterizar experimentalmente las frecuencias naturales de los generadores por vorticidad, los prototipos fabricados fueron montados sobre el banco de pruebas, como se muestra en la Figura 7. Para llevar a cabo estas mediciones, se emplearon los siguientes equipos del laboratorio de vibraciones mecánicas de CIICAp:

Vibrómetro Láser Polytec PDV 100: Este dispositivo permite medir las vibraciones sin contacto directo con el prototipo, proporcionando datos precisos sobre la amplitud y frecuencia de las vibraciones en términos de velocidad. El PDV mide la velocidad de vibración según el principio del interferómetro heterodino, que genera una señal portadora de alta frecuencia en el fotodetector con la ayuda de una celda de Bragg.

Sensor Óptico de Presencia: Utilizado para detectar la posición y movimiento del prototipo, este sensor ayuda a correlacionar las mediciones de vibración con el comportamiento dinámico del sistema.

Unidad Analizadora Dinámica de Señales Phazer: Este equipo analiza las señales de vibración obtenidas, permitiendo determinar las frecuencias naturales y otros parámetros dinámicos del prototipo.

Medición:

Los prototipos se instalaron y midieron de forma individual, respetando las condiciones físicas descritas a continuación ;

Los prototipos se instalaron en el banco de pruebas asegurando que estuvieran correctamente alineados y fijados a la varilla flexible de fibra de carbono. Esto con el fin de garantizar mediciones que reflejen el comportamiento dinámico real del sistema. El vibrómetro láser Polytec PDV 100 se colocó a una distancia adecuada para obtener una señal clara y precisa. La distancia de separación se midió desde el borde delantero del anillo de retención para la lente frontal hasta el punto de medición. De acuerdo con el manual de usuario del equipo las distancias de separación óptimas son: 96 mm; 234 mm; 372 mm; 510 mm; etc. Las mediciones se realizaron en dos direcciones del movimiento oscilatorio; perpendicular y paralelo al dispositivo de medición.

Por otra parte, el sensor óptico de presencia se empleó para monitorear la posición y los movimientos del prototipo durante las pruebas. Al ser un sensor que detecta presencia, las mediciones se realizaron perpendicularmente al dispositivo de medición.

Análisis de Señales:

Las señales de vibración capturadas se analizaron utilizando la unidad analizadora dinámica de señales Phazer. Este análisis permitió identificar las frecuencias naturales del sistema, con especial atención a la primera frecuencia natural. Adicionalmente la señal se procesó con hoja de cálculo, para esto se empleó la Transformada Rápida de Fourier (FFT) que es una herramienta matemática que se usa para analizar señales y descomponerlas en sus frecuencias.

En este caso se tiene una señal compleja de velocidad vs. tiempo, la FFT determinó qué frecuencias estaban presentes y cuál era la amplitud del movimiento en términos de velocidad.



Figura 7. Montaje experimental de análisis modal

3.3.2 Modelo numérico

Por otra parte, se realizó el análisis modal del prototipo mediante simulación numérica, usando método de elementos finitos (FEM). La discretización del

modelo para los estudios FEM, se realizó mediante el software meshing de ANSYS WORKBENCH, con elementos tetraédricos y hexaédricos. El proceso de simulación numérica se describe a continuación.

Dominio Computacional:

El modelo computacional es una réplica del modelo experimental, por lo que tiene las características mostradas en la Figura 4 y en la Tabla 1.

Discretización del Modelo:

Se utilizó ANSYS WORKBENCH para generar la malla del modelo, la cual incluye todas las características geométricas y condiciones de contorno relevantes para el modelo. Se realizaron mallas con dos tipos de elementos; tetraédricos y hexaédricos, asegurando una representación precisa de la geometría del prototipo. La Figura 8 ilustra la discretización del modelo utilizado para el análisis modal.

Debido a la presencia de dos elementos con diferentes propiedades mecánicas, se declaró un elemento de contacto entre ellos para simular correctamente la interacción mecánica.

Convergencia de Malla:

Se realizó un estudio de convergencia de malla variando el tamaño de los elementos. Los tamaños mínimos y máximos de los elementos fueron de 1 mm y 5 mm, respectivamente.

La variable utilizada para evaluar la convergencia de la malla fue la primera frecuencia natural. Como se muestra en la Tabla 2, todas las mallas presentaron una diferencia porcentual menor al 5% en la primera frecuencia natural, indicando una buena convergencia.

Los valores numéricos de la frecuencia natural obtenidos a partir de las diferentes mallas se compararon con los valores experimentales. Las mallas de tipo hexaédrico presentaron una menor diferencia porcentual en comparación con las mallas tetraédricas. Se seleccionó la malla 5 (hexaédrica) debido a su mayor precisión, ya que mostró resultados que se aproximan más al valor experimental. Estos resultados destacan la importancia de seleccionar el tipo y tamaño adecuado de los elementos en la malla para obtener resultados precisos en análisis modales.

Condiciones de frontera:

Respecto a las propiedades de los materiales, el modelo se consideró de dos materiales diferentes, en la estructura de montaje (zona flexible) se usó un módulo de Young $E=110$ GPa y densidad $\rho=1467$ kg/m³. Por otra parte, para el mástil (zona rígida) se empleó un módulo de Young de $E=3.0$ GPa y densidad de 390.7 kg/m³. Además de la zona de contacto entre elementos descrita anteriormente, el modelo se consideró con una restricción de soporte fijo en la base de la estructura de montaje, esta condición replica la restricción física a la que se sometieron los modelos experimentales. Esta condición proporciona dos grados de libertad al sistema.

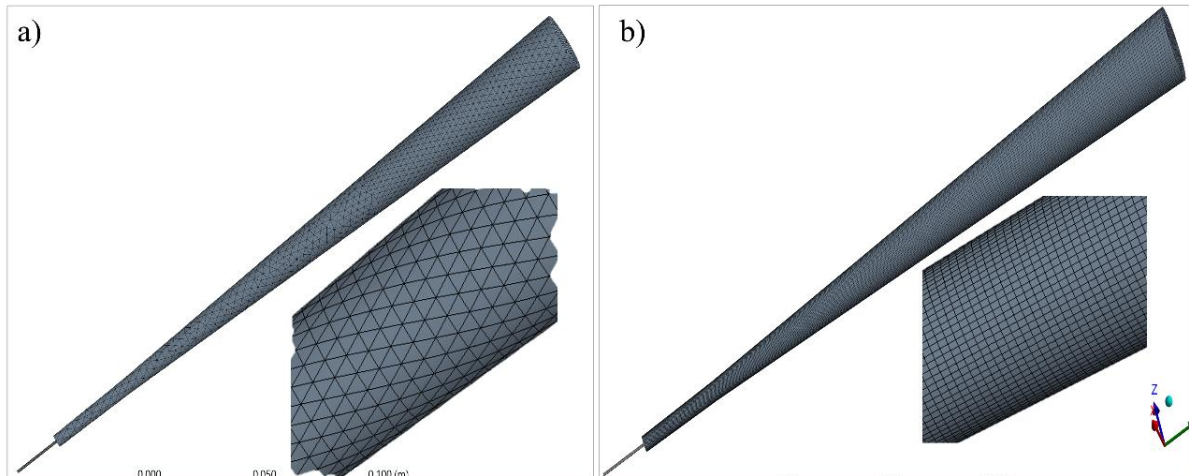


Figura 8. Malla análisis modal FEM. a) Malla tetraédrica, b) Malla hexaédrica

Tabla 2. Convergencia de malla FEM

Malla	Tamaño de elemento	Número de elementos	Frecuencia natural	Diferencia porcentual %	Diferencia porcentual con valor experimental %
Malla tetraédrica					
1	5 mm	5536	2.938		4.41
2	4 mm	8671	2.939	0.03	4.44
3	3 mm	17745	2.974	1.20	5.70
4	2 mm	53765	2.992	0.60	6.33
5	1 mm	407926	2.856	4.55	1.49
Malla hexaédrica					
1	5 mm	1704	2.828		0.4975478
2	4 mm	6051	2.752	2.68	2.1927642
3	3 mm	13949	2.755	0.12	2.079039
4	2 mm	33478	2.800	1.62	0.49044
5	1 mm	125924	2.804	0.15	0.3376217

3.4 Análisis de respuesta al viento

Analizar el comportamiento de los generadores de vorticidad bajo diferentes condiciones de viento permite identificar las velocidades en las que la

estructura alcanza mayores amplitudes de oscilación, así como comprender la naturaleza y complejidad de dichas oscilaciones. Además, la respuesta aerodinámica de un cuerpo aislado difiere significativamente de la de un cuerpo rodeado por otro objeto que interfiere con el flujo libre del viento.

Por esta razón, el análisis se divide en dos partes: primero, se examina la condición aislada, donde se estudia el comportamiento de un generador sin obstáculos alrededor; luego, se evalúan conjuntos de generadores con distintas relaciones de separación entre ellos. Ambos estudios son de carácter experimental y se describen a continuación.

3.4.1 Condición aislada

Conocer la respuesta aerodinámica de un generador de vorticidad en condiciones aisladas proporciona un punto de referencia clave para comparar su comportamiento en presencia de obstrucciones o en conjuntos de generadores. Además, permite caracterizar el movimiento oscilatorio en función de la altura del generador, lo que facilita la identificación de la posición óptima para obtener datos con mayor precisión y exactitud.

Condiciones de frontera

El prototipo fue instalado en la zona de pruebas previamente descrita, con una relación de bloqueo del 2.28%. Esta relación representa la proporción del área ocupada por el prototipo en comparación con el área total de la sección transversal del túnel de viento. Dado que, para evitar los efectos de las paredes en las mediciones, se recomienda una relación de bloqueo inferior al 10%, el valor obtenido garantiza que no se presenten interferencias adversas

causadas por las paredes del túnel, asegurando la precisión de los resultados aerodinámicos.

Las velocidades de viento empleadas en este análisis dependieron de la frecuencia de operación de los ventiladores del túnel, los cuales generan flujo a partir de una frecuencia mínima de 5 Hz y pueden operar sin comprometer su rendimiento hasta 50 Hz. Por esta razón, los ventiladores fueron operados en ese rango, variando la frecuencia en intervalos de 5 Hz, lo que resultó en un total de 10 frecuencias evaluadas.

Las velocidades del viento generadas por cada frecuencia de operación se caracterizaron a través de los perfiles de velocidad mostrados en la Figura 9. Estos perfiles se midieron en 5 posiciones diferentes con respecto al piso del túnel de viento, para las 10 frecuencias de operación detalladas en la Tabla 3. Las velocidades reportadas se obtuvieron utilizando un anemómetro de hilo caliente y representan promedios de 5 mediciones en cada posición y frecuencia de operación, totalizando 25 mediciones por perfil, las velocidades mostradas en la Tabla 3 corresponden al valor promedio de estas 25 mediciones. Estas mediciones se realizaron sin la presencia de ningún aerogenerador en el túnel de viento, sin embargo, estas velocidades fueron corroboradas en cada prueba experimental.

En la Figura 9, se observa que la velocidad del flujo no varía significativamente con la altura en la mayoría de las frecuencias, salvo para las frecuencias de 30 y 35 Hz, donde se detectan ligeras variaciones. Estos perfiles permiten entender cómo cambia la velocidad del flujo a diferentes alturas y frecuencias, lo cual es crucial para evaluar el rendimiento del aerogenerador en condiciones específicas.

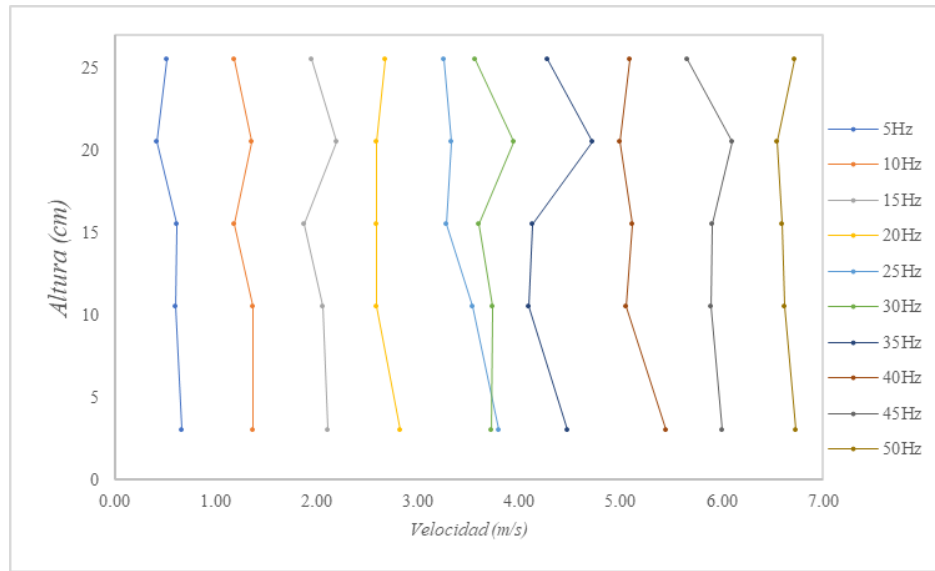


Figura 9. Perfiles de velocidad: Velocidad vs Altura.

Tabla 3. Condiciones de flujo.

Frecuencia de operación (Hz)	Velocidad Promedio (m/s)	Rms	Re_{WT}	Re_h (Efectos locales)		
				0.1h	0.5h	0.9h
5	0.57	0.096	19,397	213	531	892
10	1.29	0.095	44,156	486	1,210	2,031
15	2.04	0.129	69,737	767	1,911	3,208
20	2.65	0.155	90,868	1,000	2,490	4,180
25	3.44	0.219	117,772	1,295	3,227	5,418
30	3.71	0.176	127,014	1,397	3,480	5,843
35	4.34	0.259	148,487	1,633	4,069	6,830
40	5.14	0.196	175,916	1,935	4,820	8,092
45	5.91	0.202	202,387	2,226	5,545	9,310
50	6.64	0.144	227,329	2,501	6,229	10,457

Medición

En resumen, el análisis de respuesta al viento se realizó bajo 10 condiciones de flujo, con velocidades que oscilaron entre 0.57 y 6.64 m/s. Para evaluar la interacción fluido-estructura sobre el prototipo, se utilizó un vibrómetro láser Polytec PDV 100, previamente descrito, el cual se posicionó a 372 mm de

distancia, fuera del túnel de viento, para evitar interferencias en el flujo. Las mediciones se llevaron a cabo en dirección perpendicular al flujo, como se ilustra en la Figura 10.

Se midieron las amplitudes de velocidad en tres alturas del prototipo: 0.1 , 0.5 , y $0.9h$, como se muestra en la Figura 10, donde ' h ' representa la altura total del aerogenerador. El vibrómetro láser, una técnica no intrusiva, permitió realizar mediciones con tres escalas de velocidad, ajustadas según los requerimientos de la prueba. Para este análisis, se utilizaron las escalas de 0 - 20 mm/s y 0 - 100 mm/s. Los datos fueron registrados en tres intervalos temporales: 0.003125 , 0.00625 , y 0.0125 segundos. Se realizaron tres pruebas por cada intervalo temporal, lo que resultó en un total de 9 pruebas por cada posición, 27 pruebas para cada velocidad, y un total de 270 mediciones. Cada prueba generó un total de 2048 datos, lo que permitió registrar el fenómeno durante un intervalo de entre 6.4 y 25.6 segundos, dependiendo de la configuración experimental. Esta cantidad de datos resulta suficiente para capturar la dinámica del sistema con alta precisión y garantizar un espectro de frecuencia bien definido, como se evidencia en la sección de resultados.

Las condiciones del flujo se presentan en la Tabla 3, donde las velocidades corresponden a valores promediados con una desviación estándar inferior a 1. En la misma tabla se muestra el valor de Re_{WT} , que representa el número de Reynolds calculado en función de la velocidad promedio y la longitud característica del túnel de viento. Además, se incluyen los valores de Reynolds locales (Re_h), calculados en función de la velocidad promedio y las longitudes características del prototipo a 0.1 , 0.5 , y $0.9h$. Cabe destacar que, con fines comparativos, los resultados se presentan en función de Re_{WT} .

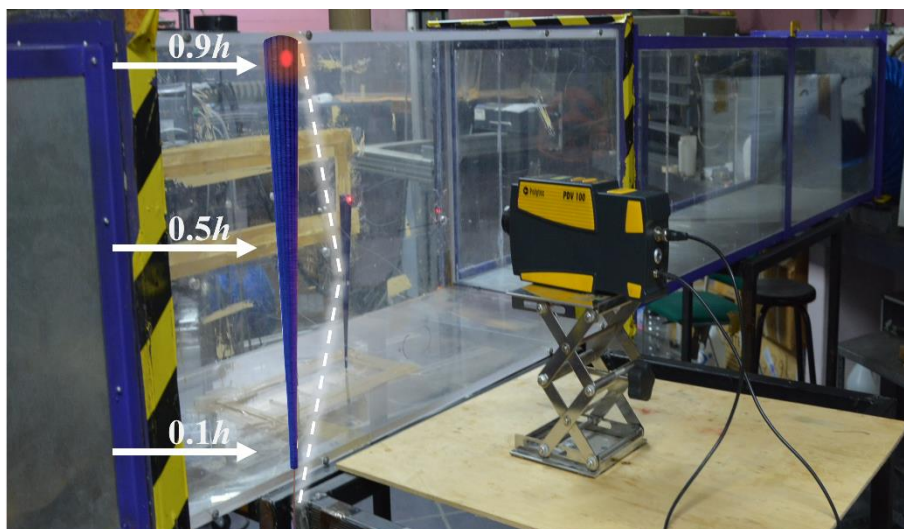


Figura 10. Localización de los puntos de medición de vibraciones en el aerogenerador producidas por el desprendimiento de vórtices.

Análisis de Señales

Las señales de vibración capturadas se analizaron utilizando la unidad analizadora dinámica de señales Phazer , lo que permitió identificar tanto las frecuencias como las amplitudes del movimiento oscilatorio. Adicionalmente la señal se procesó con hoja de cálculo, para esto se empleó la Transformada Rápida de Fourier (FFT) previamente descrita.

La FFT proporciona valores de frecuencia y amplitud para cada componente de frecuencia. Como el instrumento de medición registra la señal en términos de velocidad, la amplitud de oscilación inicialmente se obtiene en esta variable. Para convertir estos valores en desplazamiento, se asume que el movimiento corresponde a un movimiento armónico simple (MAS). En este movimiento la fuerza que actúa sobre el objeto es proporcional a su desplazamiento desde

la posición de equilibrio y siempre está dirigida hacia esa posición. Las ecuaciones que describen el movimiento armónico simple son las siguientes:

Ecuación de posición

$$A \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (13)$$

Ecuación de velocidad

$$v(t) = -A\omega \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (14)$$

Donde:

$x(t)$: posición del cuerpo en función del tiempo.

$v(t)$: velocidad del cuerpo en función del tiempo.

A : amplitud del movimiento (máximo desplazamiento desde el punto de equilibrio)

ω : es la frecuencia angular,

t : es el tiempo, y

φ : es la fase inicial (desplazamiento inicial en el tiempo $t=0$).

A partir de estas ecuaciones del MAS y considerando que la FFT proporciona datos de amplitud y frecuencia de ondas simples, se pueden calcular los valores de amplitud en términos de posición. Dado que las máximas amplitudes se presentan cuando las funciones trigonométricas alcanzan su valor máximo (es decir, cuando $\cos(\omega t + \varphi)$ o $\sin(\omega t + \varphi)$ es igual a 1), podemos derivar las siguientes relaciones:

Para el desplazamiento máximo:

$$x(t) = A \cdot \overset{1}{\cos(\omega t + \varphi)} = A \quad (15)$$

Para la velocidad máxima:

$$v(t) = -A\omega \cdot \overset{1}{\cancel{\sin(\omega t + \varphi)}} = -A\omega \quad (16)$$

Finalmente, la amplitud de la posición A se puede calcular a partir de la máxima amplitud de la velocidad v_{max} mediante la relación:

$$A = \frac{v_{max}}{\omega} = x \quad (17)$$

De esta manera, conociendo la amplitud máxima de velocidad proporcionada por la FFT y la frecuencia angular ω , es posible calcular la amplitud máxima de desplazamiento. Esta conversión es fundamental para interpretar correctamente las mediciones de vibración y entender el comportamiento dinámico de la estructura.

3.4.2 Respuesta al viento de conjuntos de 2 generadores por vorticidad

Conocer la respuesta aerodinámica de conjuntos de generadores por vorticidad es fundamental para optimizar su rendimiento y eficiencia, ya que este análisis permite comprender mejor la interacción fluido-estructura en presencia de múltiples dispositivos. Esta información resulta crucial no solo para aprovechar al máximo el fenómeno de resonancia inducida por vórtices, sino también para evaluar los efectos del desprendimiento de vórtices de Von Kármán, los cuales pueden influir significativamente en el comportamiento de los generadores vecinos. Al estudiar la disposición de conjuntos de generadores, se pueden identificar patrones en las oscilaciones estructurales, ya que la estela de vórtices puede impactar directamente la amplitud de las vibraciones.

A continuación, se detalla la metodología empleada para llevar a cabo pruebas experimentales en conjuntos de dos generadores por vorticidad. Estas

pruebas se realizaron bajo tres configuraciones de separación entre los generadores, con el fin de evaluar cómo las distintas distancias entre ellos afectan su comportamiento dinámico bajo las condiciones de viento previamente descritas.

Medición de Oscilaciones

Los prototipos de generadores se colocaron en serie, uno detrás del otro, con una alineación de viento a 0° y se evaluaron bajo tres diferentes relaciones de separación (distancia entre los centros de los generadores) de 0.25, 0.50 y 0.75 veces la altura total del generador (h), como se ilustra en Figura 11. Estas pruebas experimentales replicaron las mismas condiciones de velocidad de viento utilizadas en el análisis del generador aislado, lo que permite una comparación directa entre ambos escenarios.

Para medir la oscilación de los generadores en respuesta al viento, se utilizó el vibrómetro PDV-100 previamente descrito. Este instrumento tiene la capacidad de registrar la velocidad de las oscilaciones con una precisión del 1% en tres rangos de medición: 0-20 mm/s, 0-100 mm/s, y 0-500 mm/s, lo que permite ajustarse a las condiciones del túnel de viento. Las mediciones se realizaron a una altura de $0.5h$, es decir, a la mitad de la altura total del generador, como se muestra también en la Figura 11. Este punto de medición es crítico, ya que permite capturar el comportamiento vibratorio más representativo del sistema.

El vibrómetro láser se posicionó a una distancia de 372 mm respecto al punto de medición en el prototipo (que contaba con una superficie reflectante). Las mediciones de velocidad de oscilación se registraron en series de 2048 datos por prueba, con tres pasos temporales de 3.125 ms, 6.25 ms, y 12.5 ms, lo que proporciona una alta resolución temporal para el análisis.

Se realizaron un total de 3 pruebas para cada combinación de paso temporal y velocidad de viento, con 10 velocidades distintas y 3 relaciones de separación entre los generadores, lo que resultó en un total de 360 pruebas de laboratorio. Estas pruebas permitieron una evaluación exhaustiva del comportamiento aerodinámico y la respuesta estructural de los conjuntos de generadores bajo diversas condiciones de flujo, proporcionando datos clave sobre la interacción fluido-estructura y el aprovechamiento de la resonancia inducida por vórtices, así como el fenómeno de estela de vórtices de von Kármán.

Este análisis experimental es crucial para entender cómo varía la eficiencia de los generadores en función de su proximidad entre sí, lo que tiene implicaciones directas en el diseño de instalaciones con múltiples generadores, optimizando tanto la disposición como el rendimiento global del sistema.

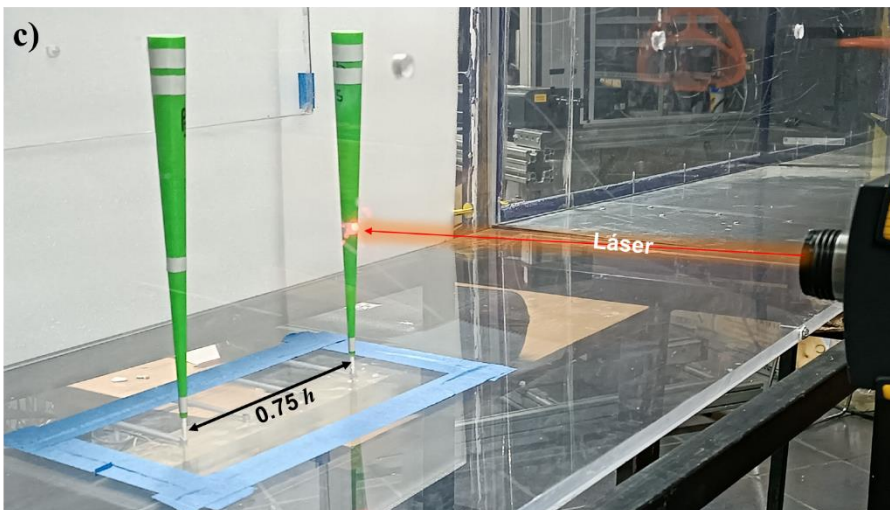
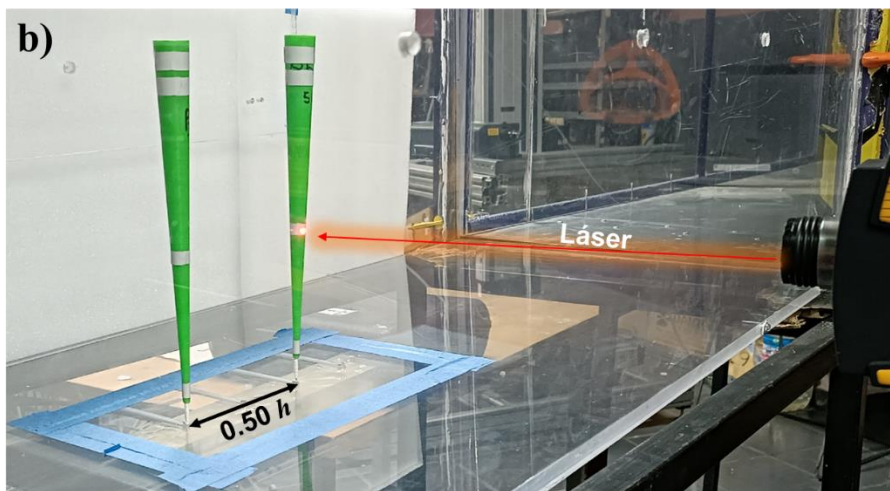
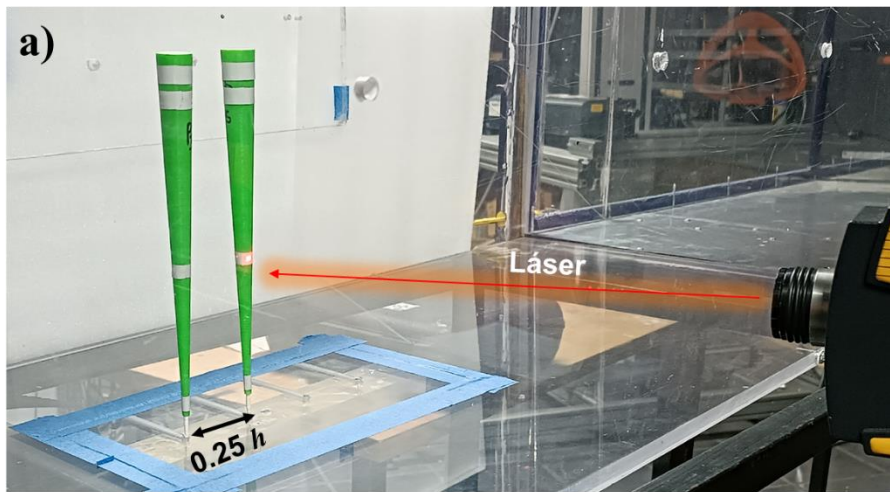


Figura 11. Montaje experimental conjuntos de generadores por vorticidad a) separación $0.25h$ b) separación $0.50h$ y c) separación $0.75h$

CAPÍTULO. 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a lo largo de la investigación, tanto en los experimentos como en los análisis numéricos realizados. Los resultados están organizados en distintas secciones para facilitar la comprensión de estos. En primer lugar, se exponen los resultados del análisis modal. Posteriormente, se detallan los resultados obtenidos relacionados con la respuesta aerodinámica de un aerogenerador y finalmente la respuesta aerodinámica de conjuntos de generadores por vorticidad.

