



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

**DETERMINACIÓN DEL EFECTO DE LA ESTELA DE
VÓRTICES EN LA OSCILACIÓN DE UN CONJUNTO DE
GENERADORES EÓLICOS POR VORTICIDAD**

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

PRESENTA:

I.M. DULCE MARIA GRACIANO GRACIANO

DIRECTORES DE TESIS:

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ**

SINODALES:

**DR. FERNANDO SIERRA ESPINOSA
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ
DRA. CHRISTIAN MARISOL CLEMENTE MIRAFUENTES**

CUERNAVACA, MORELOS.

NOVIEMBRE 2020



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
Jefatura de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas



Cuernavaca, Morelos, a 30 de octubre de 2020.

DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ
COORDINADOR DEL POSGRADO 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: DETERMINACIÓN DEL EFECTO DE LA ESTELA DE VÓRTICES EN LA OSCILACIÓN DE UN CONJUNTO DE GENERADORES EÓLICOS POR VORTICIDAD, que presenta la alumna **DULCE MARIA GRACIANO GRACIANO**, para obtener el título de **MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

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

Atentamente
Por una humanidad culta
Una universidad de excelencia

DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ
DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ
DRA. CHRISTIAN MARISOL CLEMENTE MIRAFUENTES
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

Se adiciona efirma UAEM



Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

Sello electrónico

FERNANDO ZENAIIDO SIERRA ESPINOSA | Fecha:2020-11-04 10:41:20 | Firmante
 HSGXVSeMen2eraS2DeSehAhVSVGmy7Z0PubWafTZLICISbUQNV6UWcybwwdDveZEnMSYdbWJNwUyaBtrUY9bNZoxH8uzlgXnSheU56xbXP8cbJNZ7r3T6Tyt+bQT4Qpl
 IggQ9PftQpLdTWCUIf9PllayvVr2BU19NhmEUIF9VBSprNC7U7x2uadzVITSjT0gEDI3UhdH0c1eYzNheladpVMBN1dMBF09IN014wZs726QXVv+1qGOeZLGOzAeq0xgdg235f9
 b+DgutybVrSgkUuic2WpBVjVOX1at3dcYmkQDDXVt1NqAg9lWrbfGBVHswuj+JpIa--

JOSE ALFREDO RODRIGUEZ RAMIREZ | Fecha:2020-11-04 13:58:51 | Firmante
 akYR0wzu4P7x04FTG5cDH4Ck4hZkBFv2SeoqND5gHRQJyJqZYLDhWbVzmuJOS/kdEmp2FX+OFnlh3U4vL7ob+RKpx5VwMI165ZdKkCDPj6RgGfMECSYnGoJH9S1aMAKfFP
 7XJ2Xd55RtpzpmMFK2UhxJx+P459kUJhuPq7P05rRQ4zA8sqAy9QAAL+QJsjzS+mmt3A5Yg9gy4JpGwXPrsj2fS+j9MAatXK2u0K4dFrQqYNEIV8NCPz3KdctmsB4JG1tW
 ouXE9FqvsqkBYCbrjchVpRBY8fSibWzU9ItWO1AqLZQW0c7ze1B+zUeDnYCDGly1J5g--

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2020-11-05 12:47:22 | Firmante
 IGRy3HZDoiffYNSek4a5w7oC+SVfRytpAItM2x9yHk3dCjX2OtgqvScj9gZ3P1VWNxdpG58Enezv50X1w3UtMM1clIKXUbbj/T3HwdPo4LQGSjO41aohFALVE5CT38FX3D8FudM/
 PH4g4znv99arL5a0Imbr0RDLGdmqPnYcEpucoErF9+SqpecMgVirSpLULFAwIP3AAgLUZQJXJITJqndFALEsCbao8aAOzangYp+IomakXITM7TW+0rCXW0gr59Tntj91QV0d4g
 kDAFF0trRGQ8HGkGw9b01V2J6VujJIrodexyRwXf5JMI11QwbX1CWwnJKmowFZQ--

LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2020-11-05 15:13:51 | Firmante
 xEdpp2FUD0EUvQAsPPGjSXHhizuHdaEoD0YU1VIHszqXgHxllKHbWekj2YHCl86aUaP5U9szxMMYApNDIy3+nRVJUH4faLOXvm6n2JmT96Le0Ju2aolZwNLWB8tatyzaMUpv2QE
 ImZn1WHntJH6TUSYFkq+tuwgmUa2JYmAbknys1ro5VB6hQx4XGjP60V4NHCHZG+GysWwC41lBkLTBo+Fdsrys63nKX1VkBDCIPuzOojxvDfBhK2RW+AozpC/4qjK54L7
 O8kSLngNOBbHxYogpL80c7ITUG0spzwDqNXL4VaQb7ZRwzBbsyAgW86938NnQLH5FLw--

CHRISTIAN MARISOL CLEMENTE MIRAFUENTES | Fecha:2020-11-06 16:21:42 | Firmante
 LrOK+ic7EbuoP2FmChCujCrZnTRe7tgQZ97ZRyHUMU7YnYEBhCS9CIEV0lqpk5ePZOIXks3RJOnuGW15mvMSyLgDOBe9GNMMhG8AD39fjPifmwfzzjHYAc3mBslKzpw
 VLKfalkgICMvukyoshiOjyowUC1+TNuXKXWobMvOyOhD1gulzj5FmsD2Gx8f9qER02m1YRzuNS038ZMMOzaQeyMb+owd6h7sj1z5kck+nAozabnkQwA7Ucvt214yPPYB1P
 hJ+T90lUx46tCtOieXktdMTSEDuUZct7XRFE7dMjwdgaj7VMoXDJEAEPvWb2CLFbkayXig--

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



[BJRin5](#)

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/tfTO1akYDAVybCiruonWAZn8MLIDhJy>



Una universidad de excelencia

RECTORÍA
 2017-2023

RESUMEN

A partir de la década de los setentas, como parte de las actividades para preservar el equilibrio ecológico de nuestro planeta, se comenzaron a implementar medidas enfocadas a la administración eficiente y responsable de los recursos naturales. Esto originó, el desarrollo de tecnologías capaces de generar energía eléctrica a través de recursos renovables como; radiación solar, mareas y viento.

Una de las aportaciones más recientes para las tecnologías que aprovechan la energía del viento es la de generadores eólicos por vorticidad, los cuales no tienen álabes y son capaces de aprovechar la energía cinética del viento mediante oscilaciones (debidas a la resonancia inducida por el viento) en el dispositivo, es decir, se basa en la interacción fluido-estructura de vibraciones inducidas por vórtices (VIV). Al igual que otras tecnologías de energías renovables, como paneles solares, la capacidad de generación de energía eléctrica de los aerogeneradores (VIV), es menor en comparación con fuentes convencionales (centrales termoeléctricas e hidroeléctricas, entre otras), por lo que resulta necesario que operen de manera conjunta (granja eólica), creando así la necesidad de conocer el comportamiento que estos pueden presentar operando en grupo en espacios acotados.

En este estudio por medio de análisis numérico (análisis modal, armónico y dinámica de fluidos computacional CFD) se determinó el efecto de la estela de vórtices en los desplazamientos de 2 aerogeneradores VIV colocados en serie (uno detrás del otro). La geometría de los aerogeneradores estudiados está basada en el modelo a escala propuesto por Cajas en 2016, que consta de dos elementos principales; el mástil, que es la parte rígida de forma cónica y la estructura de montaje, parte flexible, de sección transversal circular. Se estudiaron tres distancias de separación entre aerogeneradores: 0.25, 0.5 y 0.75 h, donde h representa la altura total del aerogenerador. Además, se realizaron análisis de fatiga mecánica mediante estudios de elementos finitos.

Gracias a los resultados obtenidos de las simulaciones de CFD- análisis armónico se determinó que el efecto que tiene la estela de vórtices en los desplazamientos de los conjuntos de aerogeneradores es el siguiente: los desplazamientos del primer aerogenerador (colocado aguas arriba) no se ven perturbados por la separación que hay entre los cuerpos, pero los desplazamientos del segundo aerogenerador (aguas abajo) disminuyen a medida que la separación entre cuerpos es menor.

Los máximos desplazamientos se presentan en estado de resonancia, por lo que es en este estado donde se presenta la fatiga mecánica, pues al haber mayor desplazamiento mayor es el esfuerzo y por ende menor la vida en ciclos que soporta la estructura.

ABSTRACT

At the beginning of the 1970s, as part of the activities to preserve the ecological balance of our planet, measures focused on the efficient and responsible management of natural resources began to be implemented. This originated, the development of electric power generating technologies using renewable resources such as; solar radiation, tides and wind.

One of the most recent contributions to wind energy technologies is vorticity wind generator, which does not have blades and take advantage of the kinetic energy of the wind through oscillations (due to resonance induced by the wind) in the device, that is, it is based on the fluid-structure interaction of vortex induced vibrations (VIV). Like other renewable energy technologies, such as solar panels, the electric power generation capacity of wind turbines (VIV) is lower than conventional sources (thermoelectric and hydroelectric plants, among others), thus it is necessary to operate jointly (wind farm) causing the need to know the behavior that these can present operating in groups in confined spaces.

In this study, by means of numerical analysis (modal, harmonic and computational fluid dynamics analysis CFD), the effect of the vortex wake on the displacements of two wind turbines (VIV) placed in series (one behind the other) was determined. The geometry of the studied wind turbines is carried out on the scale model proposed by Cajas in 2016, which consists of two main elements; the mast, rigid part of conical shape and the mounting structure, flexible part of circular shape. Three separation distances between wind turbines were studied: 0.25, 0.5 and 0.75 h, where h represents the total height of the wind turbine. In addition, mechanical fatigue analysis was performed using finite element studies.

The results obtained by the CFD-harmonic analysis simulations determined that the effect of the vortex wake on the displacements of the wind turbine assemblies is as follows: the displacements of the first wind turbine (placed upstream) are not disturbed by the separation between the bodies, however the displacements of the

second wind turbine (downstream) decrease as the separation between bodies is smaller.

The maximum displacements are presented in resonance state, so in this state mechanical fatigue occurs, since the greater the displacement, the greater the effort and therefore the lower the life in cycles that the structure supports.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por permitirme llegar hasta el día de hoy y por siempre colocarme en el lugar indicado, rodeada de las personas correctas.

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

Al **Dr. Juan Carlos García Castrejón** y al **Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez** por su paciencia, dedicación y entrega en la dirección de este trabajo.

Al Honorable comité evaluador: **Dr. Fernando Sierra Espinosa, Dra. Laura Lilia Castro Gómez** y **Dra. Christian Marisol Clemente Mirafuentes** por su tiempo y sus valiosas aportaciones en el desarrollo de este trabajo.

A **CONACYT** por el apoyo económico otorgado durante la realización del proyecto (número de becario 966584).

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a mi familia por su apoyo, amor y por siempre estar pendientes de todo lo que acontece en mi vida. A la familia Sánchez Cruz por permitirme formar parte de su familia , brindándome un hogar lleno de risas, apoyo y amor. A todos los amigos que gané desde mi llegada a CIICAp.

Por último, dedico este trabajo a una gran mujer, maestra y amiga la M.C. Victoria Paola Cabrera Madera, por ser fuente de inspiración y alentarme a iniciar esta etapa de mi vida.