4.1 Análisis modal

Los resultados del análisis modal se presentan en la Tabla 4, los cuales, como se mencionó anteriormente, permiten determinar la velocidad del flujo que genera el fenómeno de resonancia en la estructura. En la Figura 12 se muestran los desplazamientos correspondientes al primer modo, donde se observa que el máximo valor se localiza en la parte superior del aerogenerador y disminuye progresivamente hacia la base. A continuación, se detallan los resultados obtenidos:

Análisis Numérico: Las frecuencias del primer obtenidas mediante análisis numérico son de 2.85 Hz para la Probeta 1 y 2.804 Hz para la Probeta 2. Estos valores se consideran precisos debido a la modelación detallada y la simulación utilizando el método de elementos finitos (FEM).

Mediciones Experimentales: Vibrómetro y Sensor Óptico de Presencia: Ambos dispositivos reportaron frecuencias naturales muy similares, con 2.65 Hz para la Probeta 1 y 2.81 Hz para la Probeta 2, lo que sugiere una alta correlación y confiabilidad entre estos métodos de medición.

Los resultados obtenidos muestran concordancia entre las metodologías numéricas y experimentales, con diferencias menores al 6%. Tanto el análisis numérico como las mediciones experimentales coinciden en que las

frecuencias naturales se encuentran en un rango entre 2.65 Hz y 2.85 Hz, lo que brinda confianza en la precisión y fiabilidad de los datos.

Estos resultados son fundamentales para el diseño y optimización de aerogeneradores, ya que permiten ajustar las condiciones de operación con el fin de aprovechar el fenómeno de resonancia y garantizar un funcionamiento seguro y eficiente.

Modos de Vibración

Tanto el análisis numérico como las mediciones experimentales revelaron que los valores de frecuencia de las primeras dos formas modales son idénticos.

La diferencia entre ambos modos radica en la dirección del movimiento:

Primer modo: Desplazamiento en el plano horizontal (ver Figura 12).

Segundo modo: Movimiento perpendicular al primer plano.

Tabla 4. Primera frecuencia natural de generador por vorticidad

	Vibrómetro	Análisis numérico	Diferencia %
Probeta 1 (Hz)	2.65	2.8	5.6
Probeta 2 (Hz)	2.81	2.8	0.3

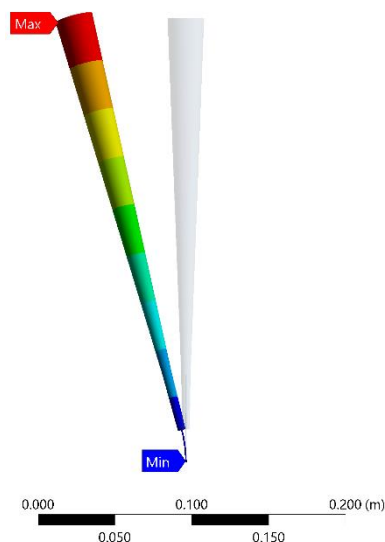


Figura 12. Desplazamientos debidos al primer modo del aerogenerador VIV.

4.2 Respuesta al viento de un generador por vorticidad

4.2.1 Oscilaciones de vibración un generador por vorticidad en 3 alturas de la estructura, análisis de la FFT

Como se mencionó en el apartado 3.3 se midieron las amplitudes de velocidad en 3 alturas del prototipo 0.1, 0.5 y 0.9h en un intervalo de Re_{WT} de 19,397 a 227,339, con el objetivo de ver las variaciones en las oscilaciones debidas al cambo de sección.

En las Figuras 13-15 se muestran las oscilaciones para las condiciones de frontera límite, inferior y superior Re_{WT} 19,397 a 227,339 para el paso temporal 0.003125 s en las tres posiciones medidas. En estas figuras se observa que la amplitud de la oscilación depende del valor Re_{WT} y de la posición medida, además se identifican 2 tipos de oscilación, una principal de máxima amplitud y una secundaria de pequeña escala. Como se observa en las figuras la zona 0.1h es más susceptible que 0.9h a la oscilación secundaria ya que la zona 0.1h tiene mayor restricción de movimiento lo que limita a la oscilación principal. Por otra parte, se observa que a medida que Re_{WT} incrementa, la oscilación secundaria es más notoria lo que se puede atribuir a turbulencia en el flujo,

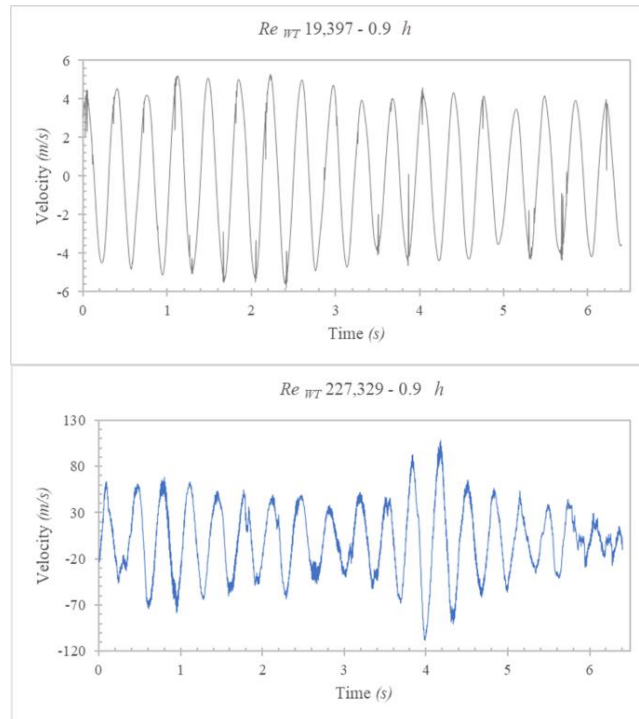


Figura 13. Amplitudes de oscilación $0.9h$.

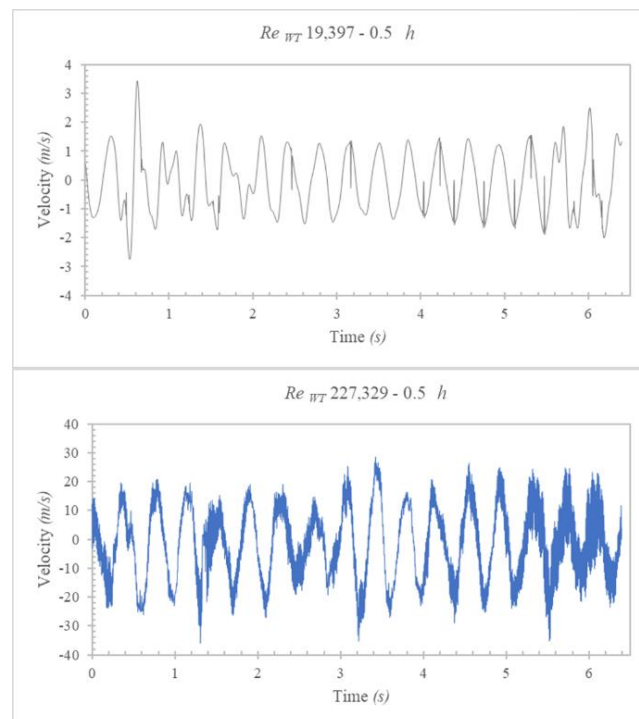


Figura 14. Amplitudes de oscilación $0.5h$.

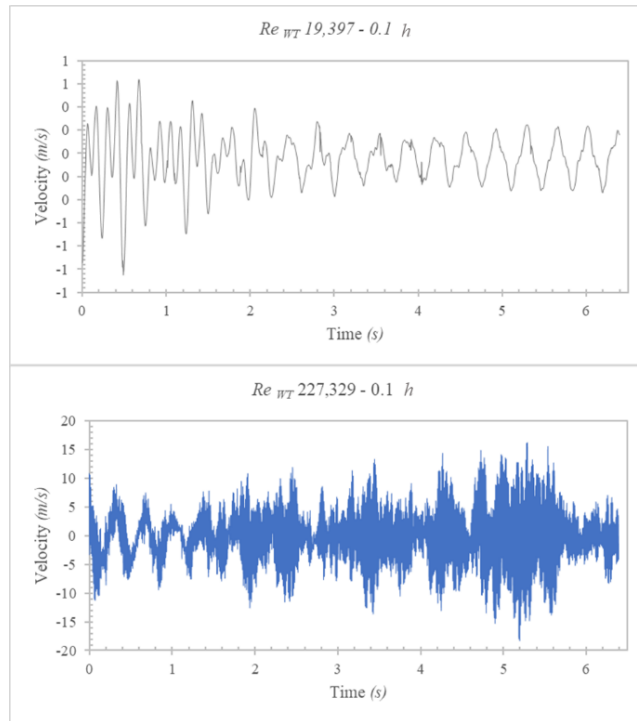


Figura 15. Amplitudes de oscilación 0.1h

Los resultados de la transformada rápida de Fourier de las oscilaciones en las 3 posiciones medidas se muestran en las Figuras 16-18 donde se observa que la amplitud de la oscilación principal varía con el número de Re_{WT} y con la posición, pero el valor de su frecuencia permanece constante en 2.8 para todos los casos estudiados. Esta frecuencia es la dominante para la mayoría de los casos, sin embargo, en 0.1h a partir de $Re_{WT}=110136$ se observa que la frecuencia de la oscilación secundaria comienza a ser evidente hasta que finalmente logra dominar a la frecuencia principal. En este sentido, se observa que existen patrones de movimiento que dependen del número de Reynolds, la posición con respecto a la altura (h) y el diámetro, dichos patrones se deben a la interacción fluido-estructura que existe entre el aerogenerador y el aire. Es decir, el viento genera un efecto en la estructura y viceversa, por lo que se encuentra una analogía con lo reportado por Techet et al. [19] donde se muestran patrones de flujo en función de los mismos parámetros anteriormente mencionados.

En la Figura 19 se muestra la FFT para la condición límite superior medida en la posición $0.1h$ donde se aprecian las 2 frecuencias de oscilación, 2.8 y 101.3 Hz, sólo bajo esta configuración de condiciones la amplitud de la frecuencia secundaria es mayor a la de la frecuencia principal.

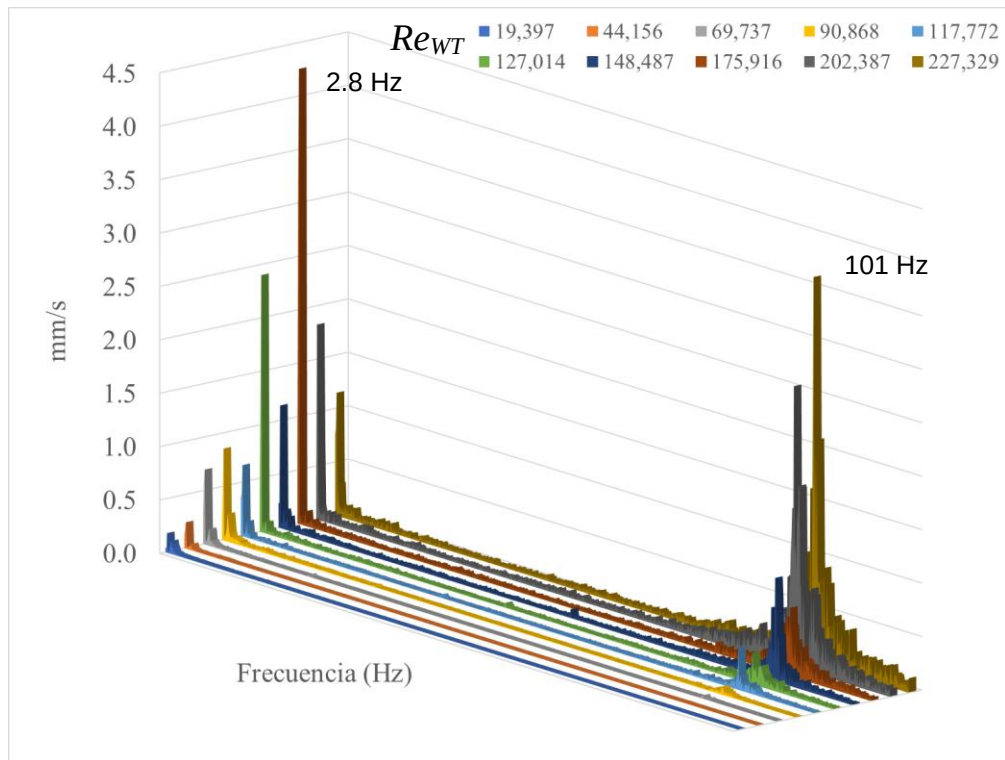


Figura 16. FFT velocidad posición 0.1h

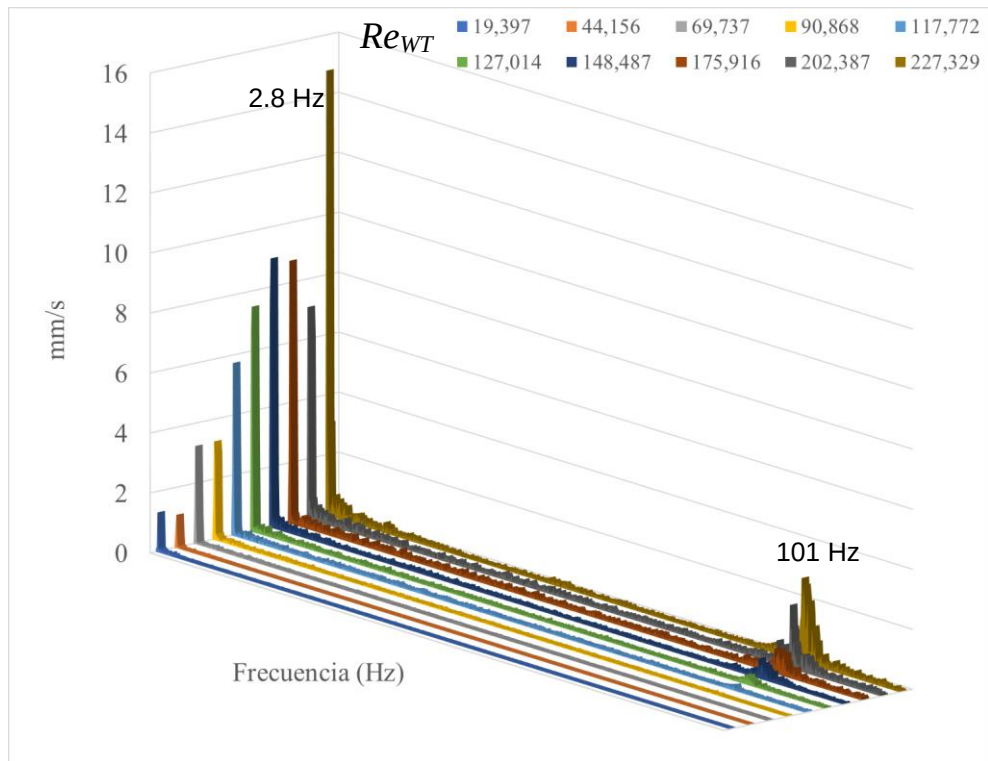


Figura 17. FFT velocidad posición 0.5h

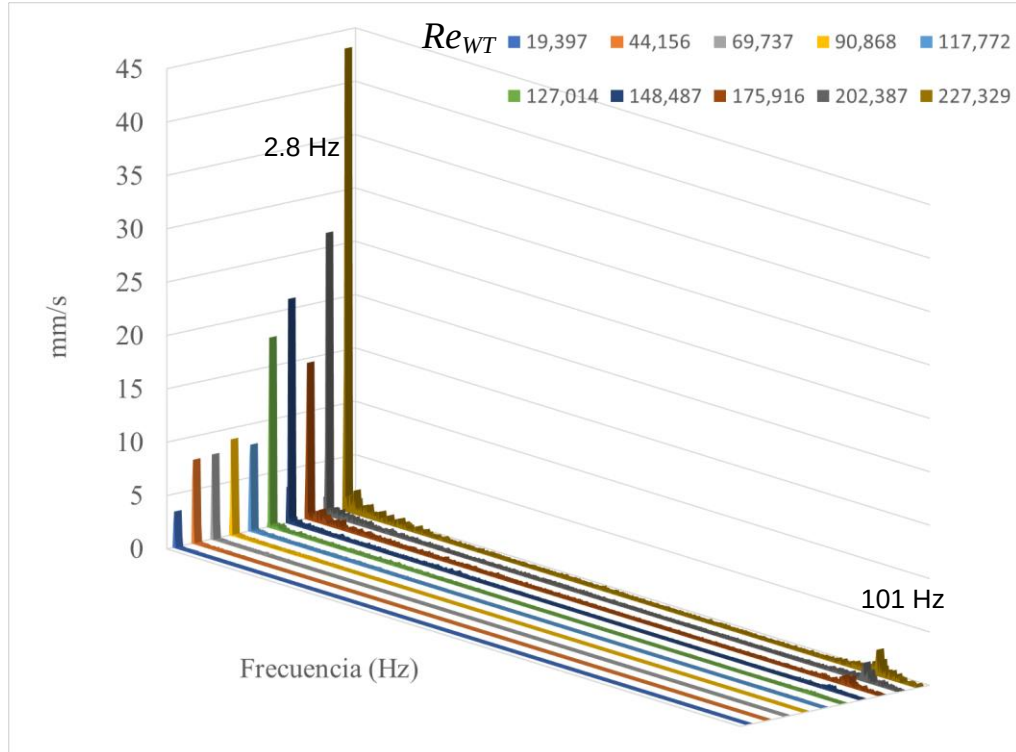


Figura 18. FFT velocidad posición 0.9h

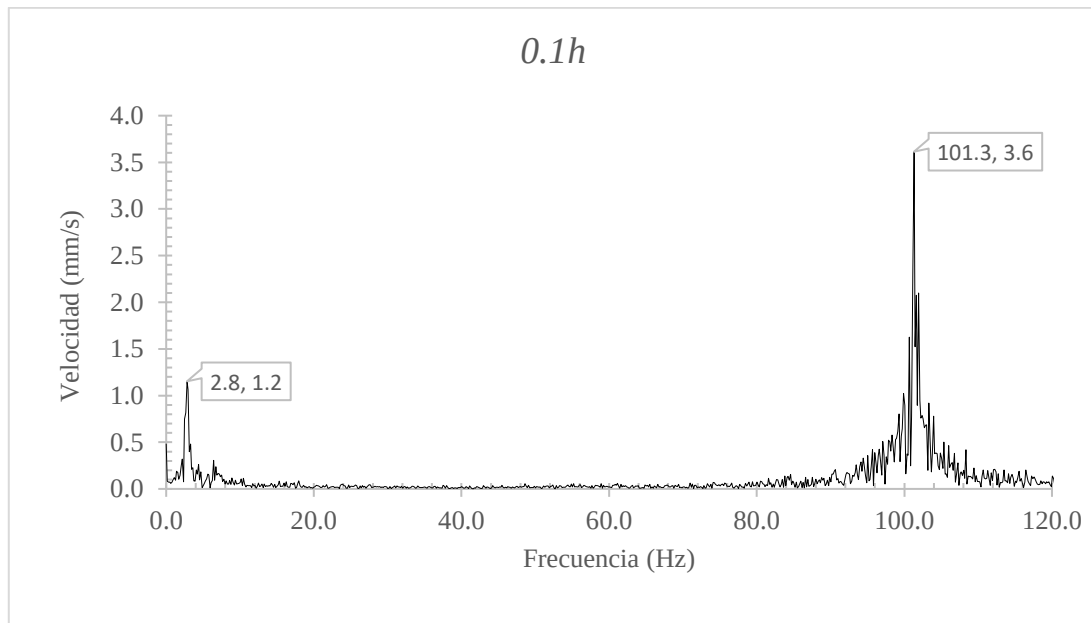


Figura 19. FFT velocidad $Re_{WT}=227,329$ posición 0.1h

4.2.2 Comparación de desplazamientos de oscilación en 3 alturas de la estructura

A continuación, se presenta el análisis de la relación entre el número de Reynolds (Re) y promedio de desplazamiento para las tres posiciones estudiadas de la estructura. En la Figura 20, se observa el comportamiento del desplazamiento en función del número de Reynolds (Re_{WT}) para las tres posiciones analizadas: 0.1, 0.5 y 0.9h. A medida que Re_{WT} aumenta, el desplazamiento máximo muestra una tendencia ascendente, destacando que:

1. **Posición 0.9h (línea negra):** presenta la mayor amplitud de oscilación en todos los valores de Re_{WT} , mostrando un crecimiento continuo sin una tendencia clara de estabilización hasta el valor máximo de Re_{WT} registrado (alrededor de 250,000). Esto indica una mayor sensibilidad de la amplitud a los cambios en el flujo en esta posición, posiblemente

debido a factores como la estructura, geometría y rigidez de la configuración lo que ocasiona mayor respuesta a la vorticidad inducida.

2. **Posición 0.5h (línea gris):** muestra un incremento gradual en el desplazamiento hasta alrededor de $Re_{WT} = 150,000$, después del cual la variación es más leve. Esto sugiere una menor dependencia de la amplitud respecto a Re_{WT} en comparación con la posición 0.9h.
3. **Posición 0.1h (línea azul):** exhibe un comportamiento similar al de la posición 0.5h, con una tendencia ascendente más moderada y una estabilización a partir de $Re_{WT} = 120,000$ aproximadamente. Esta posición es la que presenta menor amplitud de oscilación, lo que indica una mayor rigidez en esta área.

Estos resultados muestran una marcada dependencia del desplazamiento con respecto a Re_{WT} sin una tendencia clara de estabilización en la posición 0.9h, mientras que las otras posiciones tienen un comportamiento más estable a partir de cierto valor de Re_{WT} .

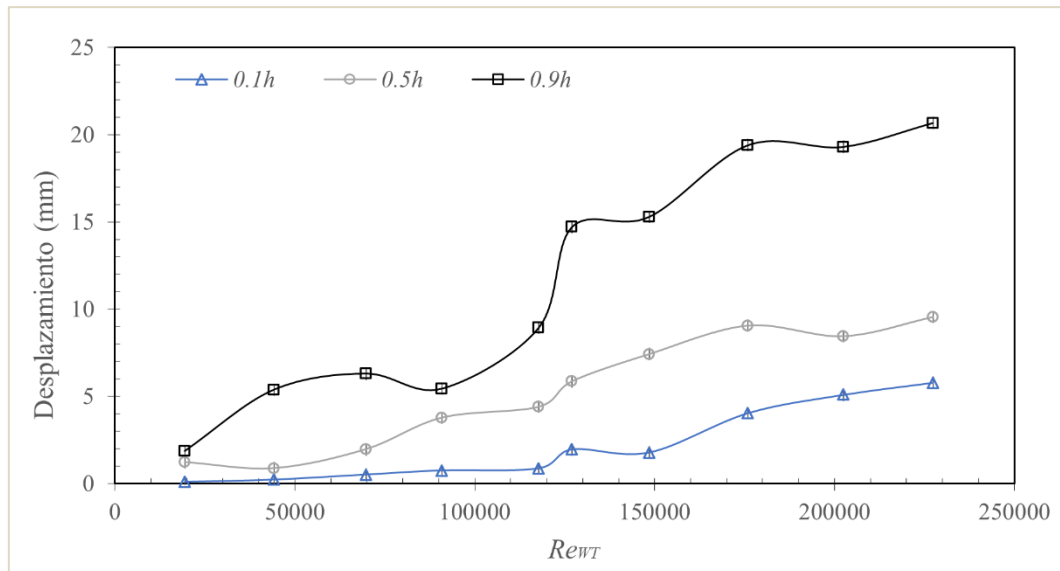


Figura 20. Re_{WT} vs. Máximo desplazamiento

4.2.3 Comparación de resultados con resultados de la literatura

Para validar los resultados de amplitudes de desplazamiento obtenidos se realizó una comparación con los resultados obtenidos por; [80–84]. La comparación se realizó con los resultados de desplazamiento previamente mostrados. Para realizar la comparación las amplitudes de desplazamiento de la Figura 20 se normalizaron según la ecuación:

$$Ay^* = \frac{\text{amplitud}}{d_{local}} \quad (18)$$

Donde:

Ay^* : Es la amplitud normalizada en dirección perpendicular al flujo, y
 d_{local} : es el diámetro según la posición con respecto a h .

La velocidad reducida (u_r^*) se calcula a partir de la ecuación:

$$u_r^* = \frac{2\pi V}{\sqrt{k/(\frac{I}{l^2})} d_{local}} \quad (19)$$

Donde:

V : Es la velocidad del flujo,

k : es la rigidez del sistema,

I : es el momento de inercia de la sección cónica, y

l : es la distancia al centro de masa.

En la Figura 21 se observa que los resultados obtenidos en este trabajo se encuentran dentro del rango de valores reportados por estudios previos, lo cual respalda la validez de los datos experimentales. La comparación con valores normalizados de velocidad de flujo y amplitudes de oscilación permite confirmar que los resultados son consistentes con los de la literatura, proporcionando confianza en la metodología empleada y en la precisión de los resultados obtenidos.

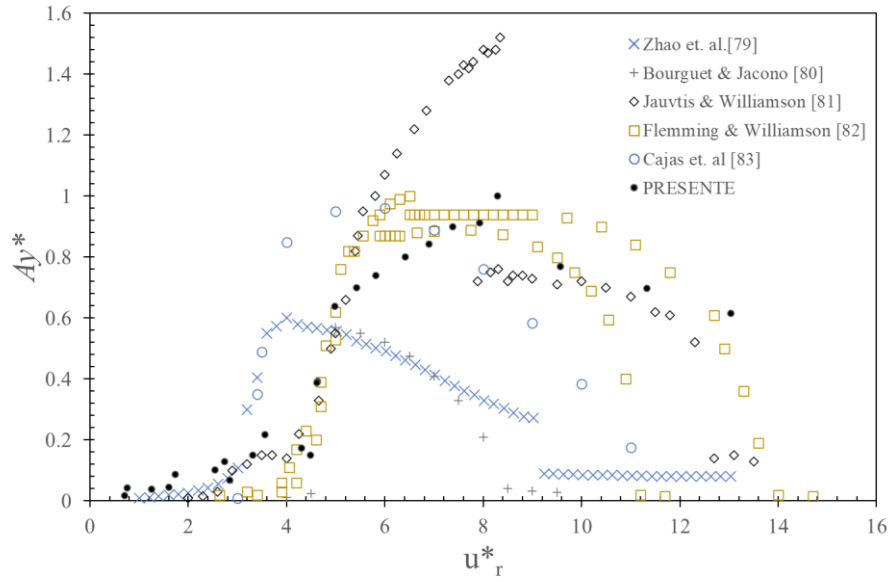


Figura 21. Comparación de amplitudes normalizadas vs. Velocidad reducida

4.2.4 Fuerza de desplazamiento

A continuación, se presentan los resultados de las fuerzas responsables de las amplitudes de oscilación en la posición $0.1h$, calculadas en función de las propiedades de la varilla de fibra de carbono, que se detallan en la Tabla 1, y utilizando la ecuación:

$$P = \frac{3\Delta EI}{R^2} \quad (20)$$

Donde:

Δ : Es el máximo desplazamiento de la varilla,

E : es el módulo de elasticidad de la varilla,

I : es el momento de inercia de la varilla, y

R : es la longitud de la varilla.

En la Tabla 5 se presentan las fuerzas de oscilación en la posición $0.1h$ para diferentes frecuencias de operación. Estos resultados permiten analizar la relación entre la frecuencia de operación y las fuerzas generadas en la varilla, observando que, a medida que aumenta la frecuencia de operación, la fuerza inducida en la varilla también tiende a incrementarse. Sin embargo, se observa una ligera estabilización en las fuerzas alrededor de los 35 Hz, con un incremento más significativo a partir de 40 Hz. Este análisis es clave para evaluar la respuesta dinámica de la varilla bajo condiciones de oscilación inducida.

Tabla 5. Fuerzas de amplitud de oscilación en $0.1h$.

Frecuencia de operación (Hz)	P (N)
5	0.001
10	0.001
15	0.003
20	0.005
25	0.006
30	0.013
35	0.012
40	0.026
45	0.033
50	0.038

4.3 Respuesta al viento de conjuntos de generadores por vorticidad

En estudios de aerogeneradores, es crucial analizar la influencia de la separación entre ellos para comprender las dinámicas de oscilación y optimizar el diseño en configuraciones múltiples. Como se explicó en la sección 3.4.2, se analizaron tres relaciones de separación entre dos aerogeneradores, evaluando en cada caso tres pasos temporales diferentes. Esto permitió obtener una visión general del comportamiento oscilatorio de cada aerogenerador bajo diversas condiciones de proximidad.

Los resultados presentados en esta sección corresponden a mediciones realizadas a una altura de $0.5h$, seleccionada específicamente por su comportamiento estable en un rango amplio de números de Re_{WT} como se detalló en la sección 4.2.2. Esta estabilidad en $0.5h$ facilita un análisis más confiable y representativo del efecto de la separación en las oscilaciones, permitiendo identificar patrones y tendencias relevantes para el diseño y disposición de aerogeneradores en configuraciones cercanas.

A continuación, se presentan los resultados organizados de la siguiente manera: primero se exponen los datos obtenidos para el generador ubicado aguas abajo en cada configuración de separación. Posteriormente, se realiza una comparación integral de todas las configuraciones evaluadas con la condición de un generador aislado.

4.3.1 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.25h$

En las Figuras 22-24 se presentan las ondas de oscilación para los 3 pasos temporales medidos en la posición de $0.5h$ sobre el generador colocado aguas abajo, dentro de un intervalo de número de Reynolds Re_{WT} que abarca desde 19,397 hasta 227,329. En estas imágenes se observa que la amplitud de

oscilación depende del número de Reynolds y muestra un comportamiento ascendente en general. Sin embargo, para $Re_{WT} < 69,737$, la amplitud experimenta variaciones mínimas, indicando una zona de relativa estabilidad en la respuesta oscilatoria. Sin embargo, al alcanzar valores intermedios como 69,737 y 90,868, la señal comienza a presentar oscilaciones más notorias, indicando un incremento en la inestabilidad del flujo. A partir de $Re_{WT} > 117,772$, las oscilaciones alcanzan amplitudes considerablemente mayores y el patrón se vuelve más caótico, lo cual es particularmente evidente en los gráficos de 148,487 y valores superiores. Este comportamiento es consistente con un régimen de flujo turbulento que se intensifica a medida que el número de Reynolds aumenta, afectando directamente la respuesta del sistema. Además, a medida que se incrementa el paso temporal, las variaciones de amplitud se hacen más evidentes, mostrando una mayor dependencia temporal del fenómeno.

Por otra parte, en la Figura 25 se muestran los espectros de frecuencia para el paso temporal=0.003125 s, revelando que la frecuencia de oscilación se mantiene constante en todas las condiciones de número de Re_{WT} , alcanzando un valor uniforme de 2.81 Hz. Este comportamiento indica que, independientemente de los cambios en el régimen de flujo, la estructura exhibe una frecuencia de oscilación dominante y estable, reflejo de una respuesta dinámica consistente. Además, los espectros de frecuencia para los otros dos pasos temporales analizados muestran el mismo patrón, corroborando que esta frecuencia de 2.81 Hz es una característica de la respuesta del sistema.

Finalmente, en la Figura 26 se muestran los desplazamientos (derivados de los espectros de frecuencia previamente descritos obtenidos a partir de la metodología planteada en la sección 3.4.1) en función de Re_{WT} . En esta figura se destacan las siguientes tendencias:

1. **Desplazamiento creciente con Re_{WT} :** A medida que el número de Reynolds aumenta, el desplazamiento también incrementa, alcanzando un máximo alrededor de 180,000. Esto indica una relación positiva entre el aumento de Re_{WT} y la magnitud del desplazamiento en la estructura.
2. **Reducción después del máximo:** Tras alcanzar el valor máximo de desplazamiento, este disminuye ligeramente conforme Re_{WT} continúa en aumento. Esto sugiere que, a partir de cierto punto, el flujo turbulento podría estar estabilizando la amplitud de las oscilaciones o incluso reduciéndola.

Los desplazamientos en la punta del generador, posición $1h$, se calcularon a partir del ángulo de deflexión ocasionado por el desplazamiento en la posición $0.5h$, el cual se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\theta = \text{sen}^{-1} \frac{d_h}{H} \quad (21)$$

Donde:

θ : es el ángulo de deflexión,

d_h : es el desplazamiento de la estructura, y

H : es la posición donde se mide el desplazamiento.

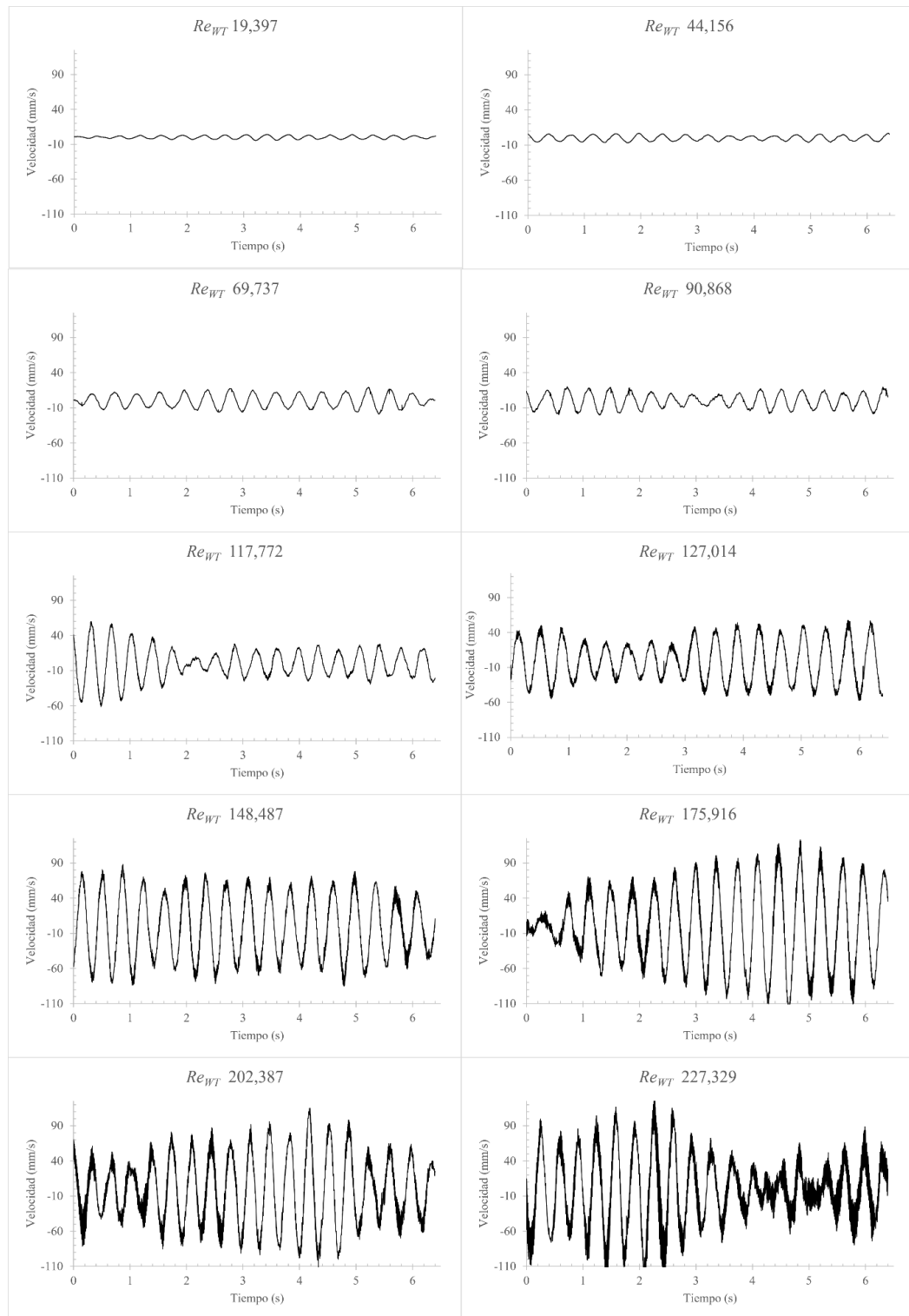


Figura 22. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.003125 s.

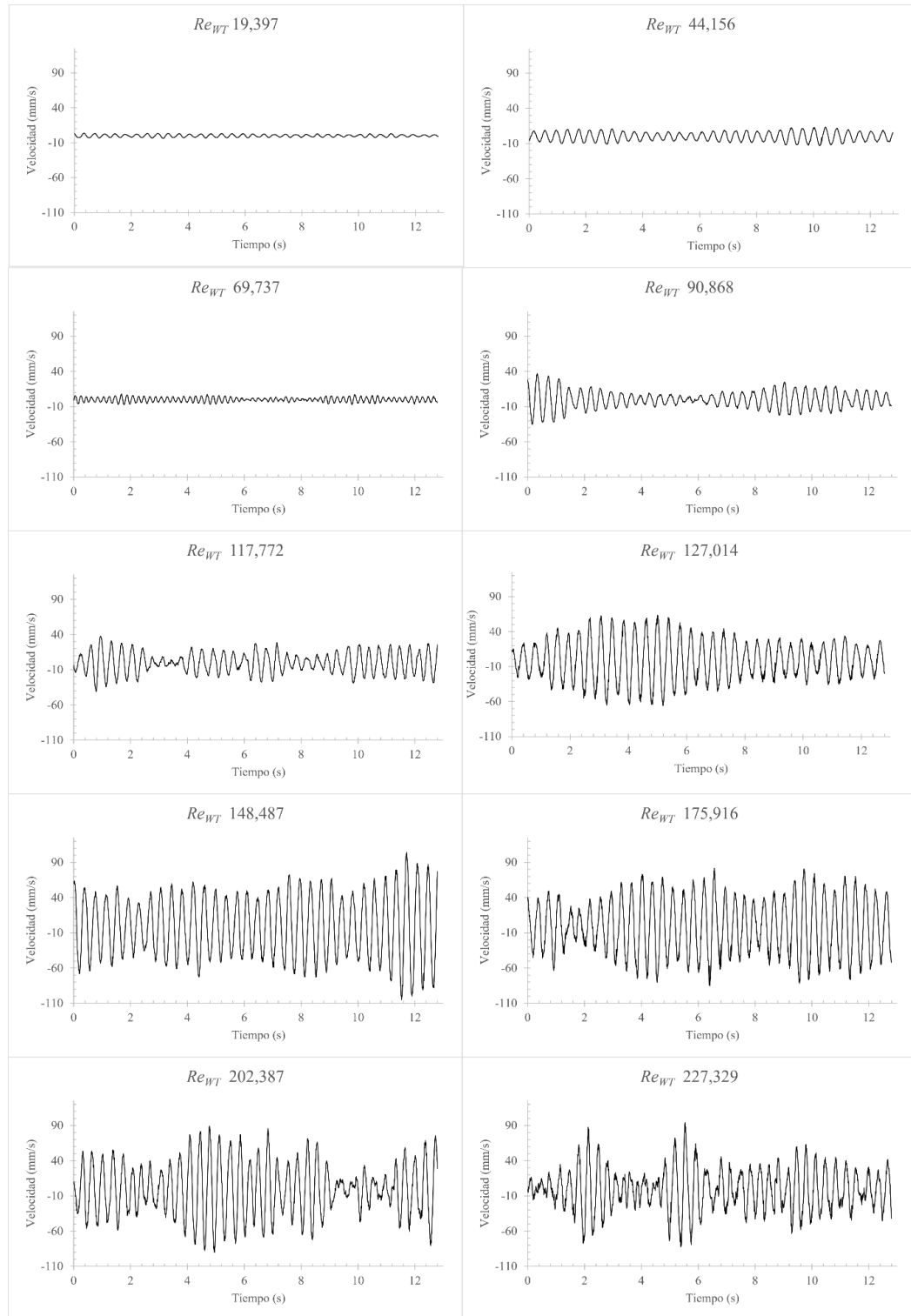


Figura 23. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.00625 s.

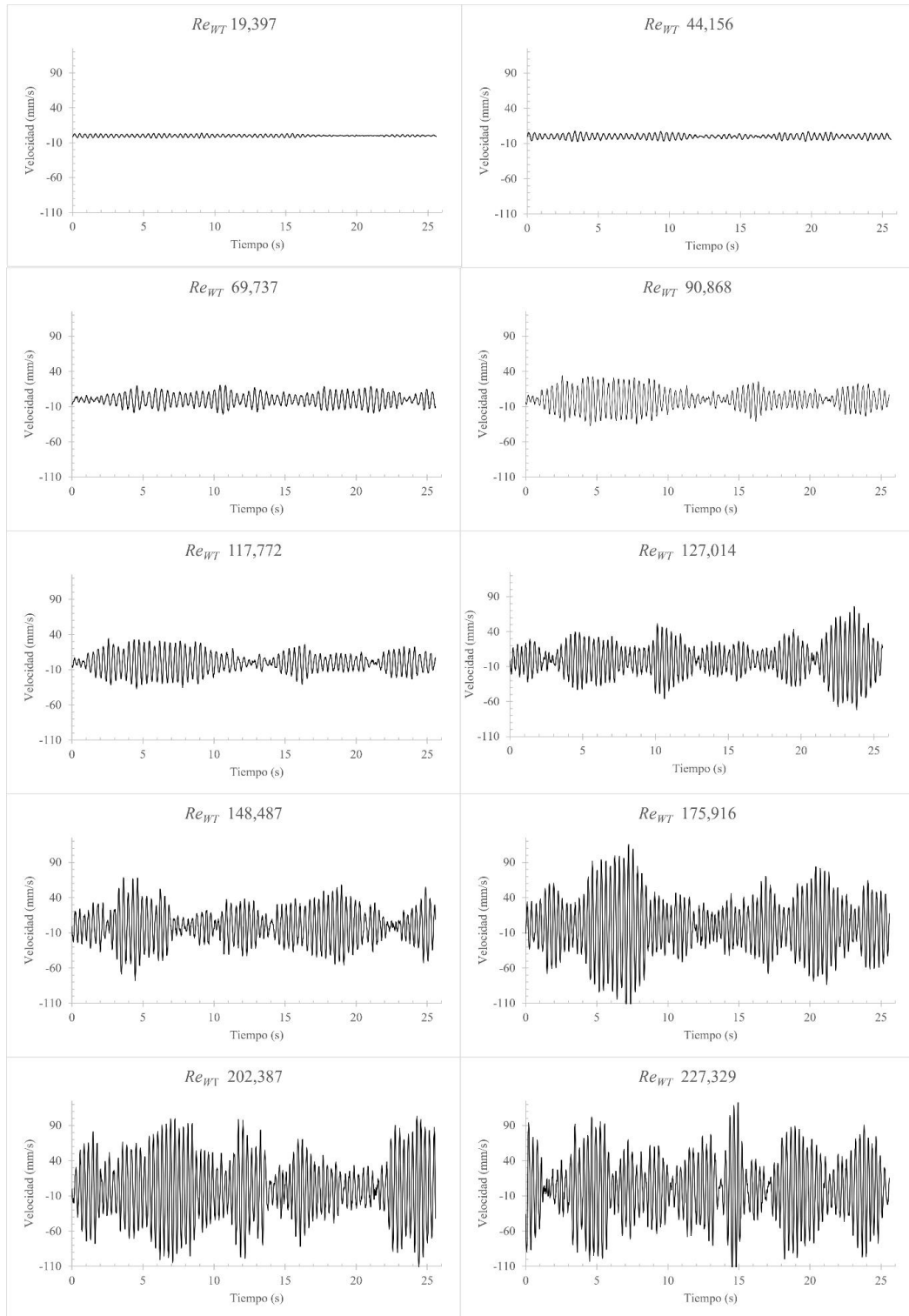


Figura 24. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.25h, paso temporal= 0.0125 s.

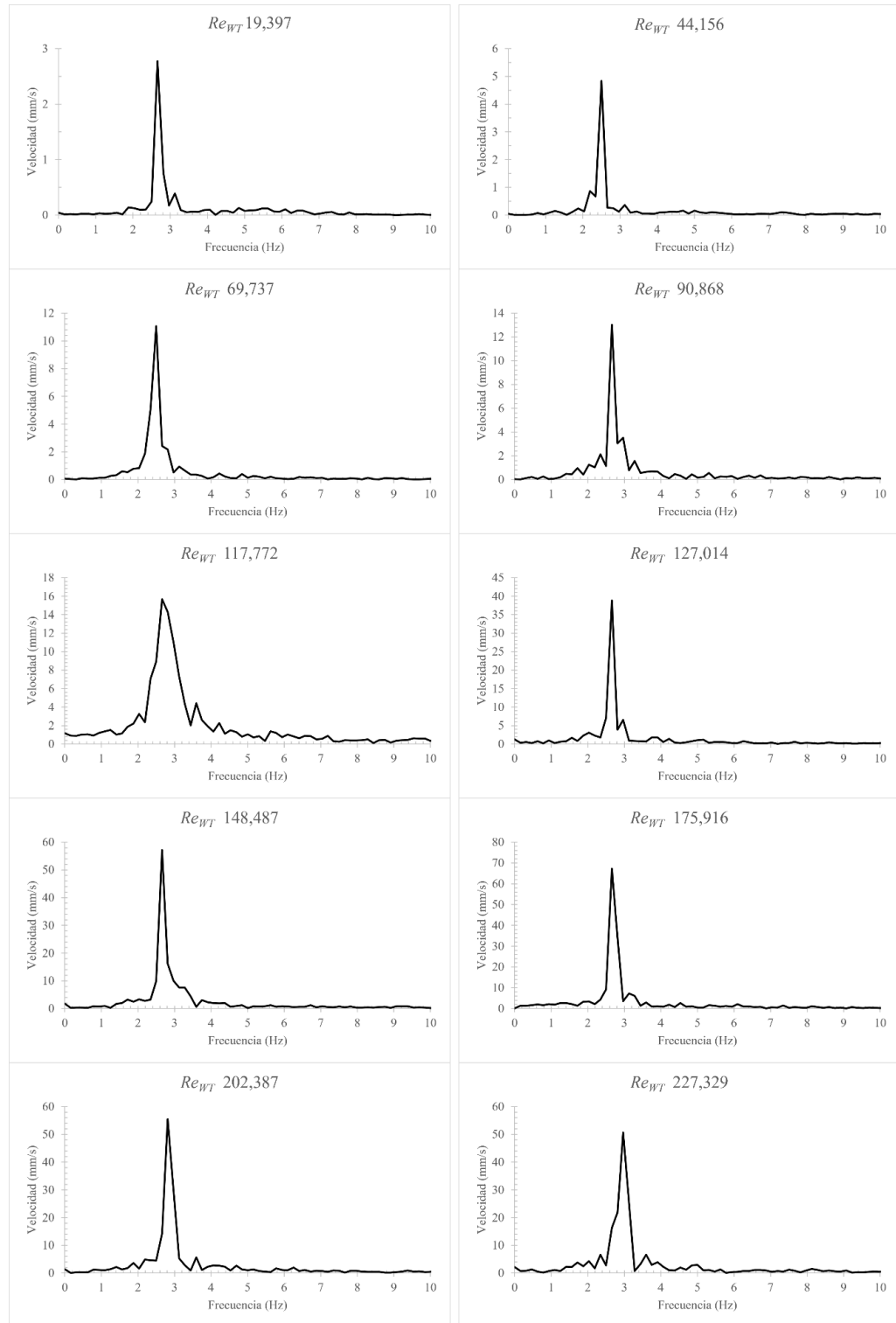


Figura 25. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.25h, paso temporal= 0.003125 s.

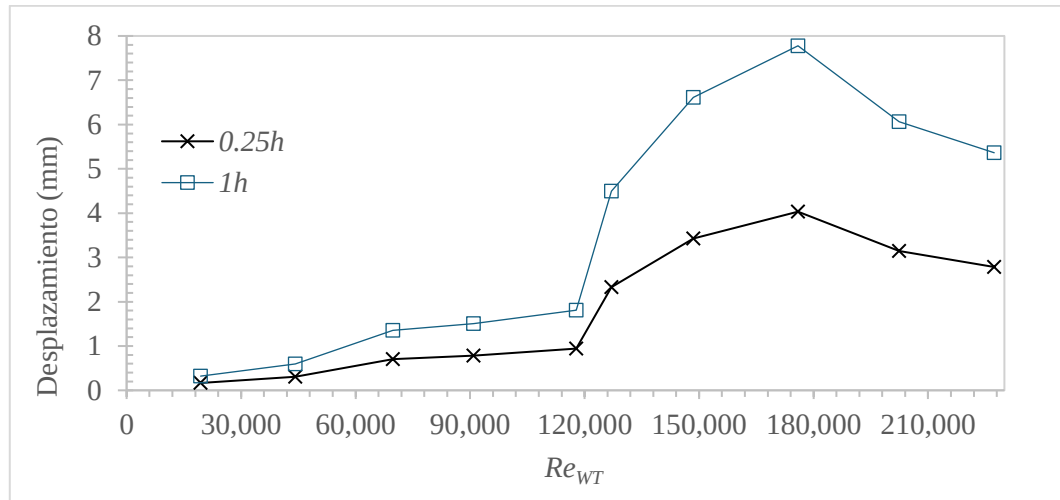


Figura 26. Re_{WT} desplazamiento, separación $0.25h$, paso temporal= 0.003125 s.