CONTENIDO

RESUMEN	4
ABSTRACT.....	6
AGRADECIMIENTOS.....	8
DEDICATORIAS.....	9
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	16
1.1. Antecedentes.....	17
1.1.1 Desprendimiento de vórtices y relación Reynolds-Strouhal.....	17
1.1.2 Aerogenerador por vorticidad.....	21
1.1.3 Perturbaciones de corriente en cuerpos en tándem.....	24
1.1.4 Fatiga mecánica en aerogeneradores por vorticidad.....	26
1.2. Justificación.....	26
1.3. Objetivo General.....	27
1.3.1. Objetivos Específicos.....	27
1.4. Alcances y limitaciones.....	27
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	28
2.1. Aspectos generales.....	28
2.2. Fundamentos de vibración.....	28
2.2.1. Frecuencia natural y resonancia.....	30
2.2.1.1 Daño estructural.....	31
2.3. Generadores de vórtices.....	32
2.3.1 Cuerpos y fluidos.....	32
2.3.2. Parámetros y fenómenos del flujo.....	33
2.3.3. Estela de Von Kármán.....	34
2.4 Fatiga Mecánica.....	37
2.5 Dinámica de fluidos computacional (CFD).....	38
2.6 Métodos de elementos finitos (FEM).....	39
CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA.....	40
3.1. Modelo Geométrico.....	40

3.1.1. Geometría para estudios de FEM.....	41
3.1.2. Geometrías para estudios de CFD en 3D.....	42
3.1.3. Geometrías para estudios de CFD en 2D.....	45
3.2 Discretización de modelos.....	46
3.2.1. Modelo de FEM.....	46
3.2.2 Modelo de CFD.....	49
3.3. Condiciones de frontera y cálculos numéricos.....	54
3.3.1. Estudios de FEM.....	54
3.3.2. Estudios de CFD.....	61
CAPÍTULO 4. RESULTADOS.....	66
4.1. Análisis modal.....	67
4.2. Simulaciones en 2D.....	68
4.2.1. 1 aerogenerador.....	68
4.2.2. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h.....	71
4.2.3. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h.....	74
4.2.4. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h.....	77
4.3. Cálculos de CFD en 3D.....	80
4.3.1. 1 aerogenerador.....	81
4.3.2. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h.....	83
4.3.3. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h.....	86
4.3.4. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h.....	89
4.4. Análisis armónico.....	91
4.4.1. 1 aerogenerador.....	91
4.4.2. Conjuntos de aerogeneradores.....	93
4.5. Análisis de fatiga mecánica.....	95
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	98
5.1 Conclusiones.....	98
5.2 Recomendaciones.....	99
BIBLIOGRAFÍA.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Curva experimental del número de (St) en función del log (Re) de un cilindro circular (Goldstein, 1938)	20
Figura 2. Curva experimental del número de (St) en función de (Re) de una esfera (Sakamoto & Haniu, 1990)	21
Figura 3. Esquema de funcionamiento de aerogenerador Vortex Bladeless (Hidalgo, 2007)	22
Figura 4. Formas de aerogenerador VIV propuestos y estudiados (Chizfahm, 2018)	23
Figura 5. Modelo a escala de aerogenerador VIV empleado en pruebas experimentales y en la simulación numérica (Cajas, 2016)	24
Figura 6. Forma de onda de una vibración libre.	29
Figura 7. Resonancia para sistemas ligeramente amortiguados (A) y fuertemente amortiguados (B) (Giancoli, 2009).	31
Figura 8. Separación de capa límite de cuerpo con sección circular (Holmes, 2015)	35
Figura 9. Esquema de aerogenerador VIV de estudio	41
Figura 10. Modelo CAD de aerogenerador VIV (Estudio FEM)	42
Figura 11. Dominio de estudio de 1 aerogenerador (vista lateral)	42
Figura 12. Modelo CAD de dominio de un aerogenerador VIV	43
Figura 13. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV dispuestos en serie	44
Figura 14. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a 0.25 h (vista lateral)	44
Figura 15. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a 0.5 h (vista lateral)	45
Figura 16. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a 0.75 h (vista lateral)	45
Figura 17. Dominio en 2d; (a) de un aerogenerador, (b) arreglo de aerogeneradores separados a 0.25 h, (c) arreglo de aerogeneradores separados a 0.5 h y (d) arreglo de aerogeneradores separados a 0.75 h.	46
Figura 18. Zona de contacto en aerogenerador, estudio FEM	47
Figura 19. Malla no estructurada, estudio FEM	48
Figura 20. Malla 2D de 1 aerogenerador (Malla 2)	50
Figura 21. Malla 2D de arreglo 0.25 h (Malla 2)	51
Figura 22. Malla tipo tetraédrica, estudio de CFD en 3D	52
Figura 23. Restricción de geometría en modelo de FEM	55
Figura 24. Archivo CSV de perfil de presión total	56
Figura 25. Ruta empleada para pasar datos de CFD a FEM	57
Figura 26. Perfil de presión total CFD vs FEM	57
Figura 27. Esquema de ángulo de flexión	59
Figura 28. Curva S-N experimental de compuesto fibra de carbono (Bartoletti, 2013)	60
Figura 29. Distribución de monitores de simulación en 2D de 1 aerogenerador	63
Figura 30. Distribución de monitores de simulación en 2D de conjuntos de aerogeneradores	64
Figura 31. Ruta para exportar perfiles de presión total de simulación de CFD en 3D	65
Figura 32. Forma modal de la primera frecuencia del aerogenerador.	67
Figura 33. Validación Strouhal-Reynolds, numérico vs experimental.	70