4.3.2 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.50h$

En las Figuras 27-29 se presentan las ondas de oscilación para los 3 pasos temporales medidos en la posición de $0.5h$ sobre el generador colocado aguas abajo, dentro de un intervalo de número de Reynolds Re_{WT} que abarca desde 19,397 hasta 227,329. En estas imágenes se observa que la amplitud de oscilación depende del número de Reynolds y muestra un comportamiento ascendente en general. A continuación, se describen las tendencias observadas en estas imágenes:

$19,397 < Re_{WT} \leq 44,156$: Las oscilaciones de velocidad son de baja amplitud y presentan un patrón estable y repetitivo, indicando un flujo relativamente uniforme y estable.

$69,737 < Re_{WT} \leq 117,772$: A medida que aumenta Re_{WT} las oscilaciones se vuelven más pronunciadas y frecuentes, lo que sugiere un incremento en la inestabilidad del flujo. Se observa un aumento en la amplitud y en la frecuencia de las oscilaciones, señalando una transición hacia un comportamiento menos estable.

127,014 $Re_{WT} \leq 175,916$: Las oscilaciones alcanzan amplitudes aún mayores y el patrón se vuelve notablemente más caótico. Esto indica que el flujo está entrando en un régimen altamente inestable o turbulento, con variaciones de velocidad más intensas y menos predecibles.

202,387 $<Re_{WT} \leq 227,329$: Aunque se mantienen las oscilaciones de alta amplitud, parece haber cierta estabilización en el caos del flujo, con oscilaciones que permanecen caóticas, pero sin incrementos significativos en la amplitud en comparación con los valores anteriores.

Por otra parte, en la Figura 30 se muestran los espectros de frecuencia para el paso temporal $\Delta t = 0.003125$ s, donde se observa que la frecuencia de oscilación $f_{Re_{WT}}$ tiene un valor bien definido igual a 2.81 Hz para los primeros 7 valores de Re_{WT} . Para el resto de los valores de Re_{WT} se observan más de un valor de frecuencia, lo que sugiere que hay mayor perturbación para altos valores de Re_{WT} .

Finalmente, en la Figura 31 se muestran los desplazamientos en función de Re_{WT} . En esta figura se destacan las siguientes tendencias; el desplazamiento aumenta gradualmente Re_{WT} alcanzando su máximo desplazamiento en $Re_{WT} = 148.447$ posterior a este valor el desplazamiento cae de forma notable y luego se estabiliza, con un leve incremento.

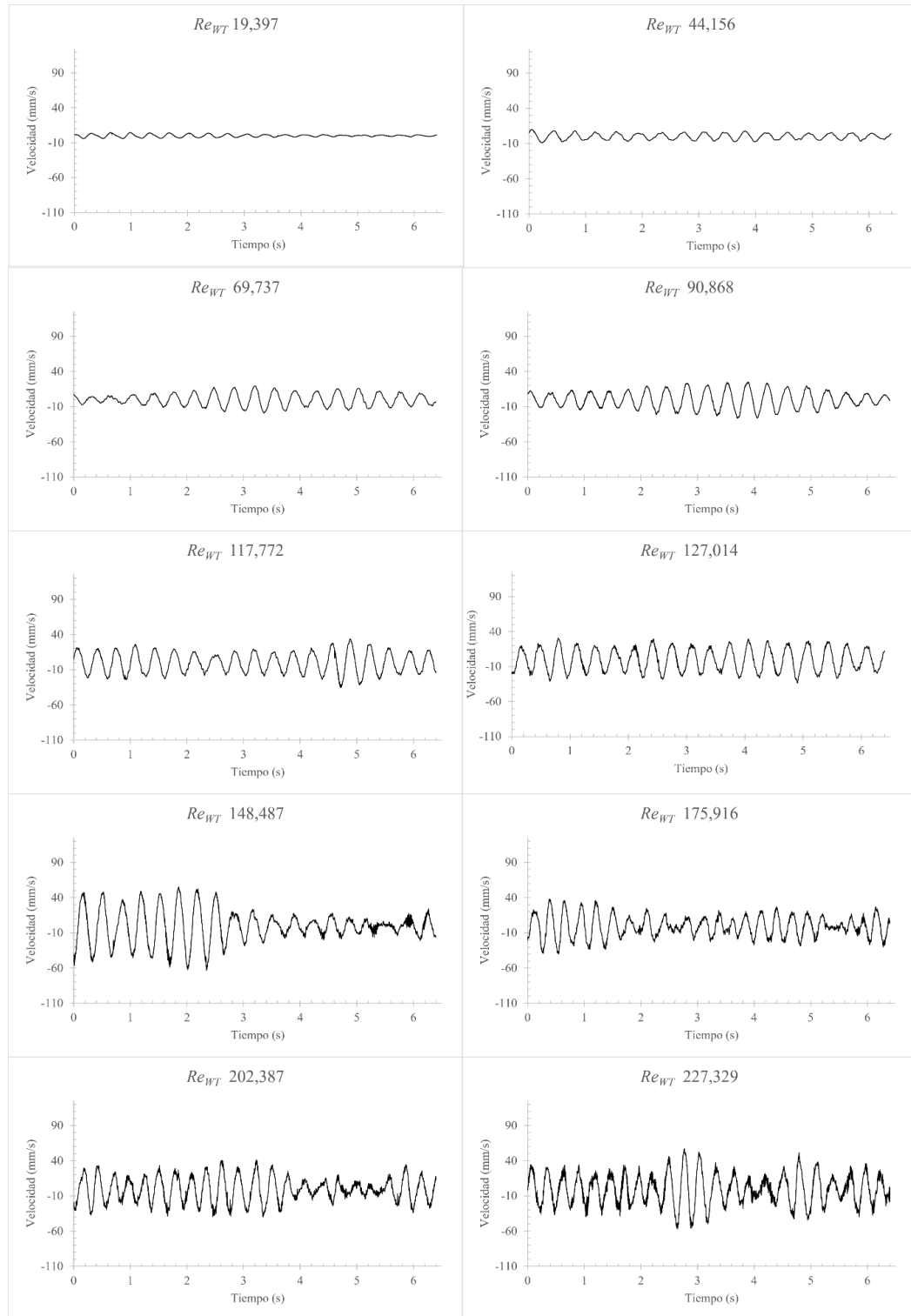


Figura 27. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.5h, paso temporal= 0.003125 s.

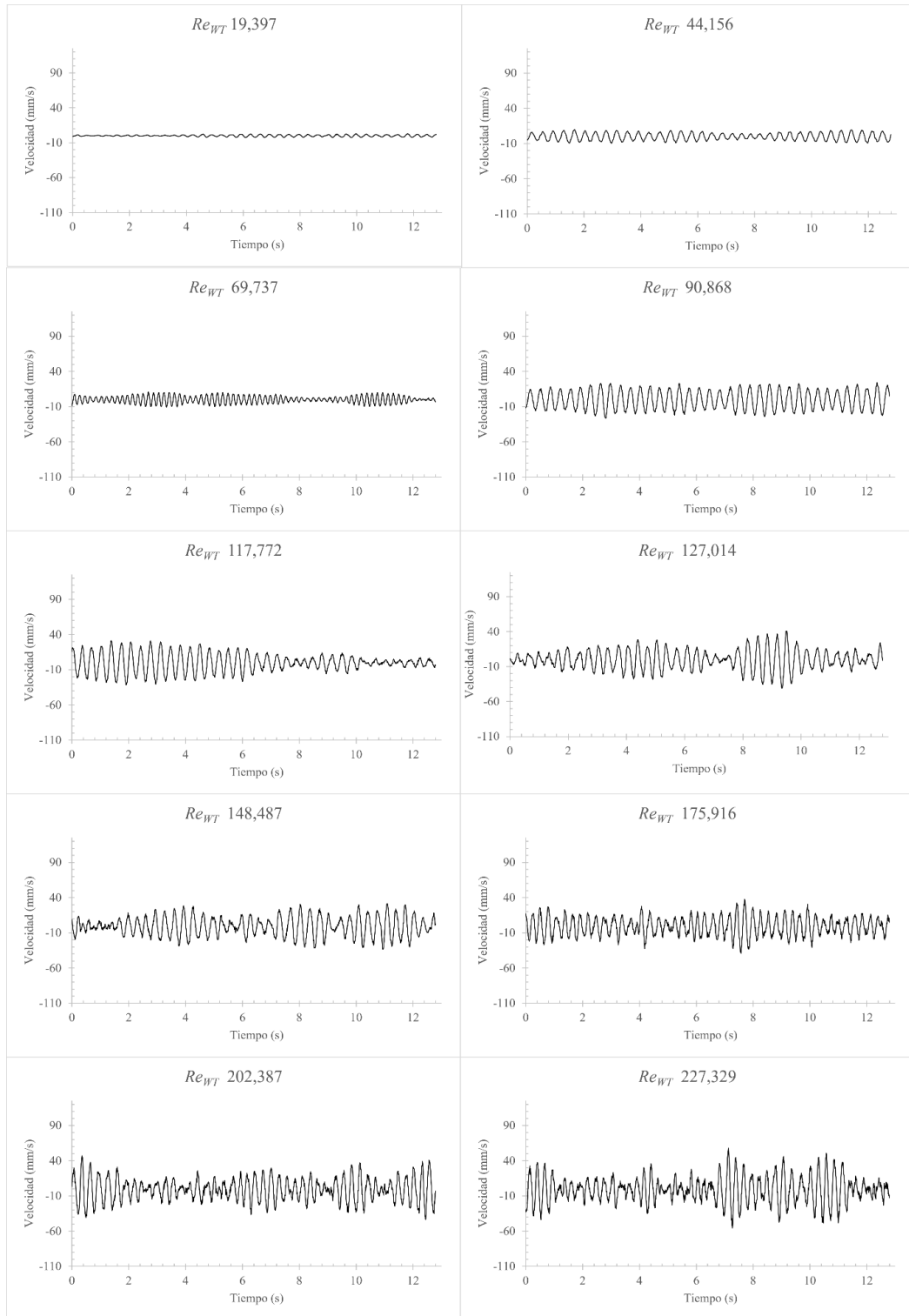


Figura 28. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.5h, paso temporal= 0.00625 s.

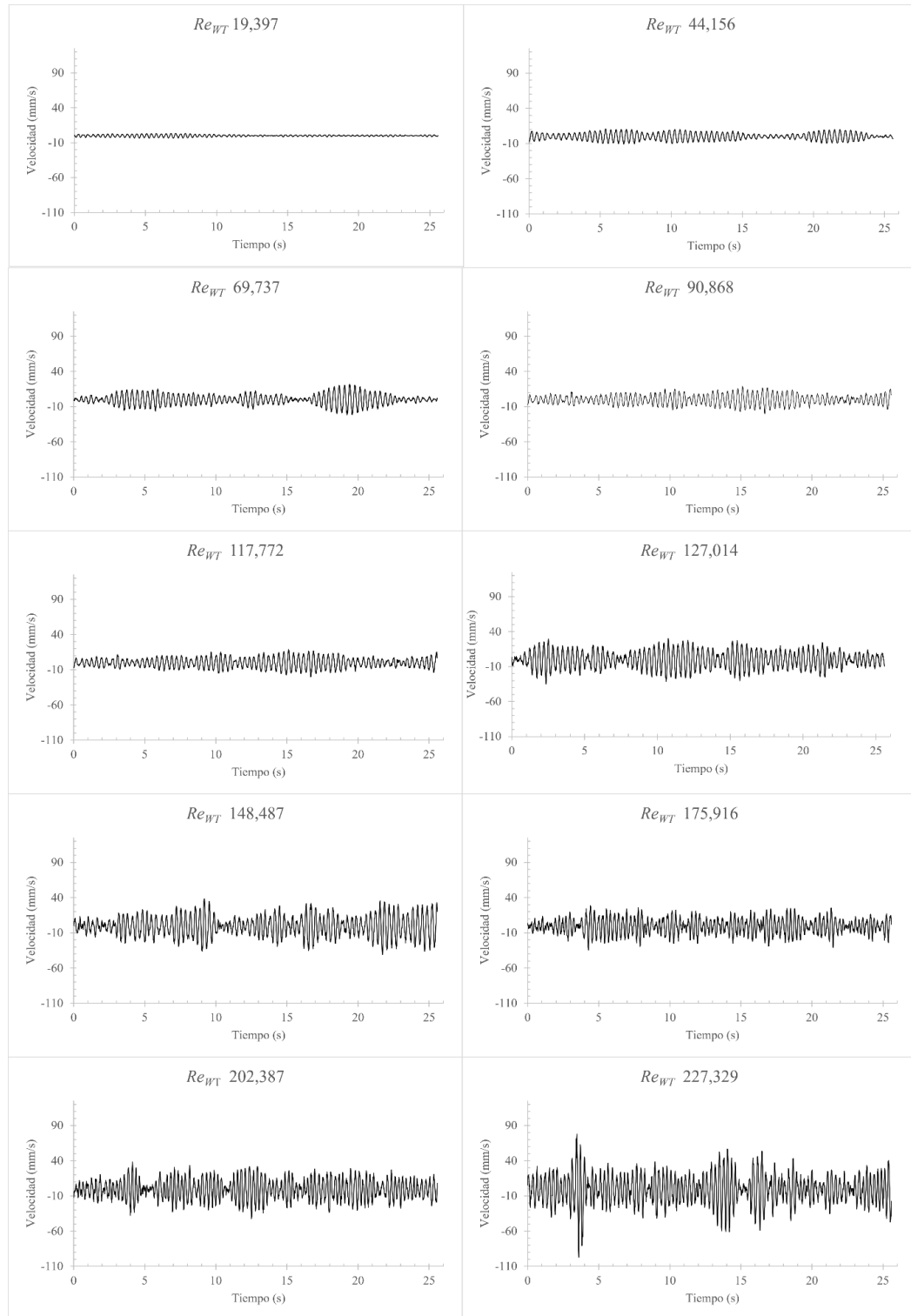


Figura 29. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.50h, paso temporal= 0.0125 s.

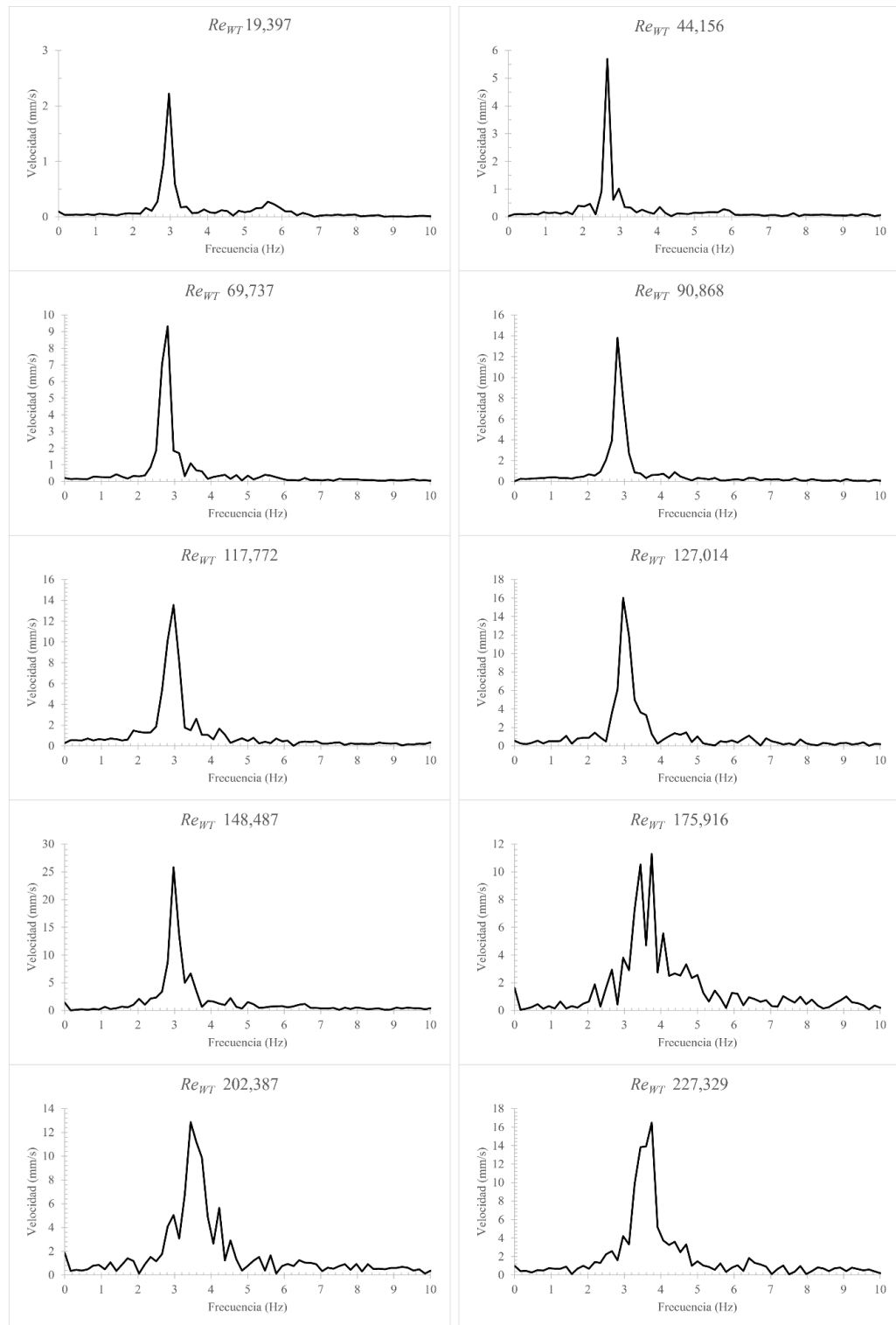


Figura 30. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.50h, paso temporal= 0.003125 s.

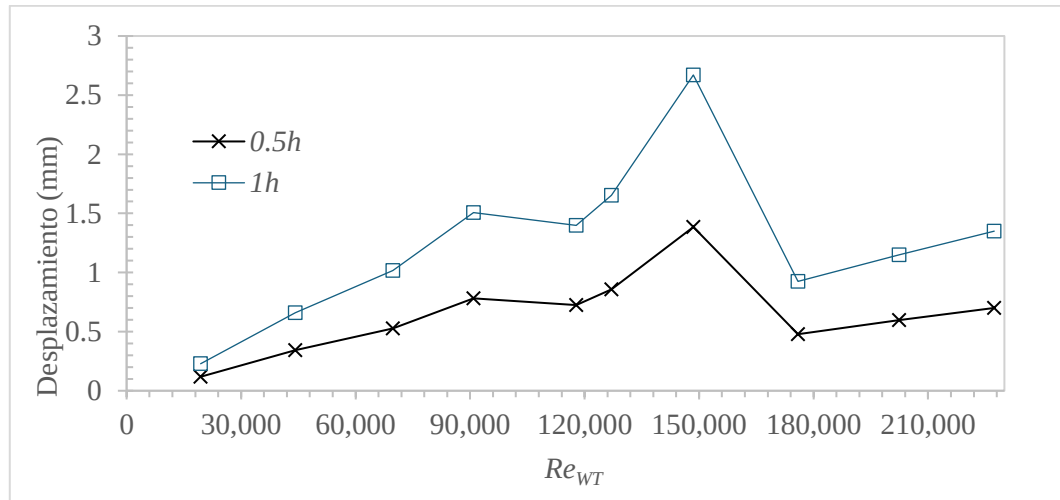


Figura 31. Re_{WT} desplazamiento, separación $0.50h$, paso temporal= 0.003125 s.

4.3.3 Respuesta al viento de conjuntos separados a $0.75h$

En las Figuras 32-34 se presentan las ondas de oscilación para los 3 pasos temporales medidos en la posición de $0.5 h$ sobre el generador colocado aguas abajo, para todos los valores de Re_{WT} previamente descritos. En estas figuras se observa que la amplitud de oscilación depende de Re_{WT} y muestra un crecimiento lineal. Para valores de $Re_{WT} \leq 127,014$ se observan oscilaciones de velocidad de baja amplitud y un patrón estable y repetitivo, indicando un flujo respuesta estructural uniforme y estable.

Por otra parte, en la Figura 35 se muestran los espectros de frecuencia donde se observa que la frecuencia de oscilación e Re_{WT} tiene un valor bien definido igual a 2.81 Hz en todos los valores de Re_{WT} .

Por último, la Figura 36 ilustra los desplazamientos en función de Re_{WT} , mostrando un aumento gradual a medida que Re_{WT} incrementa. Se identifican dos pendientes distintas en este comportamiento: la primera para $Re_{WT} \leq 117,772$, seguida de una segunda pendiente para valores superiores, lo cual sugiere un cambio en la respuesta dinámica del sistema asociado al régimen de flujo.

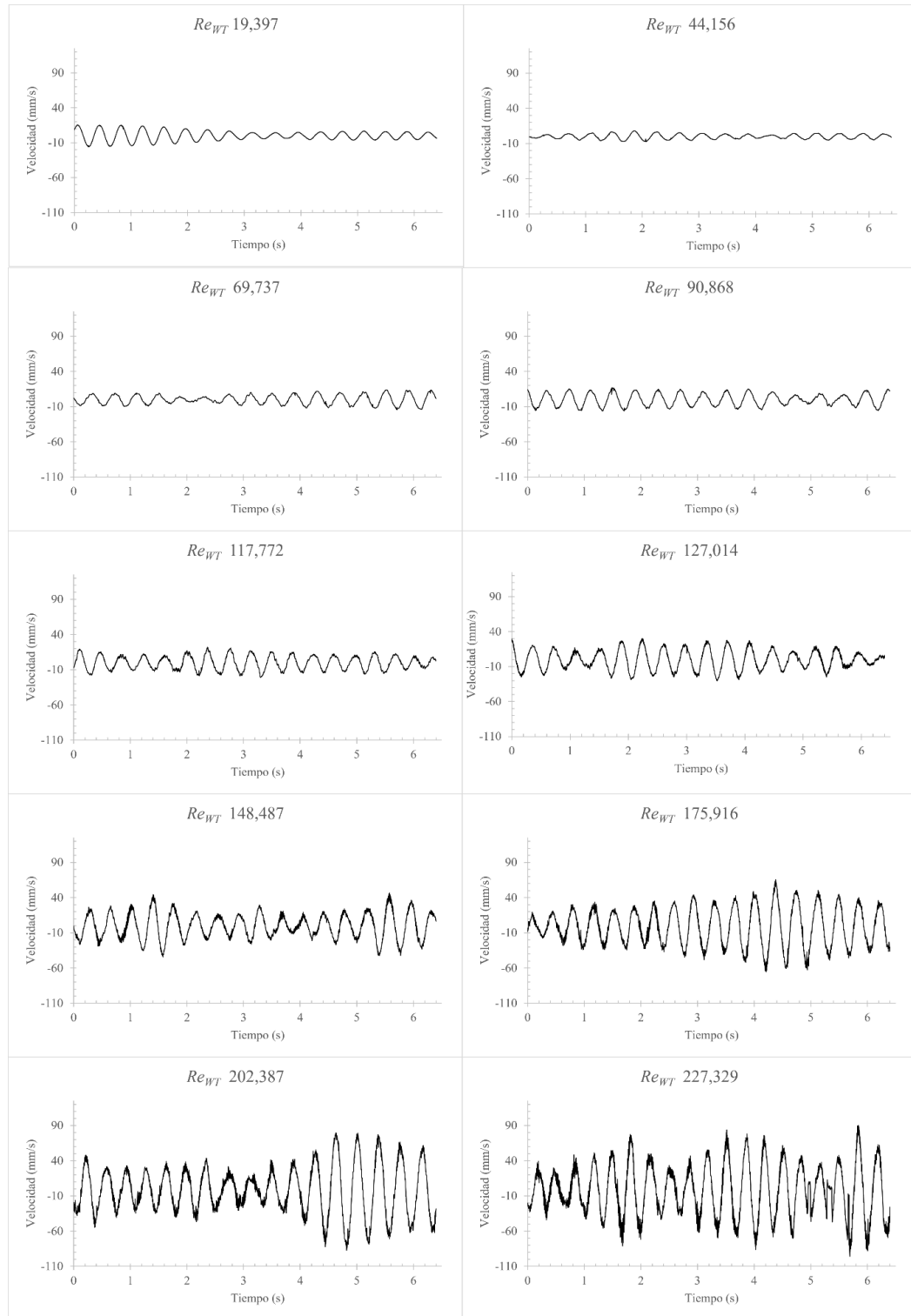


Figura 32. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.003125 s.

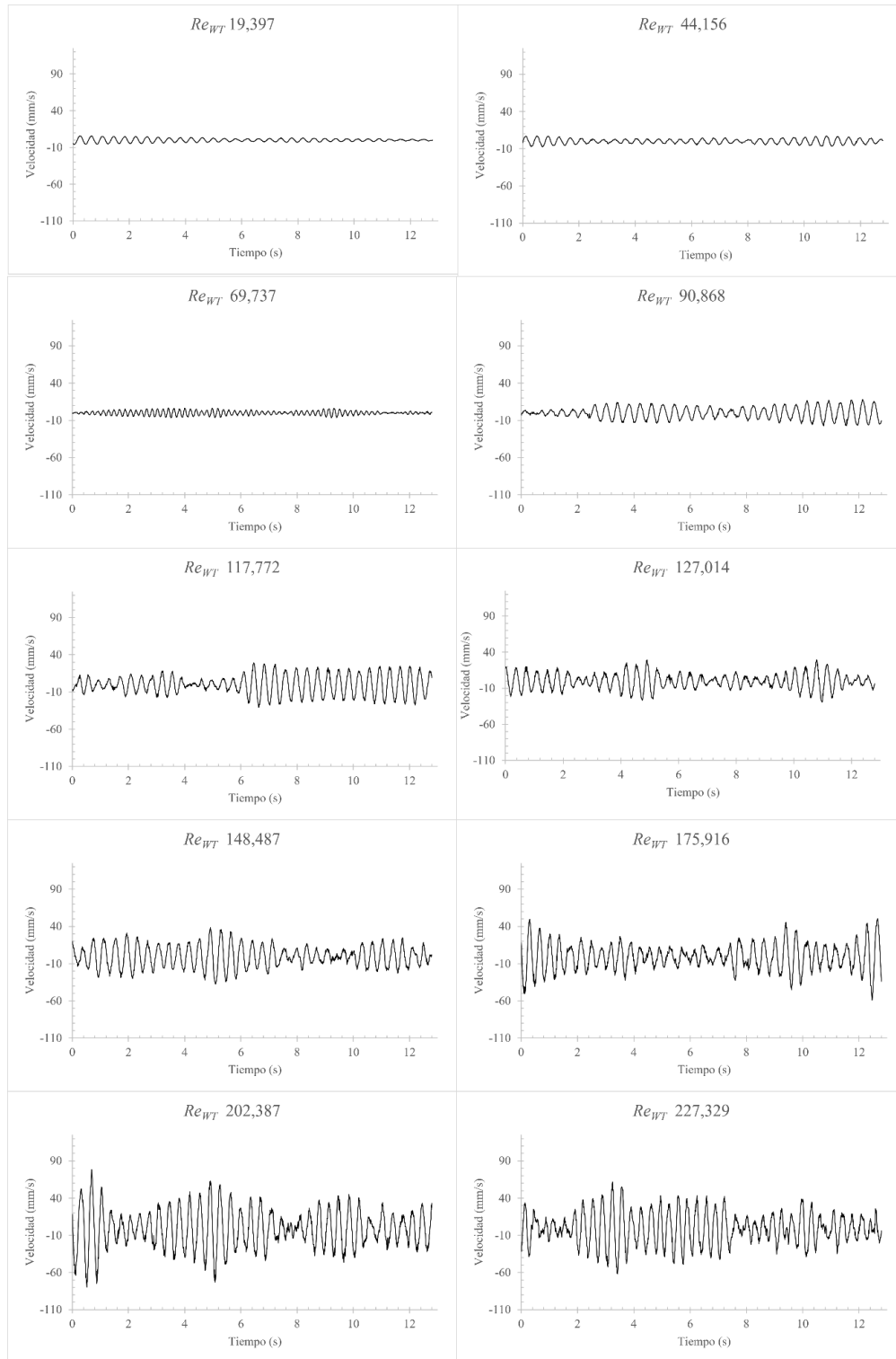


Figura 33.Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.00625 s.

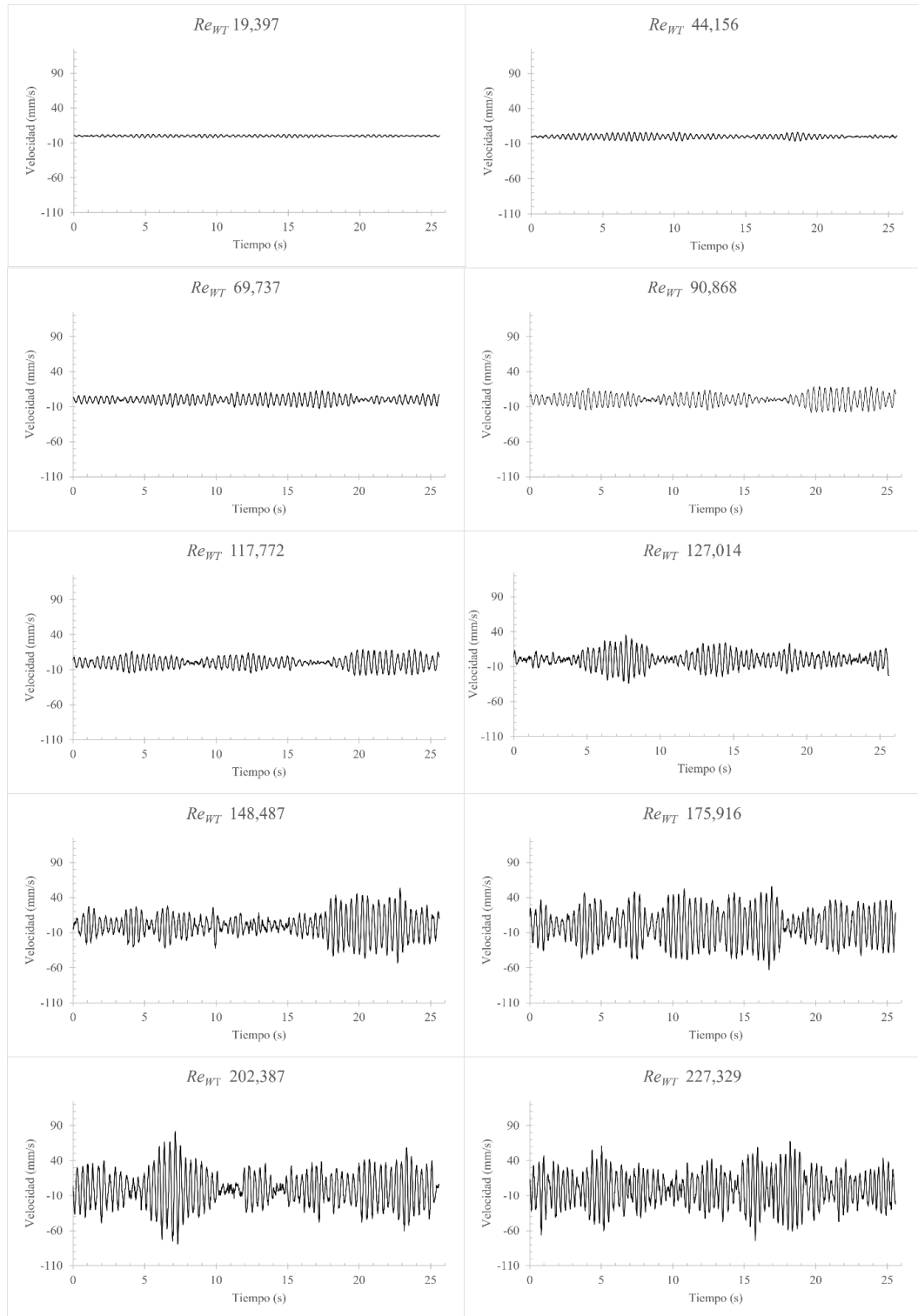


Figura 34. Amplitudes de oscilación Re_{WT} vs. Velocidad, separación 0.75h, paso temporal= 0.06125 s.

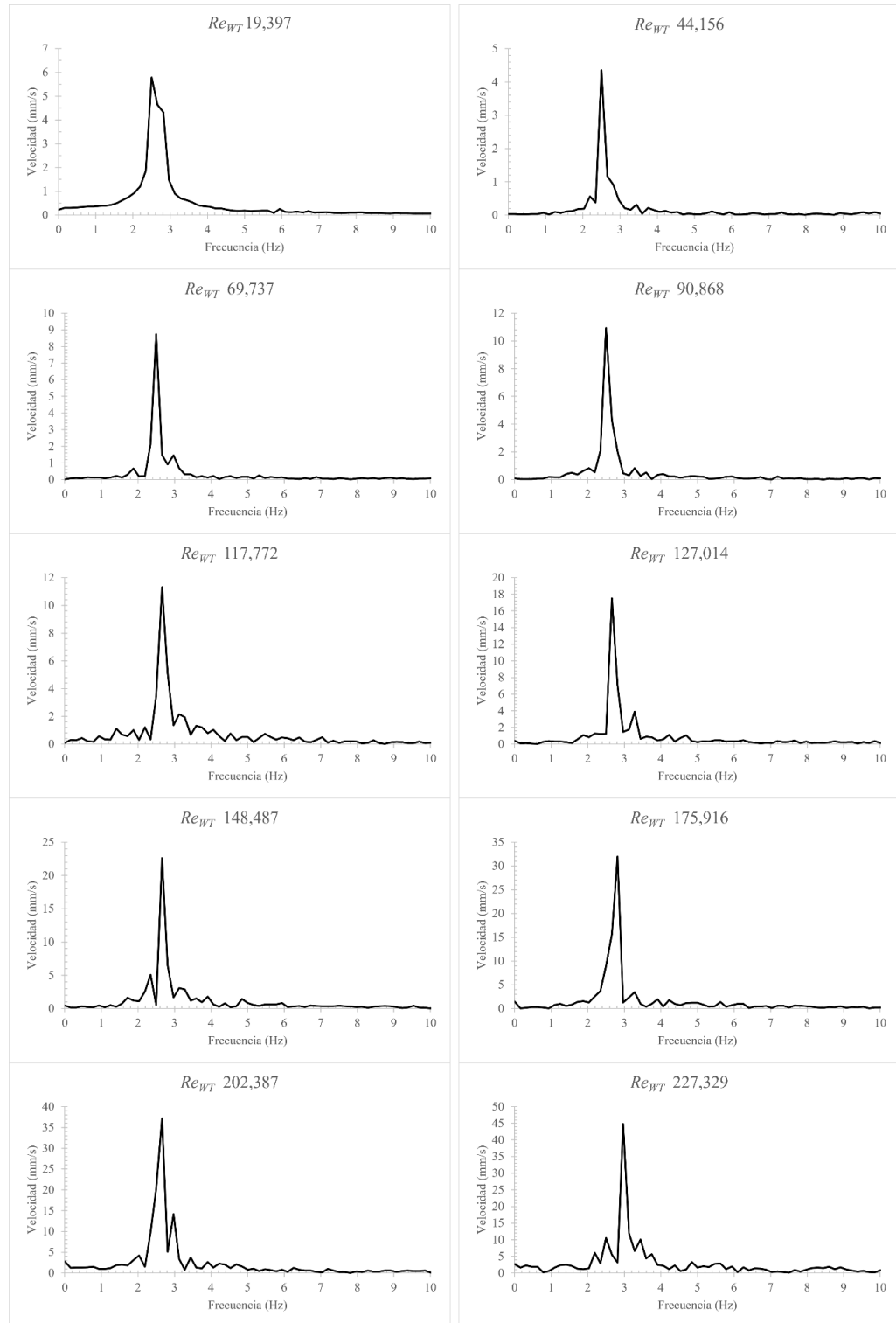


Figura 35. Espectros de frecuencia de generador aguas abajo, separación 0.75h, paso temporal= 0.003125 s.

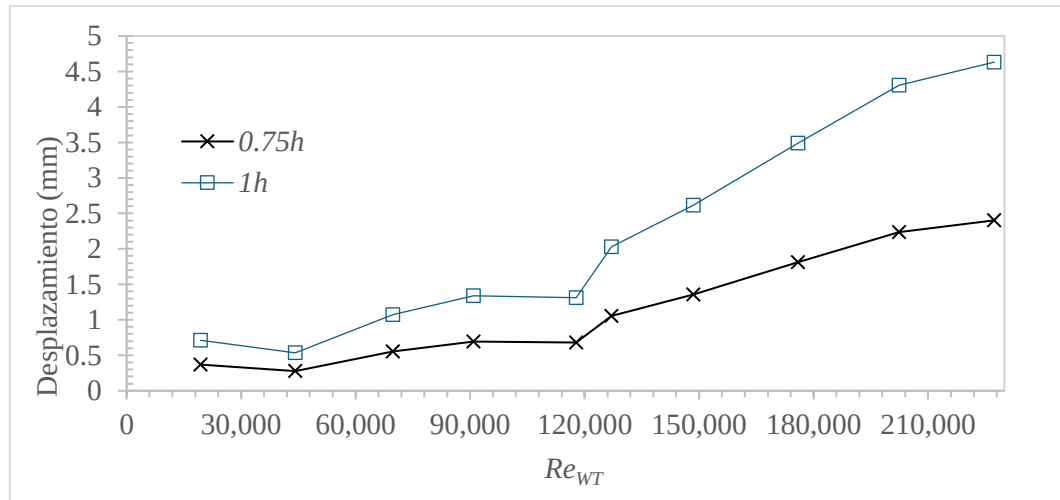


Figura 36. Re_{WT} desplazamiento, separación $0.75h$, paso temporal= 0.003125 s.

4.3.4 Comparación de relaciones de separación

En esta sección se sintetizan los resultados obtenidos en las secciones anteriores, ofreciendo una comparación integral del comportamiento del generador colocado aguas abajo en tres relaciones de separación: $0.25h$, $0.5h$ y $0.75h$, en contraste con la condición del generador colocado aguas arriba (situación aislada). El objetivo es obtener un panorama general sobre el efecto de estas relaciones de separación en el comportamiento del cuerpo ubicado aguas abajo.

La Figura 37 muestra la comparación de los desplazamientos para los diferentes valores de Re_{WT} estudiados. Los principales hallazgos son los siguientes:

- 1.- El cuerpo aguas abajo experimenta variaciones en la amplitud de desplazamiento para todas las relaciones de separación estudiadas.
- 2.- Para valores de $Re_{WT} \leq 127,014$ las magnitudes de los desplazamientos son similares en todos los casos. Sin embargo, más allá de este valor, cada relación de separación exhibe un comportamiento único.

3.- La condición aislada presenta un pico de máximo desplazamiento en $Re_{WT}=202,387$

4.- La configuración con una separación de $0.25h$ muestra los desplazamientos más grandes dentro de un rango extendido de Re_{WT} , indicando que el rango de lock-in (donde ocurre la resonancia inducida) es más amplio en esta disposición.

3.-La relación de separación $0.5h$ presenta un pico de máximo desplazamiento en $Re_{WT}=148$, aunque de menor magnitud en comparación con otras configuraciones.

4.- La relación de separación $0.75h$ no presenta un pico de máximo desplazamiento que se pueda asociar a un rango lock-in.

5.- Las configuraciones con menor separación entre cuerpos en tándem favorecen una mayor amplitud de las VIV debido a la fuerte interacción de los vórtices. A medida que la separación aumenta, la amplitud de las vibraciones disminuye.

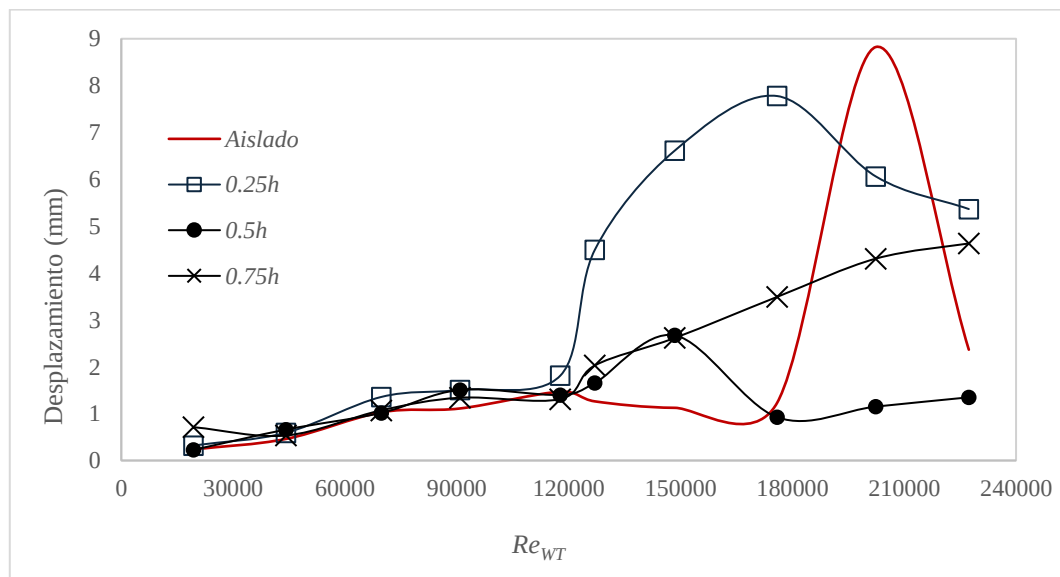


Figura 37. Comparación de desplazamientos para todas las configuraciones analizadas.

En la Tabla 6 se muestra un resumen de la relación de desplazamiento entre los cuerpos en tándem en las 3 relaciones de separación calculado a partir de la ecuación (22) , donde se aprecia que en el rango $127,014 \leq Re_{WT} \leq 175,916$ es donde se presentan las mayores diferencias para las configuraciones estudiadas.

$$r_d = \frac{d_h}{d_i} \quad (22)$$

Donde:

r_d : es la relación de desplazamiento,

d_h : es el desplazamiento del generador aguas abajo, y

d_i : : es el desplazamiento de la condición aislada.

Tabla 6. Relación de desplazamiento del generador colocado aguas abajo vs. el generador en condición aislada.

Re_{WT}	$0.25h$	$0.5h$	$0.75h$
19,397	1.4	1.0	3.0
44156	1.3	1.4	1.2
69737	1.3	1.0	1.0
90,868	1.4	1.4	1.2
117772	1.2	1.0	0.9
127,014	3.6	1.3	1.6
148,487	5.9	2.4	2.3
175,916	6.3	0.7	2.8
202,387	0.7	0.1	0.5
227,329	2.3	0.6	2.0

CAPÍTULO. 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Este capítulo resume los principales hallazgos obtenidos de la presente investigación, cuyo objetivo principal fue determinar el efecto de la relación de separación en las amplitudes de desplazamiento de un conjunto de generadores por vorticidad sometidos a vibraciones inducidas por vórtices mediante un enfoque experimental, que buscó proporcionar una base sólida para futuras aplicaciones de esta tecnología.

A lo largo de este capítulo, se discuten los resultados más relevantes en relación con los objetivos general y específicos. Asimismo, se abordan las limitaciones del estudio y se proponen recomendaciones para futuras investigaciones. El análisis experimental se centró en la respuesta de los conjuntos de generadores a diferentes velocidades de viento y relaciones de separación. Los datos recolectados permitieron evaluar la influencia de estas variables en la amplitud de las oscilaciones inducidas por vórtices.

Oscilación y Desprendimiento de Vórtices, condición aislada:

- **Oscilación Principal:** La oscilación principal se asocia al desprendimiento de vórtices de gran escala generados en la zona de mayor altura y máximo diámetro del aerogenerador, en estado de resonancia.
- **Oscilación Secundaria:** La oscilación secundaria se asocia al desprendimiento de vórtices de pequeña escala, posiblemente generados en la parte baja del aerogenerador. Estas oscilaciones son producidas por vórtices de baja energía y disminuyen para posiciones $h > 0.1$, lejos de la región de generación de turbulencia en la capa límite.

Estas oscilaciones son patrones de comportamiento estructural directamente relacionados con la interacción fluido-estructura, que dependen del valor de Re , la posición con respecto a h y el diámetro.

Número de Reynolds Re_{WT} :

La variación de Re_{WT} mostró una correlación directa con la amplitud de las oscilaciones;

Para $Re_{WT} \leq 117,772$ las oscilaciones inducidas son de baja amplitud y tienden a ser estables y predecibles en todas las configuraciones analizadas, lo que permite concluir que en este rango de Re_{WT} las oscilaciones de desplazamiento no se afectan por la relación de separación entre generadores por vorticidad.

Para $Re_{WT} > 117,772$ las oscilaciones inducidas son de mayor amplitud y tienden a la inestabilidad, este comportamiento depende de la configuración analizada, lo que sugiere que las amplitudes de oscilación debidas a vibraciones inducidas por vórtices dependen del nivel de turbulencia al que este sujeto la estructura.

Relación de separación:

El generador ubicado aguas arriba no mostró variaciones en su comportamiento debido a la separación con el elemento posterior, lo que indica que, bajo las condiciones de flujo estudiadas, se comporta de manera similar a un sistema aislado, sin influencias externas significativas en su respuesta dinámica.

Por otra parte, el generador aguas abajo presentó diferencias significativas en las oscilaciones que varían según la relación de separación entre ambos. Los resultados demostraron que una menor separación incrementa la interacción entre los vórtices generados, afectando la estabilidad del sistema. Se identificaron dos tendencias predominantes entre las tres relaciones de separación estudiadas: las separaciones 0.25 y 0.75h muestran un rango más amplio de desplazamientos de mayor valor, lo que sugiere que estas configuraciones permiten un rango de sincronización más extenso,

posiblemente derivado de la turbulencia generada por los vórtices desprendidos del cuerpo aguas arriba. Por otro lado, la separación de $0.5h$ exhibe un comportamiento de sincronización más cercano al de un generador aislado. En este caso, el rango de valores de número de Reynolds (Re) donde las amplitudes alcanzan su punto máximo es más estrecho, indicando una menor interacción y, por tanto, una mayor estabilidad estructural en comparación con las otras configuraciones.

A partir de lo anteriormente expuesto se concluye que la relación de separación tiene efectos tanto en la amplitud de las oscilaciones como en el rango de sincronización. Para aplicaciones de conjuntos de generadores por vorticidad se sugiere se tomen en cuenta las siguientes recomendaciones;

- 1.- Si el objetivo es lograr un comportamiento predecible y similar entre ambos generadores se recomienda usar una relación de separación de $0.5h$.
- 2.- Por otra parte, si el objetivo es lograr mayores amplitudes de oscilación en el generador aguas abajo se recomienda colocar los generadores con una separación de $0.25h$
- 3.- Finalmente, si el objetivo es lograr que el generador aguas abajo presente amplitudes de oscilación en un mayor rango de velocidades de viento se recomienda una separación de 0.25 o $0.75h$.

Recomendaciones y observaciones para futuros trabajos bajo esta línea de investigación

Con el objetivo de ampliar las posibles configuraciones de conjuntos de generadores por vorticidad, se recomienda estudiar numérica o experimentalmente una dirección de incidencia de viento diferente de cero, preferentemente 45° para conocer el efecto en las amplitudes de oscilación de los dos generadores bajo esta condición. Por otra parte, se recomienda hacer estudios de conjuntos de más de 2 generadores por vorticidad para poder

comparar los resultados presentados en este trabajo. Finalmente, se recomienda hacer análisis de conjuntos de generadores por vorticidad colocando los generadores en forma de zig-zag para estudiar el efecto de las relaciones de separación en dirección paralela y perpendicular al flujo.

REFERENCIAS

1. Cajas, J. C., Houzeaux, G., Yáñez, D. J. & Mier-Torrecilla, M. *Partnership for Advanced Computing in Europe SHAPE Project Vortex Bladeless: Parallel Multi-Code Coupling for Fluid-Structure Interaction in Wind Energy Generation*. www.prace-ri.eu (2016).
2. Bhatt, R. & Alam, M. M. Vibrations of a square cylinder submerged in a wake. *J Fluid Mech* **853**, 301–332 (2018).
3. Huang, Z., Ong, M. C. & Larsen, C. M. Wake structures and vortex-induced forces of a controlled in-line vibrating circular cylinder. *Ocean Engineering* **189**, (2019).
4. Janocha, M. J. *et al.* Flow around two elastically-mounted cylinders with different diameters in tandem and staggered configurations in the subcritical Reynolds number regime. *Marine Structures* **76**, (2021).
5. Li, J.-H. *et al.* Vortex dynamics and boundary layer transition in flow around a rectangular cylinder with different aspect ratios at medium Reynolds number. *J Fluid Mech* **982**, A5 (2024).
6. Muyschondt, R., Nguyen, T., Hassan, Y. A. & Anand, N. K. Experimental Measurements of the Wake of a Sphere at Subcritical Reynolds Numbers. *J Fluids Eng* **143**, (2021).
7. Rahman, H., Khan, I. A., Abbasi, W. S. & Islam, S. U. Aerodynamic characteristics and wake formation behind a pair of side-by-side rectangular cylinders using the lattice Boltzmann method. *Ocean Engineering* **303**, 117813 (2024).
8. Chen, W., Ji, C., Alam, Md. M. & Yan, Y. Three-dimensional flow past two stationary side-by-side circular cylinders. *Ocean Engineering* **244**, 110379 (2022).
9. Kumar, A., Das, S. P. & Tiwari, S. Wall effect on the wake characteristics of a transversely rotating sphere. *Physics of Fluids* **36**, (2024).

10. Liu, H. *et al.* Effects of a detached splitter on the vortex-induced vibration of a 5: 1 rectangular cylinder. *Physics of Fluids* **36**, (2024).
11. Wang, W. & Duan, P. Vortex-induced vibration response of the cylinder inspired by Terebridae. *Marine Structures* **94**, 103575 (2024).
12. Ashouri, A., Izadpanah, E., Hekmat, M. H. & Amini, Y. Numerical investigation on two-degree-of-freedom vortex-induced vibration of a circular cylinder in power-law fluids. *J Nonnewton Fluid Mech* **292**, (2021).
13. Achenbach, E. *Vortex Shedding from Spheres*. *J. Fluid Mech* vol. 62 (1974).
14. Gerrard, J. H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *J Fluid Mech* **25**, 401–413 (1966).
15. Williamson, C. H. K. & Govardhan, R. VORTEX-INDUCED VIBRATIONS. *Annu Rev Fluid Mech* **36**, 413–455 (2004).
16. GOVARDHAN, R. & WILLIAMSON, C. H. K. Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. *J Fluid Mech* **420**, 85–130 (2000).
17. Ding, L., Bernitsas, M. M. & Kim, E. S. 2-D URANS vs. experiments of flow induced motions of two circular cylinders in tandem with passive turbulence control for $30,000 < \text{Re} < 105,000$. *Ocean Engineering* **72**, 429–440 (2013).
18. Jauvtis, N. & Williamson, C. H. K. Vortex-induced vibration of a cylinder with two degrees of freedom. *J Fluids Struct* **17**, 1035–1042 (2003).
19. TECHET, H., HOVER, F. S. & TRIANTAFYLLOU, M. S. Vortical patterns behind a tapered cylinder oscillating transversely to a uniform flow. *J. Fluid Mech* **363**, 79–96 (1998).
20. Jiang, H. & Cheng, L. Strouhal-Reynolds number relationship for flow past a circular cylinder. *J Fluid Mech* **832**, 170–188 (2017).

21. Liu, Y., Liu, J. & Gao, F.-P. Strouhal number for boundary shear flow past a circular cylinder in the subcritical flow regime. *Ocean Engineering* **269**, 113574 (2023).
22. Derakhshandeh, J. F. Wake-induced vibration of an elastic plate submerged in the wake of tandem circular cylinders. *Physics of Fluids* **36**, 033623 (2024).
23. Ramalingam, S., Huang, R. F. (黃榮芳) & Hsu, C. M. (許清閔). Effect of crossflow oscillation Strouhal number on circular cylinder wake. *Physics of Fluids* **35**, 95118 (2023).
24. Wang, Y., Lou, M., Liang, W., Zhang, C. & Wang, Y. Dynamic evolution of Strouhal number in flexible pipes coupling rotation. *Int J Mech Sci* **263**, 108783 (2024).
25. Sheshtawy, H. el, Tödter, S., Moctar, O. el, Neugebauer, J. & Schellin, T. E. Experimentally investigated vortex-induced vibration of a high aspect ratio and small mass ratio circular cylinder oscillating in low reduced velocity flows. *Ocean Engineering* **238**, (2021).
26. Ponta, F. L. & Aref, H. Strouhal-Reynolds Number Relationship for Vortex Streets. *Phys Rev Lett* **93**, 084501 (2004).
27. WILLIAMSON, C. H. K. & BROWN, G. L. A SERIES IN $1/\sqrt{\text{Re}}$ TO REPRESENT THE STROUHAL–REYNOLDS NUMBER RELATIONSHIP OF THE CYLINDER WAKE. *J Fluids Struct* **12**, 1073–1085 (1998).
28. Williamson, C. H. K. Vortex Dynamics in the Cylinder Wake. *Annu Rev Fluid Mech* **28**, 477–539 (1996).
29. Fey, U., König, M. & Eckelmann, H. A new Strouhal–Reynolds-number relationship for the circular cylinder in the range $47 < \text{Re} < 2 \times 10^5$. *Physics of Fluids* **10**, 1547–1549 (1998).
30. Derakhshandeh, J. F. & Alam, M. M. A review of bluff body wakes. *Ocean Engineering* **182**, 475–488 (2019).

31. Ding, L., Zhang, L., Kim, E. S. & Bernitsas, M. M. URANS vs. experiments of flow induced motions of multiple circular cylinders with passive turbulence control. *J Fluids Struct* **54**, 612–628 (2015).
32. Den Hartog. *Mechanical Vibrations*. (Dover Publications, New York, 1985).
33. Bernitsas, M. M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y. & Garcia, E. M. H. VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow. in *Volume 2: Ocean Engineering and Polar and Arctic Sciences and Technology* 619–637 (ASMEDC, 2006). doi:10.1115/OMAE2006-92645.
34. Raghavan, K. & Bernitsas, M. M. Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid circular cylinder on elastic supports. *Ocean Engineering* **38**, 719–731 (2011).
35. Park, H., Bernitsas, M. M. & Kumar, R. A. Selective Roughness in the Boundary Layer to Suppress Flow-Induced Motions of Circular Cylinder at $30,000 \leq Re \leq 120,000$. in *Volume 7: CFD and VIV; Offshore Geotechnics* 715–724 (ASMEDC, 2011). doi:10.1115/OMAE2011-50302.
36. Chang, C.-C. (Jim), Ajith Kumar, R. & Bernitsas, M. M. VIV and galloping of single circular cylinder with surface roughness at $3.0 \times 10^4 \leq Re \leq 1.2 \times 10^5$. *Ocean Engineering* **38**, 1713–1732 (2011).
37. KHALAK, A. & WILLIAMSON, C. H. K. FLUID FORCES AND DYNAMICS OF A HYDROELASTIC STRUCTURE WITH VERY LOW MASS AND DAMPING. *J Fluids Struct* **11**, 973–982 (1997).
38. GOVARDHAN, R. N. & WILLIAMSON, C. H. K. Defining the ‘modified Griffin plot’ in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping. *J Fluid Mech* **561**, 147 (2006).

39. Klamro, J. T., Leonard, A. & Roshko, A. On the maximum amplitude for a freely vibrating cylinder in cross-flow. *J Fluids Struct* **21**, 429–434 (2005).
40. Anagnostopoulos, P. & Bearman, P. W. Response characteristics of a vortex-excited cylinder at low reynolds numbers. *J Fluids Struct* **6**, 39–50 (1992).
41. Ding, Z. J., Balasubramanian, S., Lokken, R. T. & Yung, T.-. W. Lift and Damping Characteristics of Bare and Straked Cylinders at Riser Scale Reynolds Numbers. in *All Days* (OTC, 2004). doi:10.4043/16341-MS.
42. Villarreal Yañez, D. VORTEX RESONANCE WIND TURBINE. (2016).
43. Chizfahm, A., Yazdi, E. A. & Eghtesad, M. Dynamic modeling of vortex induced vibration wind turbines. *Renew Energy* **121**, 632–643 (2018).
44. Graciano, D. M. DETERMINACIÓN DEL EFECTO DE LA ESTELA DE VÓRTICES EN LA OSCILACIÓN DE UN CONJUNTO DE GENERADORES EÓLICOS POR VORTICIDAD. (UNIVERSIDAD AUTONÓMA DEL ESTADO DE MORELOS, Cuernavaca, Morelos, 2020).
45. Jesús, D. & Villarreal, Y. *Aerogeneradores Resonantes Por VIV*. www.vortexbladeless.com.
46. Bernitsas, M. M. & Raghavan, K. Fluid Motion Energy Converter. 2–16 (2009).
47. Sun, W. & Seok, J. A novel self-tuning wind energy harvester with a slidable bluff body using vortex-induced vibration. *Energy Convers Manag* **205**, 112472 (2020).
48. Sun, H. *et al.* Hydrokinetic energy conversion by two rough tandem-cylinders in flow induced motions: Effect of spacing and stiffness. *Renew Energy* **107**, 61–80 (2017).
49. Lam, K. & Fang, X. The Effect of Interference of Four Equispaced Cylinders in Cross Flow on Pressure and Force Coefficients. *J Fluids Struct* **9**, 195–214 (1995).

50. Lam, K., Li, J. Y. & So, R. M. C. Force coefficients and Strouhal numbers of four cylinders in cross flow. *J Fluids Struct* **18**, 305–324 (2003).
51. Zou, L., Lin, Y. & Lam, K. Large-Eddy Simulation of Flow Around Cylinder Arrays at a Subcritical Reynolds Number. *Journal of Hydrodynamics* **20**, 403–413 (2008).
52. Kahil, Y., Benhamadouche, S., Berrouk, A. S. & Afgan, I. Simulation of subcritical-Reynolds-number flow around four cylinders in square arrangement configuration using LES. *European Journal of Mechanics - B/Fluids* **74**, 111–122 (2019).
53. Pouryoussefi, S. G., Mirzaei, M. & Pouryoussefi, S. M.-H. Force coefficients and Strouhal numbers of three circular cylinders subjected to a cross-flow. *Archive of Applied Mechanics* **81**, 1725–1741 (2011).
54. Kim, S., Alam, Md. M., Sakamoto, H. & Zhou, Y. Flow-induced vibrations of two circular cylinders in tandem arrangement. Part 1: Characteristics of vibration. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* **97**, 304–311 (2009).
55. Xu, W., Ji, C., Sun, H., Ding, W. & Bernitsas, M. M. Flow-induced vibration of two elastically mounted tandem cylinders in cross-flow at subcritical Reynolds numbers. *Ocean Engineering* **173**, 375–387 (2019).
56. Assi, G. R. S. *et al.* The role of wake stiffness on the wake-induced vibration of the downstream cylinder of a tandem pair. *J Fluid Mech* **718**, 210–245 (2013).
57. Kim, E. S. & Bernitsas, M. M. Performance prediction of horizontal hydrokinetic energy converter using multiple-cylinder synergy in flow induced motion. *Appl Energy* **170**, 92–100 (2016).
58. Kim, E. S., Bernitsas, M. M. & Kumar, R. A. Multi-Cylinder Flow-Induced Motions: Enhancement by Passive Turbulence Control at $28,000 < Re < 120,000$. in *Volume 7: CFD and VIV; Offshore*

- Geotechnics* 249–260 (ASMEDE, 2011). doi:10.1115/OMAE2011-49405.
59. Yuan, W., Sun, H., Li, H. & Bernitsas, M. M. Flow-induced oscillation patterns for two tandem cylinders with turbulence stimulation and variable stiffness and damping. *Ocean Engineering* **218**, 108237 (2020).
 60. King, R. & Johns, D. J. Wake interaction experiments with two flexible circular cylinders in flowing water. *J Sound Vib* **45**, 259–283 (1976).
 61. Assi, G. Mechanisms for flow-induced vibration of interfering bluff bodies. (2009). doi:10.13140/RG.2.2.15437.77282.
 62. Arionfard, H. & Nishi, Y. Experimental investigation on the performance of a double-cylinder flow-induced vibration (FIV) energy converter. *Renew Energy* **134**, 267–275 (2019).
 63. Haider, B. A. & Sohn, C. H. Effect of spacing on a pair of naturally oscillating circular cylinders in tandem arrangements employing IB-LB methods: Crossflow-induced vibrations. *Int J Mech Sci* **142–143**, 74–85 (2018).
 64. Bearman, P. W. & Wadcock, A. J. The interaction between a pair of circular cylinders normal to a stream. *J Fluid Mech* **61**, 499–511 (1973).
 65. Zdravkovich, M. M. Review of interference-induced oscillations in flow past two parallel circular cylinders in various arrangements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* **28**, 183–199 (1988).
 66. Sayyaadi, H. & Motekallem, A. Numerical Simulation of Vortex Induced Vibration of Three Cylinders in Regular Triangle Arrangement at High Reynolds Number. *International Journal Of Coastal, Offshore And Environmental Engineering(ijcoe)* **1**, 1–10 (2016).
 67. Song, R., Shan, X., Lv, F. & Xie, T. A study of vortex-induced energy harvesting from water using PZT piezoelectric cantilever with cylindrical extension. *Ceram Int* **41**, S768–S773 (2015).

68. Tandel, R., Shah, S. & Tripathi, S. A state-of-art review on Bladeless Wind Turbine. *J Phys Conf Ser* **1950**, 012058 (2021).
69. Dai, H. L., Abdelkefi, A., Yang, Y. & Wang, L. Orientation of bluff body for designing efficient energy harvesters from vortex-induced vibrations. *Appl Phys Lett* **108**, (2016).
70. Yang, Y., Zhao, L. & Tang, L. Comparative study of tip cross-sections for efficient galloping energy harvesting. *Appl Phys Lett* **102**, (2013).
71. Akaydin, H. D., Elvin, N. & Andreopoulos, Y. The performance of a self-excited fluidic energy harvester. *Smart Mater Struct* **21**, 025007 (2012).
72. Lai, Z. *et al.* A hybrid piezo-dielectric wind energy harvester for high-performance vortex-induced vibration energy harvesting. *Mech Syst Signal Process* **150**, 107212 (2021).
73. Rao, S. S. *Mechanical Vibrations*. (Prentice Hall, 2011).
74. Alam, Md. M. & Meyer, J. P. Two interacting cylinders in cross flow. *Phys Rev E* **84**, 056304 (2011).
75. Bhatt, R. & Alam, Md. M. Vibrations of a square cylinder submerged in a wake. *J Fluid Mech* **853**, 301–332 (2018).
76. Qin, B., Alam, Md. M. & Zhou, Y. Free vibrations of two tandem elastically mounted cylinders in crossflow. *J Fluid Mech* **861**, 349–381 (2019).
77. Gardea, V. (2001). Conceptos Básicos sobre la formación y teoría de los vórtices. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 81-87.
78. Holmes, J. D. *Wind Loading of Structures, Third Edition*. (Taylor & Francis, 2015).
79. Hyung-Jo Jung, Seung-Woo Lee & Dong-Doo Jang. Feasibility Study on a New Energy Harvesting Electromagnetic Device Using Aerodynamic Instability. *IEEE Trans Magn* **45**, 4376–4379 (2009).
80. Zhao, M., Cheng, L. & Lu, L. Vortex induced vibrations of a rotating circular cylinder at low Reynolds number. *Physics of Fluids* **26**, (2014).

81. Bourguet, R. & Lo Jacono, D. Flow-induced vibrations of a rotating cylinder. *J Fluid Mech* **740**, 342–380 (2014).
82. JAUVTIS, N. & WILLIAMSON, C. H. K. The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping. *J Fluid Mech* **509**, 23–62 (2004).
83. FLEMMING, F. & WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-induced vibrations of a pivoted cylinder. *J Fluid Mech* **522**, 215–252 (2005).
84. Cajas, J. C. *et al.* Vortex induced vibrations of a pivoted finite height cylinder at low Reynolds number. *Physics of Fluids* **33**, (2021).

ANEXO 1.



Metascience in Aerospace, 1(3): 309–328.
DOI: 10.3934/mina.2024014
Received date: 28 June 2024
Revised date: 18 October 2024
Accepted date: 29 October 2024
Published date: 31 October 2024

<https://www.aimspress.com/journal/mina>

Research article

Numerical simulation of vortex-induced vibration in a bladeless turbine: Effects of separation distance between tandem harvesters

Dulce M Graciano¹, Fernando Z Sierra-Espinosa^{2,*} and Juan C García²

¹ Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Autonomous University of Morelos State, 101 Av. Universidad, Chamilpa, Mor. 62209, Mexico

² Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Autonomous University of Morelos State, 101 Av. Universidad, Chamilpa, Mor. 62209, Mexico

* Correspondence: Email: fse@uaem.mx.

Abstract: Bladeless wind turbines are attracting attention as energy harvesters due to several conveniences like the ease of construction and suitability for operating under small wind speed. As a grouped energy generation system, it is likely the simplest configuration compared to wind farms. However, the characterization of tandem harvesters requires a deep understanding of the effects produced by the interaction of the two. Therefore, this work considered a set of two conical cylinders representing tandem harvesters, which lie on the bottom of a wind tunnel and were subjected to resonance conditions. The attention focused on evaluating the effects of separation distance between conical cylinders by three distances: $\ell = 0.25h$, $0.5h$, and $0.75h$, where h is the cylinder's total height. Oscillation due to vortex shedding was numerically predicted. The analysis centered on the fluid-structure interaction in pairs of wind generators subjected to wind-induced resonance, and how the distance between them affects their oscillation. Experimental data of cylinder vibration measured in a wind tunnel served to validate the numerical results. The results showed strong effects of the wake on the second cylinder placed downstream from the first one for a distance $\ell = 0.25h$. In contrast, minimum effects were observed for $\ell = 0.5h$ and $\ell = 0.75h$.

Keywords: bladeless generator; wind tunnel; vortex generation; vortex shedding; vortex induced vibration

1. Introduction

Several technologies are being developed to convert kinetic wind energy into electrical energy. Traditionally, this conversion is performed by horizontal-axis wind turbines, which must be installed at significant distances from each other to avoid wind flow disturbances. An emerging technology that promises to overcome this limitation is the bladeless turbine. These devices operate on the principle of vortex-induced vibrations (VIV), a phenomenon that occurs due to the interaction between the fluid (air) and the structure. When the body responds freely, either due to being mounted elastically or its own flexibility, it can oscillate in two directions, in the stream-wise direction and perpendicularly, or a combination of both, resulting in VIV [1]. VIV is a phenomenon that occurs due to the detachment of the boundary layer around the body, whose behavior depends on the shape of the body, the flow conditions, and the orientation with respect to the flow direction. The boundary layer is a region where viscous effects are not negligible, and thus large velocity gradients are present. Studies by [2–13] have examined the behavior of this flow region and report a decrease of thickness as the Reynolds number increases. However, under separation conditions, the boundary layer separates and forms vortices behind the body, alternately from one side of the body to another giving rise to the vortex wake, known as a vortex street. The frequency of vortex shedding depends on the flow velocity and the geometry characteristics of the body. An interpretation is that the mutual interaction between two free shear layers is a key factor in the formation of vortex streets and postulates three conditions for fluid particles in the opposite shear layer that traverse the wake [14]: a) they can be entrained into the growing vortex, thereby reducing its strength, b) they can find their way into the shear layer with a vorticity of the opposite sign to theirs, and c) they can feedback into the near-wake region. The amount of fluid following these routes controls the shedding frequency, the strength of the shed vortices, and the base pressure.

Alternating vortex shedding has been characterized by authors [15–24] through the Reynolds and Strouhal numbers', Re - St , relationship, with the circular cross-section cylinder being the most studied body shape. The results are presented as correlation equations as a function of the Re number. For $0 < Re < 200$ and $200 < Re < 400$, Equations (1) and (2) apply, respectively [21]. For $Re > 1000$, Equation (3) is suggested [22], while for a range of $300 < Re < 2000$, Equation (4) is suggested [23]. Generally, Equation (5) is used for $47 < Re < 2 \times 10^5$, where St^* and m are coefficients that vary with Re [24]. Additionally, this relationship is subjected to the geometry of the body [25].

$$St = 0.2175 - \frac{5.10647}{Re} \quad (1)$$

$$St = 0.2120 - \frac{2.7}{Re} \quad (2)$$

$$St = 0.2698 - \frac{1.0271}{\sqrt{Re}} \quad (3)$$

$$St = 0.2120 \left(1 - \frac{12.7}{Re}\right) \quad (4)$$

$$St = St^* + \frac{m}{\sqrt{Re}} \quad (5)$$

On the other hand, the amplitude of body motion due to vortex-induced vibrations depends on the vortex shedding frequency, with a maximum for a synchrony between this frequency and the natural frequency of the body. As mentioned earlier, the vortex shedding frequency is a function of the Re number, so the range of synchronization also depends on Re . The literature survey revealed four kinds of synchronization for cylinder fluid as follows [26–27]:

1. **Initial Excitation:** The vortex shedding frequency is smaller than the natural frequency of the body, resulting in oscillation amplitudes around 0.4 diameter.

2. **Synchronization:** The vortex shedding frequency is near the natural frequency, with oscillation amplitudes up to 2 diameter.

3. **Low Synchronization:** The vortex shedding frequency is larger than the natural frequency, resulting in amplitudes around 0.6 diameter.

4. **Desynchronization:** The vortex shedding frequency is too different compared to the natural frequency of the body, resulting in small amplitudes, around 0.1 diameter.

Bladeless turbines like the ones studied in this work are semi-rigid structures in the stage of commercialization [28]. These turbines aim to operate in synchrony under resonance conditions. The key characteristics of bladeless wind turbines, such as shape, roughness, and reduced mass, play a significant role in determining the VIV phenomenon and influencing their operational performance. According to Chizfahm [29], the shape of the turbine significantly affects its performance. Conical-shaped blade turbines perform more efficiently at higher wind speeds, while circular-shaped ones are optimized for lower wind speeds. This indicates that shape tuning can expand their operational wind range. Additionally, González [30] highlights that an increase in the diameter of the turbine correlates with higher rms values, indicating improved energy generation capacity. Surface roughness slightly reduces the lock-in range of the turbine, potentially affecting the overall performance, particularly for slender circular designs. Experimental results indicate that to optimize the energy utilization from a flowing fluid in a confined space, a set of bladeless turbines is suggested [31]. However, the effects of two structures interacting with the same flow in a limited space are defined by the distance between them. This is because this distance has influence on the vortex wake and, consequently, it plays a role on the oscillation displacements of the structures. Moreover, the fluid direction and the shape of the turbine combine with the spacing to define the behavior of the tandem bodies. It is observed that the streamlines behave differently compared with those around an isolated body [32–36]. Developers expect these turbines to perform well together while interacting, provided they are placed at a certain distance from each other, estimated as a half the total height of the body [28]. Although, when two tandem bodies oscillate, their oscillation amplitude defines their mutual interaction [37–38], such that a “wake stiffness” occurs from the vortex wake of the upstream tandem body equal to a linear spring for the oscillation of the downstream body [39]. For instance, a separation ratio between bodies (length/diameter) larger than 3.0 ensures the downstream body influences little on the oscillations of the upstream body [40–41]. However, for bodies of variable diameter, the effects can vary. Therefore, this work examines the behavior of the vortex wake in two tandem cylinders with different separation ratios and Re numbers using two-dimensional computational fluid dynamics (CFD) models and experimental flow fields. The paper shows that a downstream cylinder is subjected to high levels of turbulence generated by the upstream cylinder in agreement with other reports [30,42]. It was found that the shape of the vortex wake behind the upstream cylinder is directly linked to the phase angle of the cylinder oscillation and the Reynolds number.

The angle of attack significantly influences the VIV behavior for tandem bodies. It is defined as the angle between the flow direction and the central line connecting the bodies. Notably, the main VIV responses occur for 0° and 90° angles of attack, while responses for other angles are almost neglected

[43]. This study specifically focuses on the case of a 0° angle of attack. Although it is known that the angle of attack is important for tandem bodies, which is the angle between the flow direction and the central line between them, this work limits to the case of no angle of attack. Furthermore, since a distance between bodies larger than $2.7D$ makes the upstream body isolated [37] and, besides, the oscillation amplitude of two cylinders in a tandem arrangement reaches a minimum value when the spacing distance is $3.5D$ [42–44], this study is limited to distances equal to or smaller than $0.75h$. In terms of energy harnessed, recent results indicate that a lighter mass and a larger diameter body can be more efficient for generating electricity [45]. Also, reducing the mass or increasing the stiffness or characteristic length of a vortex-induced generator allows a broader synchronization range, in favor of the output power and the range of fluid velocity [46]. While excessive damping reduces the oscillation amplitude and may even suppress vortex-induced vibrations, it helps to synchronize their oscillation movement more easily because the lower oscillation amplitudes cause a higher coupling level in VIV [47–49].

The studies mentioned above indicate that a systematic investigation on the distance between tandem bladeless turbines is lacking. Furthermore, how this distance affects each one in tandem configurations of bladeless generators is not known. Therefore, the present work investigates these two aspects of tandem bladeless generators. The following sections describe how this numerical research focused on this topic, which was validated with experimental data. Some guides for future directions will be given at the end, in the Conclusions section.

2. Methods and data sources

This section describes the characteristics of the bladeless turbine and the wind tunnel, starting with details of geometry, materials, and dimensions. In principle, the geometry aspects of the physical model are in agreement with the computational modeling, making a direct comparison of results possible, from numerical simulation to experimental data. The computational model reproduces the experimental prototype except for the size, since the prototype was made at a 1:2 scale of the numerical model.

Two different materials constitute the bladeless generator model: the first one is a flexible pivot that supports the conical cylinder and is allocated inside the main body. The pivot allows 2 degrees of freedom to the system since it is of flexible carbon fiber material. Instead, the main body, a 3-D printed conical cylinder, is made of polylactic acid of variable diameter.

2.1. Geometry and aspect ratio

The bladeless turbine under study is a model shown in Figure 1a–d scaled 1:1 from one reported by Cajas et al. [50]. Figures 1a–c show the model, composed of the pivot and the conical cylinder. The main dimensions are shown together with a list of materials and properties, which defined the boundary conditions, discussed below. The flexibility of the pivot allowed the conical cylinder the 2D of freedom to oscillate under the strength of the airflow. The domain is a group of two models separated by distance ℓ as shown in Figure 1b. An isometric view is shown in Figure 1c for a more detailed description.

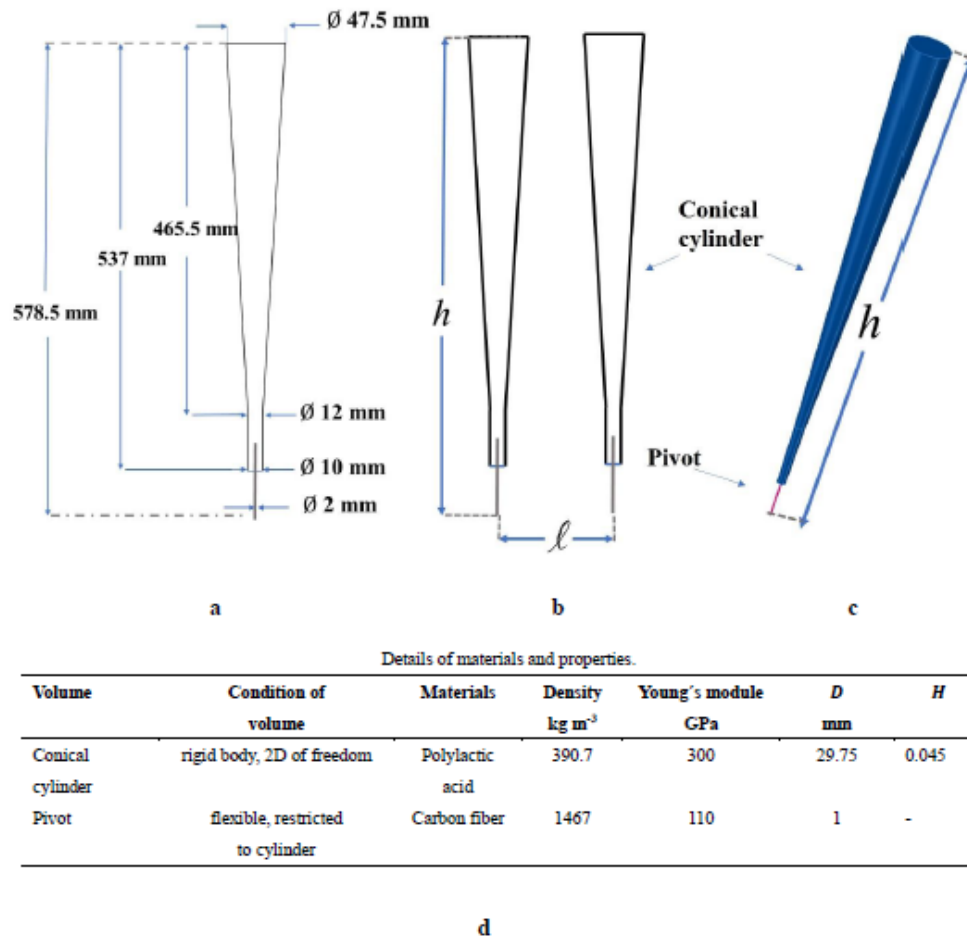


Figure 1. Main characteristics of the bladeless model, with details of construction: a) Single bladeless turbine with the detail of constitution fixed to the bottom of the wind tunnel, not to scale; b) Group of two bladeless turbines separated by a distance given as a function of the height, not to scale; c) Isometric 3D view of the conical cylinder; d) Details of bladeless structure.

The distance ℓ varied as a function of the height h as: $\ell = 0.25h$, $0.5h$, and $0.75h$.

The value of h is given in Figure 1. An aspect ratio, H , that represents the slenderness for which the results are valid, is defined as:

$$H = \frac{D}{h} \quad (6)$$

where D represents a diameter relation as:

$$D = \frac{d_{min} + d_{max}}{2} \quad (7)$$

with the minimum diameter: $d_{min} = 10 \text{ mm}$, and a maximum diameter: $d_{max} = 47.5 \text{ mm}$, as shown in Figure 1a. On the other hand, the reduced mass m^* was taken into account by the following expression:

$$m^* = \frac{m_s}{\rho h D^2} \quad (8)$$

where ρ is the fluid density, and m_s is defined as:

$$m_s = \rho_m A \quad (9)$$

with ρ_m representing the density of the body structure, and A representing the transversal cross-area of the pivot.

2.2. Computational modeling

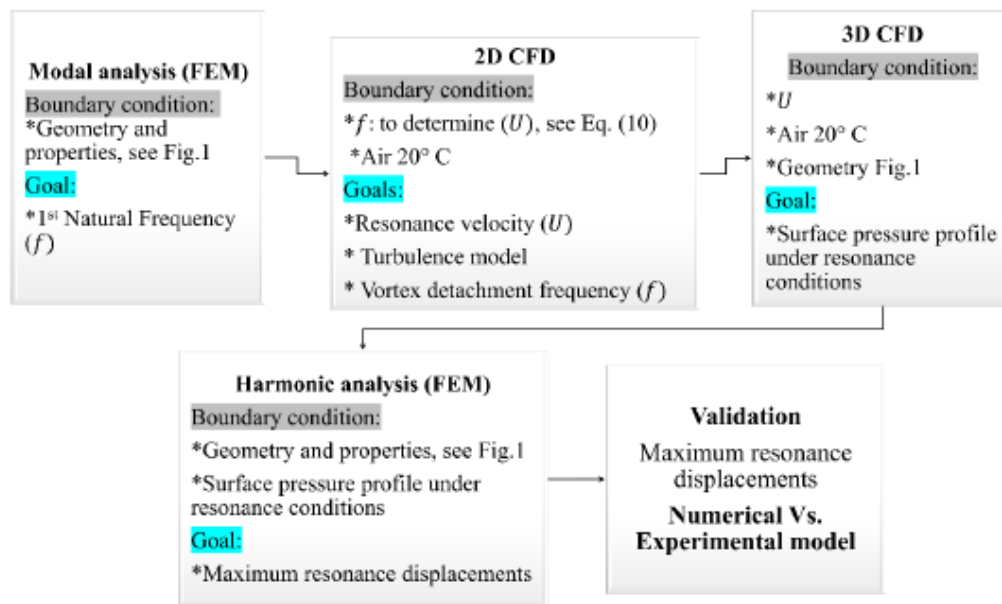


Figure 2. Flowchart of the modeling procedure combining the CFD and FEM approaches.

The methodology adopted in the computational modeling combines the approaches of finite element modeling (FEM) and computational fluid dynamics (CFD). This combination is needed in order to define the boundary conditions in every stage of the subsequent calculations until reaching the goal. Simultaneous solutions for fluid phase equations and structural equations have been reported for solving the VIV problem in ocean risers [51]. However, for the present work, decoupled solutions were adopted. Figure 2 shows a flowchart of the modeling, which was adopted in this work to simulate the body displacement on the second tandem bladeless generator as a consequence of vortex shedding from the first tandem bladeless generator. This effect is simulated for three separation distances from each other. The sequence of computational modeling starts with a modal analysis using FEM to identify the resonance condition of the turbine. Subsequently, 2D CFD simulations were performed on an

isolated bladeless turbine to determine the resonance velocity and select the turbulence model that best reproduced the vortex shedding phenomenon. Once these key parameters were identified, 2D CFD simulations again were carried out on two bladeless turbines arranged in tandem to assess the impact of different separation distances on vortex shedding. Afterward, 3D CFD simulations were conducted for both an isolated turbine and turbines in tandem, using the previously determined resonance velocity. Finally, a harmonic analysis was performed, with the resonance frequency and the pressure profiles obtained from the 3D CFD simulations, used as boundary conditions. The displacement results for the isolated turbine were compared with experimental wind tunnel data from a 1:2 scale model in interaction with an incompressible airstream fluid flow as described ahead.

A 3-D computational tetrahedral and non-structured mesh was built to define the domain that represents the interaction between the airstream and the bladeless bodies, which is shown in Figure 3. Specific boundary conditions were set up in the computational simulation as shown in the same figure. The two bladeless bodies and the air flow are aligned in the same direction to the airstream in- and outflow indicated with two arrows, while symmetry regions were defined on the extreme walls of the domain, which eases the convergence of the solution. The friction between the wall and airstream was a key factor that allowed us to analyze the VIV on the upstream bladeless turbine and the subsequent interaction of the wake with the downstream bladeless turbine, taking into account the no-slip condition with the bottom wall. The flow inlet was defined as a velocity boundary condition, defined by the Re number. For one bladeless model, the mesh was similar. The mesh size was six bladeless heights, h , in length, two heights tall, and four heights wide.

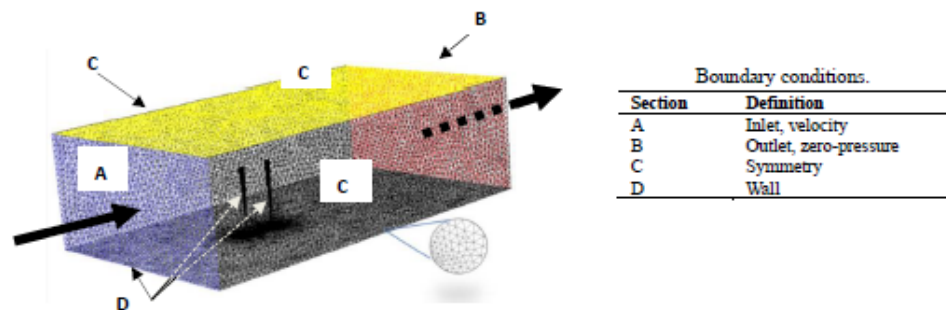


Figure 3. Computational mesh with non-structured elements used to simulate bladeless vortex shedding.

2.2.1. Mesh convergence

Table 1. Number of elements per mesh, and velocity results for the independence test.

Mesh	Single Conical Cylinder model		Distance between two conical cylinders					
	Cells $\times 10^6$	Velocity m/s	0.25h		0.5h		0.75h	
			Cells $\times 10^6$	Velocity m/s	Cells $\times 10^6$	Velocity m/s	Cells $\times 10^6$	Velocity m/s
1	2.4	2.0210	3.8	1.9881	4.4	1.9556	1.4	2.2710
2	3.7	1.9158	4.5	1.8949	6.2	1.9245	3.1	2.1792
3	4.1	1.8985	5.4	1.9076	7.8	1.9249	4.5	1.8851
4	5.5	1.8986	7.8	1.9071	9.4	1.9240	6.2	1.8978

A refining of the mesh process included a gradual increase in the number of cells, to test for mesh convergence. The mesh convergence ended when a difference of results between the last two meshes was small enough to consider that the calculation did not depend on the number of cells. Monitors of velocity located near the bladeless models indicated this convergence. The results are shown in Table 1.

The process indicated how much the resulted velocity differentiated from a result obtained with a mesh with a smaller number of cells, as shown in Table 1, until it reached an error smaller than 1%. In summary, mesh number 4 was enough for conducting the CFD simulations, for cases of one and two conical cylinders.

2.2.2. Turbulence modeling

A 2-D CFD simulation for fluid-structure interaction solved the conservation equations of mass and momentum as a function of time [52]. The goal was to conduct a benchmark to decide which turbulence model better reproduced resonance conditions on the structure, which was detected by a wake of vortex shedding, as observed in Figure 4. The information to find was at what velocity it occurred. Vortex shedding may occur in the wake for a range of fluid velocity past a body, depending on the natural frequency f of the body, which was found through modal analysis conducted by FEM. The magnitude found was $f = 5.36 \text{ Hz}$ [53]. This result served as a guide to calibrate the simulation assuming as a key control the resonance velocity, at the natural frequency of the structure.

The results are shown in Table 2 for a set of velocity conditions. While all velocity conditions tabulated produced vortex shedding, only one is near to the velocity of resonance, which was found to be $U = 1.5 \text{ m s}^{-1}$. As observed in Table 2, all models approximate to the natural frequency of the bladeless generator for the condition $U = 1.5 \text{ m s}^{-1}$, with an error smaller than 3%, except Spallart. In addition, it is notorious that model k- ϵ standard predicts the frequency of the vortex with the smallest error, 1.31%, while models k- ϵ realizable and k- ω predict it with an error of 2.24%. Finally, the k- ϵ SST model had an error of 2.43%.

Table 2. Benchmark of turbulence models for a range velocity based on the natural frequency of the bladeless body.

Condition	Vortex shedding frequency					
	Hz					
	Model tested for turbulence					
U m s^{-1}	Laminar	Spallart	k- ϵ standard	k- ϵ realizable	k- ω	k- ϵ SST
0.1	0.48	0.33	0.33	0.33	0.33	0.39
0.5	1.99	1.74	1.99	1.99	1.99	1.74
1	3.98	3.49	3.99	3.99	3.99	3.49
1.5	5.47	4.98	5.43	5.48	5.48	5.23
2	6.41	6.48	7.48	7.48	7.48	6.98
2.5	7.58	7.98	9.47	9.47	9.47	8.72

To finish the calibration of turbulence modeling, the analysis turned to verify which model best reproduced the Strouhal number, St , defined as:

$$St = \frac{fd}{U} \quad (10)$$

where f represents a frequency for the detachment of the vortex, d is the diameter, and U is the upstream flow velocity. The reference value for this parameter is $St = 0.2$ [16,53–54], which, as

discussed above, is often related to the Re number:

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (11)$$

where L is a characteristic length, the diameter, and ν is the kinematic viscosity of the fluid. The results are in Table 3, including the solutions with four models for turbulence and a Re number for the velocity of resonance from Table 2. As observed, two models predict the St number with approximate accuracy, k- ϵ realizable and k- ω . This will be discussed below.

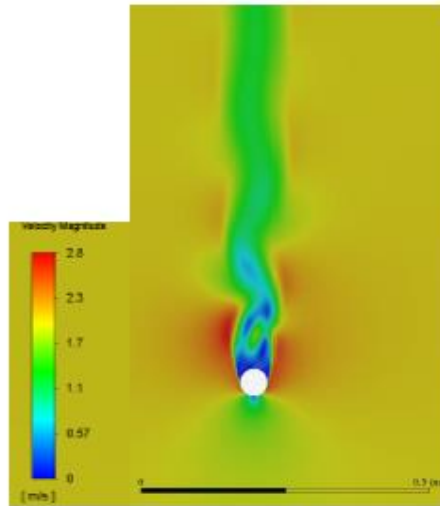


Figure 4. A 2-D computational simulation of vortex shedding.

Table 3. Comparison of turbulence models for the prediction of St for a velocity of resonance.

$U \text{ ms}^{-1}$	Strouhal number					
	Condition		Models tested for turbulence			
	$Re \times 10^3$	$Re \log$	k- ϵ standard	k- ϵ realizable	k- ω	k- ϵ SST
1.5	4.88	3.7	0.172	0.173	0.173	0.165

2.3. Validation of the numerical approach by comparison with experimental data

The validation of the numerical approach presented above proceeded first by a comparison with the St number reported as $St = 0.2$ [20,54]. A whole set of predictions is shown in Figure 5, where the St number is plotted against the Re number. The plot indicates that the models k- ϵ realizable and k- ω follow the experimental results from the literature [54]. The results from these two models differ from the experimental data by only 3.6%, which is considered acceptable for subsequent computations. However, with a criterion based on minimizing the computational effort, the k- ϵ realizable model solution is preferred since it gets faster convergence compared to k- ω . Therefore, the results given in the next section refer only to the k- ϵ realizable model.

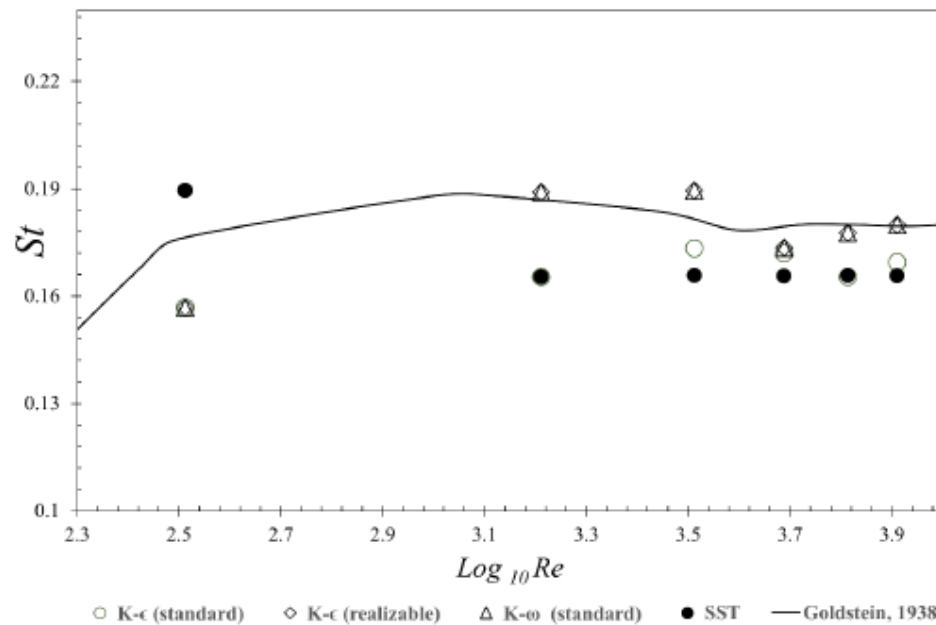


Figure 5. A comparison of 2-D modeling for the Strouhal number as a function of the Reynolds number for one cylinder past the fluid.

Subsequently, the numerical approach was validated against results from experimental wind tunnel modeling of a bladeless generator conducted by the authors, where details are being reported separately. The experiment was planned following reported work in the literature [54], adapted to an existing wind tunnel. For this reason, the experimental bladeless generator is a 1:2 scale model from the reported one [50]. The comparison of numerical to experimental results corresponds to a Re number for the middle diameter. All settings of both models are shown in Table 4. As observed, the conditions for fluid flow are the same, meaning that a value for displacement of oscillation is experimentally smaller than the numerical one because of the scale effect.

Table 4. Main conditions of wind tunnel experimental and numerical modeling.

Condition		Operating oscillation (Resonance)		Geometry			Materials	
U ms^{-1}	Re $\times 10^3$	Amplitude mm	Velocity mm s^{-1}	d_{min} mm	d_{max} mm	h mm	pivot	Conical cylinder
Experimental model								
5.14	4.82	8.83	89.7	5	23.75	268.5	Carbon fiber	Polylactic acid
Numerical model								
1.5	4.88	16.8	-	10	47.5	578.5	Carbon fiber	Polylactic acid

In both models, since the material properties were identical, the reduced mass was 139 in the numerical model and 278 in the experimental model. Since the numerical approach was for a not-flexible bladeless generator, the amplitude of oscillation was calculated with harmonic analysis, based on FEM. This methodology did not allow us to numerically obtain a resonance velocity of oscillation as observed in column four of Table 4. So, this parameter could not be compared. Despite this limitation, the accuracy of the numerical solution led to a small discrepancy of 5.1% between the numerical and experimental results for the amplitude of the operating oscillation. Therefore, based on this result and the validation against another source [54], the numerical approach was considered acceptable.

3. Results and Discussion

3.1. 2-D simulation of tandem cylinder distribution

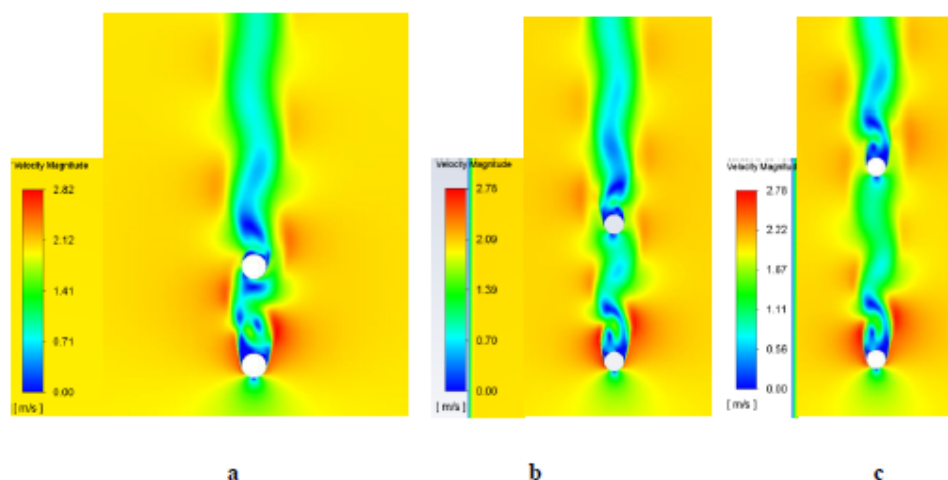


Figure 6. A 2-D computational simulation of vortex shedding for tandem bladeless generators for $Re = 4.88 \times 10^3$; a) $l = 0.25h$; b) $l = 0.5h$; c) $l = 0.75h$.

Next, we will glance at the worth of the time dependent solution of past flow over two 2-D bladeless generators in tandem distribution. The results of several monitors placed strategically around the cylinders show the effects. The vortex shedding presents strong discrepancy between the first and second cylinders due to the distance of separation l . The results are shown in the form of colored contours of velocity in Figure 6 for the three distances of separation for the tandem cylinders. Focusing the attention on the wake of the first cylinder, we see that the wake is defined by a region of separation of the boundary layer, marked with zero velocity, and it looks similar for three distances as shown in Figures 6a–c. However, an effect on the wake in front of the second cylinder is evident, especially for the shortest distance $l = 0.25h$ in Figure 6a, because a modified pressure field affects and deforms the second vortex. This effect makes flow distribution different on the second cylinder, preventing the development of vortex shedding, which is responsible for the oscillatory vibration, especially affecting the amplitude of this oscillation. Instead, a second vortex pair is in course with a distance separation

of $\ell = 0.5h$ in Figure 6b, with little effect on the flow distribution for the second cylinder. Finally, the distance of separation $\ell = 0.75h$ represents a safe configuration for the development of the vortex and the effect of vortex shedding for the second cylinder seems minimal.

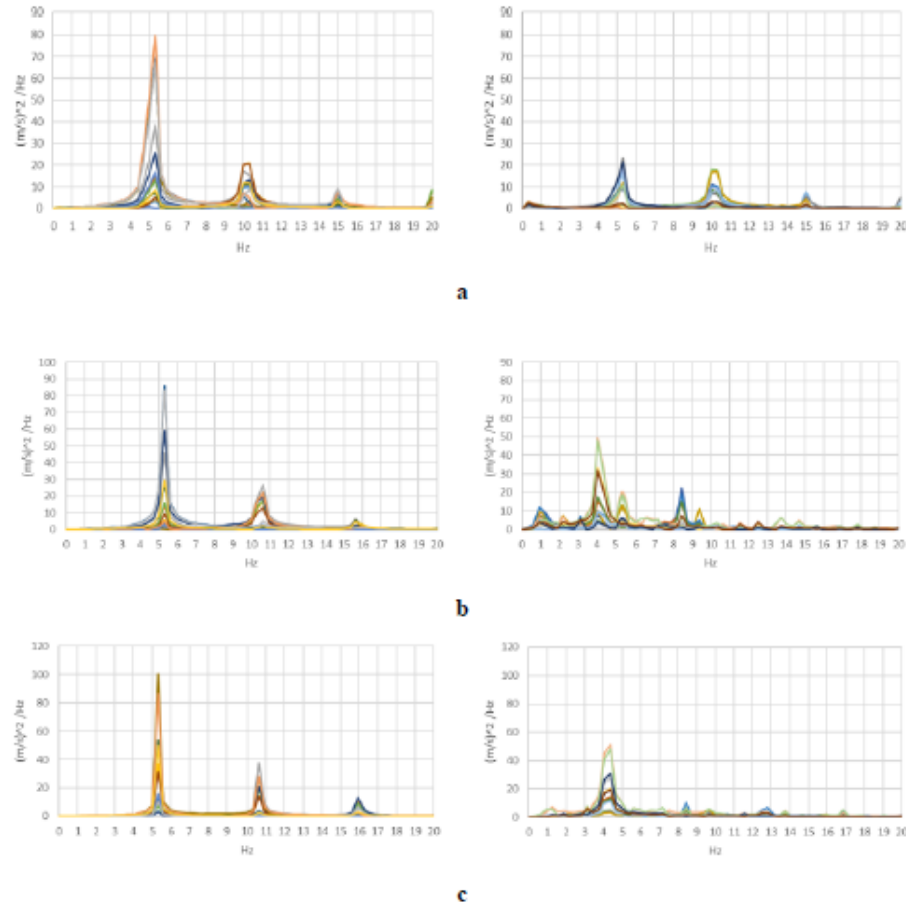


Figure 7. Spectrum of vortex shedding frequency from 2-D computational simulation for the first cylinder on the left, and for the second cylinder on the right; a) $\ell = 0.25 h$; b) $\ell = 0.5 h$; c) $\ell = 0.75 h$.

The results in Figures 6a–c are congruent with the frequency of detachment, which is part of the analysis for the first and second cylinders, as presented in Table 5. This table shows that the medium distance of separation between the cylinders makes a strong effect on vortex shedding frequency for the second cylinder. The second cylinder presents a reduction of 25.3%, compared to the frequency of the first cylinder. It is assumed that the energy from this reduction distributes over other frequencies, since the spectrum of vortex shedding frequencies shows many more frequencies for the second

cylinder than for the first cylinder, as observed in Figures 7a–c. In agreement with Table 4, the results for the shortest distance of separation, Figure 7a shows unaltered frequencies for the middle distance $\ell = 0.5 h$ of separation, compared to the first cylinder on the left, except for reduced amplitude. The reduction for amplitude on the spectrum of vortex shedding frequency may be considered as a second effect of the distance of separation between the first and second cylinders. The distance from the first one that most affects the second cylinder in this respect is $0.25h$. In summary, while the frequency of vortex shedding remains constant for the first BG1, for all separation distances ℓ (see Table 5), its amplitude of spectrum increases little, compared to the effects on the second cylinder BG2, as observed in Figure 8. This figure shows a plot of spectrum against distance of separation, where a strong effect of reduction on the second tandem cylinder is observed.

Table 5. Numerical simulation results for tandem bladeless generators (BG).

Distance of separation ℓ	Re $\times 10^3$	Detachment frequency BG1 Hz	Detachment frequency BG2 Hz
$0.25 h$	4.88	5.3125	5.3125
$0.5 h$	4.88	5.3125	4.0625
$0.75 h$	4.88	5.3125	4.375

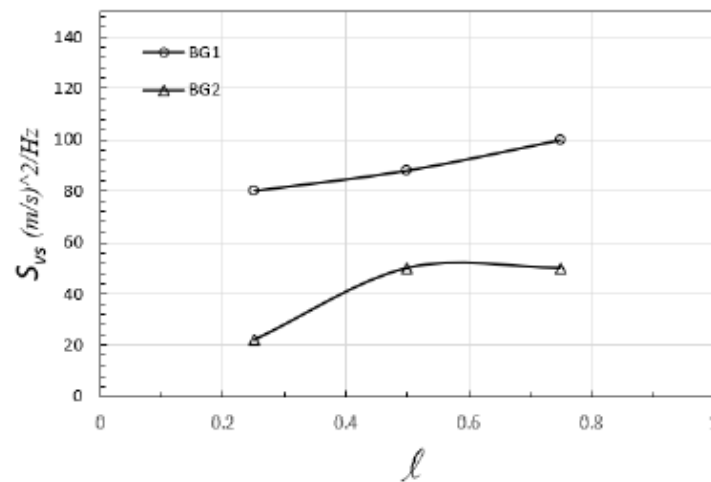
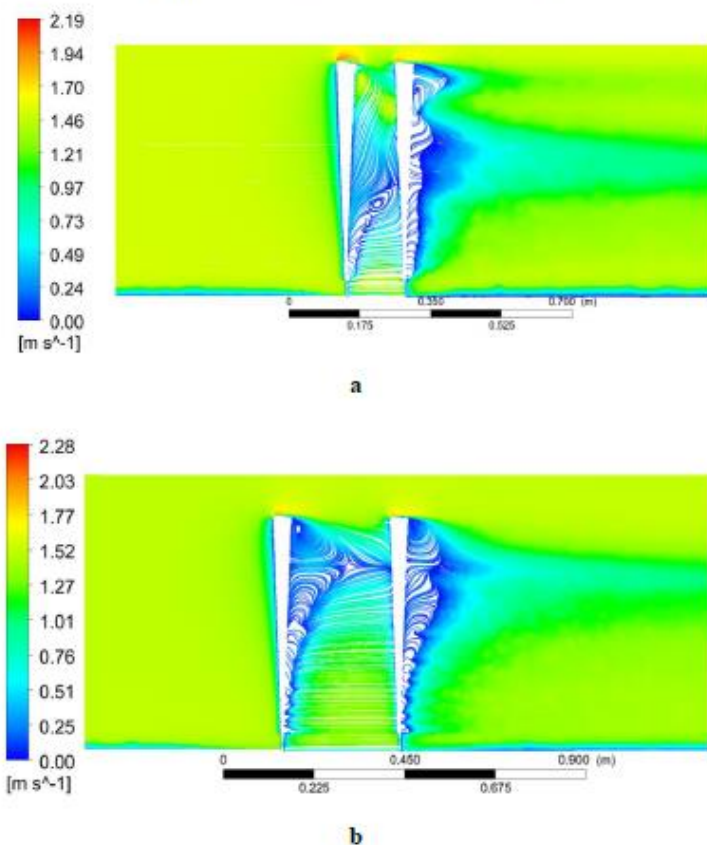


Figure 8. Amplitude of spectrum of vortex shedding for each cylinder BG1 and BG2, as a function of separation distance ℓ .

The amplitude of oscillation S_{vs} is a parameter that deserves special attention together with the frequency of oscillation in energy harvesting, since it affects the efficiency of the harvester. Although for BG1, there is no difference of amplitude between the separation distances $0.5h$ and $0.75h$, a reduction of 54% results for the amplitude for BG2 compared to the first one, as observed in Figure 8. From this result on, it is clear that the efficiency of BG2 reduces drastically.

3.2. 3-D simulation of tandem cylinder distribution

The 3-D numerical simulation is conducted using grid 4 of Table 1, shown in Figure 3. The results are presented in streamlines to represent and display the wake displacement through side views, as observed in Figures 9a–c. The closer the tandem cylinders, the more the effect of the first has on the second. In addition, the conical shape of the cylinders renders uneven distribution of the wake, especially for separation distances $0.25h$ and $0.5h$. Instead, Figure 9c shows that a larger separation distance like $0.75h$ has little effect on the wake from each other. By comparison, a single cylinder is presented in Figure 9d. The wake is observed to present the largest displacement in the stream direction of fluid flow in a height position $h = 75\%$, which is in agreement only with the result for a separation distance $\ell = 0.5h$, since it gives the smaller effect of wakes as discussed above. However, by analyzing the wake for separation distance $\ell = 0.75h$, a totally different result is observed. Although compressibility of air is small, the effect at this separation distance affects them both upstream and downstream.



Continued on next page

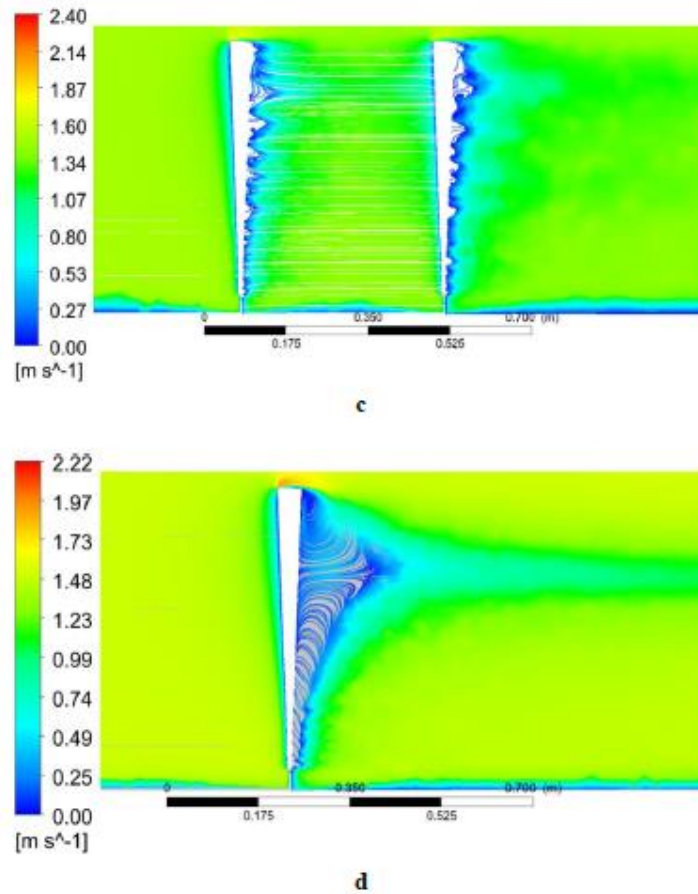


Figure 9. Streamlines for 3-D numerical solution vortex shedding for $Re = 4.88 \times 10^3$, as a function of the separation distance; a) $\ell = 0.25h$; b) $\ell = 0.5h$; c) $\ell = 0.75h$; d) single bladeless generator.

After analyzing the results in a 3-D solution, the pressure field was defined for each cylinder and for three distances of separation. The pressure field was used as a boundary condition in a FEM solution for harmonics analysis. The results of this modeling allowed us to determine the amplitude of oscillation displacement, which is shown in Figure 10 for each cylinder.

As expected, the oscillation amplitude for the downstream tandem cylinder becomes affected by the first cylinder. The difference with the upstream tandem cylinder is up to 58.3% smaller for a short separation distance $0.25h$, while the difference reduces to 22% for the larger distance $0.75h$. Instead, for the middle separation distance $0.5h$, the difference of amplitude reduces to 33%.

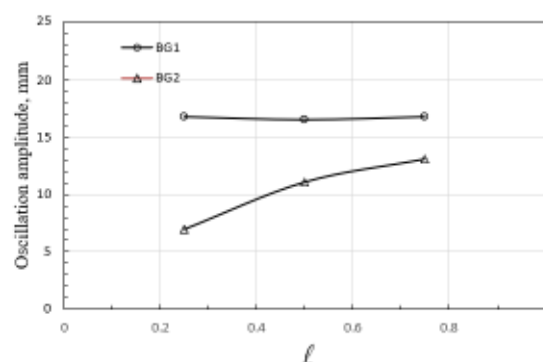


Figure 10. Effect on oscillation displacement from the first to the second bladeless generator for $Re = 4.88 \times 10^3$, as a function of separation distance.

4. Conclusions

The paper presents results from numerical solutions of fluid flow past a bladeless turbine and its effects on a second tandem bladeless turbine. The work focused on oscillating cylinders of varying diameter, with slenderness ratio, $H = 0.045$. The goal was to define the best separation distance between them, judged by the maximum amplitude of vibration and the frequency of oscillation for the downstream one, which are affected by the wake of vortex shedding. As a benchmark, looking at the solutions obtained with four different turbulence models, the k- ϵ realizable model was the best option for this case. A flowchart showing the route for numerical predictions was defined using combined CFD and FEM. The main effects are observed in the bladeless turbine placed downstream, through a reduction of oscillation displacement, and of the frequency of oscillation. The results indicate that as the separation distance between both turbines decreases, the difference in displacement amplitude increases, with the upstream turbine exhibiting the maximum amplitude. Therefore, from the three separations studied, it was observed that $l = 0.75h$ causes the least difference in displacement amplitude between the upstream and downstream turbines. This is because the closer the bodies are, the greater the disturbance the upstream body generates on the downstream body, subjecting the second body to excitations that do not necessarily correspond to its natural frequency. Future directions for the research are: evaluating the vibration modes of single and tandem bladeless turbines and investigating how the vibration modes relate with the power output for both resonance and near resonance conditions.

Use of AI tools declaration

The authors declare they have not used Artificial Intelligence (AI) tools in the creation of this article.

Acknowledgments

The Mexican Program for Higher Education PRODEP supported this work under project 511/2022-5257-742. The first author would like to thank Conahcyt for the scholar grant 966584 received during her PhD research.

Author contributions

All authors contributed to the study conception and design. The material preparation, data collection and analysis performed by [D.M. Graciano, F.Z. Sierra-Espinosa and J.C. García]. A first draft written by [D.M. Graciano and F.Z. Sierra-Espinosa] and author [J.C. García] contributed with signal processing. All authors read and approved the final manuscript.

Conflict of interest

The authors have no relevant financial or non-financial interests to disclose.

References

1. Nair AR, Jaiswal V, McGinty TD (2018) Riser Vortex-Induced Vibrations. *Encyclopedia Marit Offshore Eng* 2017: 1–12. <https://doi.org/10.1002/9781118476406.emoe492>
2. Bhatt R, Alam MM (2018) Vibrations of a square cylinder submerged in a wake. *J Fluid Mech* 853: 301–332. <https://doi.org/10.1017/jfm.2018.573>
3. Huang Z, Ong MC, Larsen CM (2019) Wake structures and vortex-induced forces of a controlled in-line vibrating circular cylinder. *Ocean Eng* 189. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.106319>
4. Janocha MJ, Ong MC, Nystrom PR, et al. (2021) Flow around two elastically-mounted cylinders with different diameters in tandem and staggered configurations in the subcritical Reynolds number regime. *Mar Struct* 76. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2020.102893>
5. Li JH, Wang BF, Qiu X, et al. (2024) Vortex dynamics and boundary layer transition in flow around a rectangular cylinder with different aspect ratios at medium Reynolds number. *J Fluid Mech* 982: A5. <https://doi.org/10.1017/jfm.2024.87>
6. Muyschondt R, Nguyen T, Hassan YA, et al. (2021) Experimental measurements of the wake of a sphere at subcritical reynolds numbers. *J Fluid Eng-T Asme* 143: 061301. <https://doi.org/10.1115/1.4049936>
7. Rahman H, Khan IA, Abbasi WS, et al. (2024) Aerodynamic characteristics and wake formation behind a pair of side-by-side rectangular cylinders using the lattice Boltzmann method. *Ocean Eng* 303: 117813. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2024.117813>
8. Chen W, Ji C, Alam Md M, et al. (2022) Three-dimensional flow past two stationary side-by-side circular cylinders. *Ocean Eng* 244: 110379. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.106319>
9. Kumar A, Das S P, Tiwari S (2024) Wall effect on the wake characteristics of a transversely rotating sphere. *Phys Fluids* 36. <https://doi.org/10.1063/5.0180332>
10. Liu H, Li H, Wang H, et al. (2024) Effects of a detached splitter on the vortex-induced vibration of a 5: 1 rectangular cylinder. *Phys Fluids* 36. <https://doi.org/10.1063/5.0183812>
11. Wang W, Duan P (2024) Vortex-induced vibration response of the cylinder inspired by Terebridae. *Mar Structures* 94: 103575. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2024.103575>
12. Ashouri A, Izadpanah E, Hekmat MH, et al. (2021) Numerical investigation on two-degree-of-freedom vortex-induced vibration of a circular cylinder in power-law fluids. *J Nonnewton Fluid Mech* 292. <https://doi.org/10.1016/j.jnnfm.2021.104535>
13. Achenbach E (1974) Vortex Shedding from Spheres. *J Fluid Mech* 62. <https://doi.org/10.1017/S0022112074000644>

14. Gerrard JH (1966) The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *J Fluid Mech* 25: 401–413. <https://doi.org/10.1017/S0022112066001721>
15. Jiang H, Cheng L (2017) Strouhal-Reynolds number relationship for flow past a circular cylinder. *J Fluid Mech* 832: 170–188. <https://doi.org/10.1017/jfm.2017.685>
16. Liu Y, Liu J, Gao FP (2023) Strouhal number for boundary shear flow past a circular cylinder in the subcritical flow regime. *Ocean Eng* 269: 113574. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113574>
17. Derakhshandeh JF (2024) Wake-induced vibration of an elastic plate submerged in the wake of tandem circular cylinders. *Phys Fluids* 36: 033623. <https://doi.org/10.1063/5.0199501>
18. Ramalingam S, Huang RF, Hsu CM (2023) Effect of crossflow oscillation Strouhal number on circular cylinder wake. *Phys Fluids* 35: 95118. <https://doi.org/10.1063/5.0168618>
19. Wang Y, Lou M, Liang W, et al. (2024) Dynamic evolution of Strouhal number in flexible pipes coupling rotation. *Int J Mech Sci* 263: 108783. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108783>
20. el Sheshtawy H, Toedter S, el Moutar O, et al. (2021) Experimentally investigated vortex-induced vibration of a high aspect ratio and small mass ratio circular cylinder oscillating in low reduced velocity flows. *Ocean Eng* 238. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109735>
21. Ponta FL, Aref H (2004) Strouhal-Reynolds Number Relationship for Vortex Streets. *Phys Rev Lett* 93: 084501. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.93.084501>
22. Williamson CHK, Brown GL (1998) A series in $L/\sqrt{Re}$ to represent the Strouhal - Reynolds number relationship of the cylinder wake. *J Fluids Struct* 12: 1073–1085. <https://doi.org/10.1006/jfls.1998.0184>
23. Williamson CHK (1996) Vortex Dynamics in the Cylinder Wake. *Annu Rev Fluid Mech* 28: 477–539. <https://doi.org/10.1146/annurev.fl.28.010196.002401>
24. Fey U, König M, Eckelmann H (1998) A new Strouhal-Reynolds-number relationship for the circular cylinder in the range $47 < Re < 2 \times 10^5$. *Phys Fluids* 10: 1547–1549. <https://doi.org/10.1063/1.869675>
25. Derakhshandeh JF, Alam MM (2019) A review of bluff body wakes. *Ocean Eng* 182: 475–488. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.04.093>
26. Bernitsas MM, Raghavan K, Ben-Simon Y, et al. (2006) VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow. in *Volume 2: Ocean Engineering and Polar and Arctic Sciences and Technology*, 619–637. <https://doi.org/10.1115/OMAE2006-92645>
27. Raghavan K, Bernitsas MM (2011) Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid circular cylinder on elastic supports. *Ocean Eng* 38: 719–731. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2010.09.003>
28. Villarreal Yáñez DJ (2018) Vortex resonance wind turbine. Available from: <https://www.researchgate.net/profile/David-J-Yanez/publication/>
29. Chizfahm A, Yazdi EA, Eghtesad M (2018) Dynamic modeling of vortex induced vibration wind turbines. *Renew Energy* 121: 632–643. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.038>
30. González-González E, Yáñez DJ, Del Pozo S, et al. (2024) Optimizing Bladeless Wind Turbines: Morphological Analysis and Lock-In Range Variations. *Appl Sci* 14: 2815. <https://doi.org/10.3390/app14072815>
31. Sun H, Ma C, Kim ES, et al. (2017) Hydrokinetic energy conversion by two rough tandem-cylinders in flow induced motions: Effect of spacing and stiffness. *Renew Energy* 107: 61–80. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.01.043>
32. Lam K, Fang X (1995) The Effect of Interference of Four Equispaced Cylinders in Cross Flow on Pressure and Force Coefficients. *J Fluids Struct* 9: 195–214. <https://doi.org/10.1006/jfls.1995.1010>

33. Lam K, Li JY, So RMC (2003) Force coefficients and Strouhal numbers of four cylinders in cross flow. *J Fluids Struct* 18: 305–324. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2003.07.008>
34. Zou L, Lin Y, Lam K (2008) Large-Eddy Simulation of Flow Around Cylinder Arrays at a Subcritical Reynolds Number. *J Hydrodyn* 20: 403–413. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2003.07.008>
35. Kahil Y, Benhamadouche S, Berrouk AS, et al. (2019) Simulation of subcritical-Reynolds-number flow around four cylinders in square arrangement configuration using LES. *Eur J Mech-B/Fluids* 74: 111–122. <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2018.11.008>
36. Pouryoussefi SG, Mirzaei M, Pouryoussefi SMH (2011) Force coefficients and Strouhal numbers of three circular cylinders subjected to a cross-flow. *Arch Appl Mech* 81: 1725–1741. <https://doi.org/10.1007/s00419-011-0514-3>
37. Kim S, Alam MM, Sakamoto H, et al. (2009) Flow-induced vibrations of two circular cylinders in tandem arrangement. Part 1: Characteristics of vibration. *J Wind Eng Ind Aerod* 97: 304–311. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2009.07.004>
38. Xu W, Ji C, Sun H, et al. (2019) Flow-induced vibration of two elastically mounted tandem cylinders in cross-flow at subcritical Reynolds numbers. *Ocean Eng* 173: 375–387. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.01.016>
39. Assi GRS, Bearman PW, Carmo BS, et al. (2013) The role of wake stiffness on the wake-induced vibration of the downstream cylinder of a tandem pair. *J Fluid Mech* 718: 210–245. <https://doi.org/10.1017/jfm.2012.606>
40. Kim ES, Bernitsas MM (2016) Performance prediction of horizontal hydrokinetic energy converter using multiple-cylinder synergy in flow induced motion. *Appl Energy* 170: 92–100. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.116>
41. Kim ES, Bernitsas MM, Kumar RA (2011) Multi-Cylinder Flow-Induced Motions: Enhancement by Passive Turbulence Control at 28,000 Re and 120,000. in *Volume 7: CFD and VII; Offshore Geotechnics*, 249–260. <https://doi.org/10.1115/OMAE2011-49405>
42. Ding L, Bernitsas MM, Kim ES (2013) 2-D URANS vs. experiments of flow induced motions of two circular cylinders in tandem with passive turbulence control for 30,000 Re and 105,000. *Ocean Eng* 72: 429–440. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2013.06.005>
43. Vandiver KJ, Cheng Y, Jaiswal V, et al. (2009) An experimental evaluation of vortex-induced vibration of a riser bundle with gaps. *Proc of the ASME 28th Int Conf on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Honolulu. <https://doi.org/10.1115/OMAE2009-79757>
44. Haider BA, Sohn CH (2018) Effect of spacing on a pair of naturally oscillating circular cylinders in tandem arrangements employing IB-LB methods: Crossflow-induced vibrations. *Int J Mech Sci* 142–143, 74–85. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.04.032>
45. Song R, Shan X, Lv F, et al. (2015) A study of vortex-induced energy harvesting from water using PZT piezoelectric cantilever with cylindrical extension. *Ceram Int* 41: S768–S773. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2015.03.262>
46. Lai Z, Wang S, Zhu L, et al. (2021) A hybrid piezo-dielectric wind energy harvester for high-performance vortex-induced vibration energy harvesting. *Mech Syst Signal Process* 150: 107212. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107212>
47. Yuan W, Sun H, Li H, et al. (2020) Flow-induced oscillation patterns for two tandem cylinders with turbulence stimulation and variable stiffness and damping. *Ocean Eng* 218: 108237. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108237>
48. Williamson CHK, Govardhan R (2004) VORTEX-INDUCED VIBRATIONS. *Annu Rev Fluid Mech* 36: 413–455. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.36.050802.122128>

49. Govardhan R, Williamson CHK (2000) Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. *J Fluid Mech* 420: 85–130. <https://doi.org/10.1017/S0022112000001233>
50. Cajas JC, Pastrana D, Rodríguez I, et al. (2021) Vortex induced vibrations of a pivoted finite height cylinder at low Reynolds number. *Phys Fluid* 33. <http://doi.org/10.1063/5.0051689>
51. Kara MC, Jaiswal V, Sharma PP, et al. (2018) Numerical Modeling of High Length-to-Diameter Ratio Riser Subjected to VIV. Paper presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA. <https://doi.org/10.4043/28635-MS>
52. Ferziger J, Peric M (1996) Computational methods for fluid dynamics, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-99693-6>
53. Graciano DM (2020) Determination of the wake vortex effect on the oscillation of a group of wind generators by vorticity, Master Thesis, State of Morelos University, Center for Research in Engineering and Applied Sciences, UAEM, Cuernavaca, Mexico.
54. Goldstein S (1938) *Modern developments in fluid dynamics; an account of theory and experiment relating to boundary layers, turbulent motion and wakes*. Oxford: Cambridge University Press.



AIMS Press

© 2024 the Author(s), licensee AIMS Press. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0>)



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

JEFATURA DE POSGRADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS



Cuernavaca, Morelos, 04 de febrero de 2025.

DR. J JESÚS ESCOBEDO ALATORRE
DIRECTOR DEL CENTRO DE INVESTIGACIÓN
EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA ESTELA DE VÓRTICES EN LA OSCILACIÓN DE UN CONJUNTO DE GENERADORES POR VORTICIDAD, que presenta la alumna **Dulce María Graciano Graciano**, para obtener el título de **Doctorado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta

DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA

DR. ARTURO MOLINA OCAMPO

DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

DR. JOSÉ OMAR DÁVALOS RAMÍREZ

DR. FRANCISCO CARRILLO PEREYRA

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

Se adiciona efirma UAEM



Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209, Edificio 65,
Tel. 777 329 70 00 Ext. 6208 / ciicap.posgrado@uaem.mx

UAEM
RECTORÍA
2023-2029



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento con firma electrónica UAEM, soportada por el certificado vigente a la fecha de su elaboración y con efectos plenos de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS PUBLICADOS en el ÓRGANO INFORMATIVO UNIVERSITARIO "ADOLFO MENÉNDEZ SAMARÁ" número 117 de fecha 20 de abril de 2021.

Sello electrónico

FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA | Fecha:2025-02-06 11:14:39 | FIRMANTE

kn6geRr/C07aGmKJN01/b7pbDhbFhniExUrUFq4Rwrv7QK6kl2TkYJtRwA7mkbnn1P7FX9R+LS1JAHyr794EokKxdMPahnd5o7OEMCmRwSofid8NeUbpplYh4qCxtiKM/xtsZEQZ
Dtz9sXa1tS08U++mEvsllVp7DHLTF8guoeYygb7x4A53tQBM7RmRk3hOtf4qIK5doAOGqSHvVgJDeC/vUljiTMkDthm9hsbVcmvpVppECNN4gEWPx8E0/Ofz9h76wjiLBv8hp4a0
EMymjsz1yn4vArqBzCeKx+qMhHO8ddT49aoRHn3SJNH+UBHKOQAtHMZco8CAAeUQ5nlw==

JOSE OMAR DAVALOS RAMIREZ | Fecha:2025-02-06 12:37:37 | FIRMANTE

IO+aaJAh2mf009pTraPAbWj3AnZivDStzd94Nq3Ar2oHbLe4vQH2rYvMmoxkTOBjAuZrept7E5moaR6wi0J8UEXpCY3LfcJ12WKxhScUrJhEb67qeNrwnYhd/eTUpoJm1A6GNep5
kLBGuM9V0C7kbLalNV/8l86O76ndtH43zulpW+bCiGNkjPet/EMTFdIEMKqP/jaU6/SV2W/v8vK7Q/D0F08mpHseimjdcV8KMDHxbOFQZFaMPzOKc9LTZIYZZJr+SZKGS+0wK
0stdV8um5I9NJ2r/JR+Guc4nB+JEnGd6GO+pP01rOJHyCvjERUGYIKr1ox/g3v0ldXOg==

JOSE ALFREDO RODRIGUEZ RAMIREZ | Fecha:2025-02-07 07:08:50 | FIRMANTE

bNRswdhfIKXIPrhR0qnVLU8WiYP/esuUTmroYRHZb40V0XB3QsVmyFFLmloUHRsHoifr5HOEUJPpPajnmO4OkW68k6iVvTbxwP3cR5Y4P1ZhwieyHH+Q19oyqWzQFCV3fuAO
mrMhRqWgqKWR4zQieQINlqxK5QkQe/CJ3b6IM7FUAaZcMDA/ITGe9RI1/MgYpjPXT/3SBtq5x1iSJNm6+d3+cT5r4sKC+THR25yCDTDHu+Cvko/G8usy4Wzp88RXdT4Xo3yVx0
0GQL0MaFDS5S8WGISBnLMZ/ej5TOETG/rQo87KbpsNVipRIsPNeJqPD7uDI7mvdU0JkX1vCQ==

ARTURO MOLINA OCAMPO | Fecha:2025-02-07 11:24:50 | FIRMANTE

qm0vNmY3wpmvYw/Z1RzeW0uuM6k5NobG9VJp/o7UGexIKb0JESIr6NKcEecPuYdVMulszF8EkYVQeIm2xq0AN6QL/yRC0GgS4utJH0v8f5QqukC9VKNE+UXeqhQ6n9fqPyrV
+zJILRYvYlapVwoUzp0/dXgnJOM+53JWK7TNU1wxwGbwKvAG27Gm2v0VnHFikndEc2c2OGIBPmrnxK9OWtLE6h/4l6RdlpC+ejnVnyMcvXC72nQza1cH79zAsVzOAe9NpUq
CoNYx39KEqTemGKE9P+FQ77DnEeZDIF4SNCTibLOXbFyyoqPNCz2glsJlwg9u6zhlv2a7xYC3pu9Q==

LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2025-02-10 11:09:43 | FIRMANTE

JtoE62CVQI+fww7TIIIGDn6p6vqmTbIWUGr/EH+icOW22WwOHg3Qxe1XU7a4auhycKMYreARAgmATXikOvwVTTEudQpSvnESwFT3/0T6W93e9mevCnjOAv70odEP4jhdGkBTk
953BH0K0olekQ/MznVAb4G+8EamMSb7OrPdOzJLCT0k0I26CYs8WaCe1rGif+KUNu7gkqrNnSqellAHpu4sqINxVr2ZDq678xPomJaNjKpJfPE5cVduttVstDREKz+7eOwW2oUXJ
tmfEiH+kSuB7SDkLYPM1+50ZfZ/HRnsWVfKDGTS05wO1/LXNblLgZCG2ydJm/QE1kJFBEVf5w==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2025-02-13 10:09:31 | FIRMANTE

rni2fzXDUrlxYgsbtPEG4kwiiCjItNBdI6s80RPumBMZ1AXs+Sjkgr/CJSYbWf4eAJAEbQIM8syxN1p+wOyMH4tuKFOMO6vy79Fen1CgnVUaDXsr9FTBp3uNdlj9xeb14DJRt5D2p
QNeNvOL3kPKP+TMPgq8tl+SecxOgH2Jmn5J+JERDeaYPsQZxkJNgDq6lFWFujbAkizZKPCm52naI9QEwM7VsY/EPBGjHCB9BO59ikfbfIGapcSCNcZpKvIm8nJopkkuJAIF
7MU7td0Gb9gVPVTFzeG/3Ur/kMNB8THkQpU3W0q4OGF43brNLIdY4Uz+DZ89uFAnQ3vvdw==

FRANCISCO CARRILLO PEREYRA | Fecha:2025-02-18 12:45:55 | FIRMANTE

a0JrbMGVikUoV5YDciELykOMqicjsjAxjtAO6NloDlcuBVyHoSmk5Uu3LL8T4dkv99G/keubxtlnGbxVR9zVuTv4uME6PzOLGh39tTATcaQhgk2ePIH51aorrd7UJsAAHg6lJm3qeDi
VXciagjMayuRwhRLAdxsubddrcC+AbbicsKvzJmQl2PzrPhlcqQhGXZfPZwEj+vl6QBcw1Kl6jCFAu0qNMx7Y7QQhLwTZP4gPMi7meT+iFwLZfbBGESVSWa/+ID8fPqyKdEekQUk
yvotWwrySYnNROCR4b9+7m18373Rmm77INxJFQ+nRWL8KFnGswOvoP2xv7aaGPJsQ==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o
escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



ABS9wKoV2

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/ff3XRD7iPaKCIi7uO7S1PnqKz9y4B4cr>



UAEM
RECTORÍA
2023-2029