Figura 34. Contorno de velocidad de simulación 2D de un aerogenerador, velocidad= 1.5 m/s	71
Figura 35. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.25 h, velocidad= 1.5 m/s	72
Figura 36. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.25 h en 2D.....	73
Figura 37. Amplitud de frecuencia respecto a posición de monitoreo de arreglo 0.25 h.....	73
Figura 38. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.25 h, velocidad= 1.5	74
Figura 39. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.5 h, velocidad= 1.5 m/s	75
Figura 40. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.50 h en 2D.....	75
Figura 41. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para los 16 puntos de monitoreo que corresponden al segundo aerogenerador del arreglo 0.5 h con velocidad de 1.5 m/s	76
Figura 42. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.50 h, velocidad= 1.5	77
Figura 43. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.75 h, velocidad= 1.5 m/s	78
Figura 44. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.75 h en 2D.....	78
Figura 45. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para los 16 puntos de monitoreo que corresponden al segundo aerogenerador del arreglo 0.75 h con velocidad de 1.5 m/s	79
Figura 46. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.75 h, velocidad= 1.5	80
Figura 47. Alturas monitoreadas en aerogenerador VIV	81
Figura 48. Contorno de presión de 1 aerogenerador aislado.....	82
Figura 49. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio axial de 1 aerogenerador aislado.....	82
Figura 50. Líneas de corriente H1-H4 (1 aerogenerador)	83
Figura 51. Líneas de corriente H5-H8 (1 aerogenerador)	83
Figura 52. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h	84
Figura 53. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio axial de conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h.....	85
Figura 54. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h)	85
Figura 55. Líneas de corriente H5-H8 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h)	86
Figura 56. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h	87
Figura 57. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio de conjunto de aerogeneradores separados a 0.50h	87
<i>Figura 58. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h)</i>	<i>88</i>
Figura 59. Líneas de corriente H5-H8 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h)	88
<i>Figura 60. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h</i>	<i>89</i>

Figura 61. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio de conjunto de aerogeneradores separados a 0.75h	90
Figura 62. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h)	90
Figura 63. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h)	91
Figura 64. Frecuencia de excitación vs. desplazamiento de 1 aerogenerador.	92
Figura 65. Desplazamientos (mm) máximos en condiciones de resonancia en 1 aerogenerador.	92
Figura 66. Frecuencia de excitación vs. desplazamiento de conjuntos de aerogeneradores	93
Figura 67. Desplazamientos máximos en conjuntos de aerogeneradores	94
Figura 68. Contorno de esfuerzo en la estructura de montaje, ángulo de flexión= 1.7° y frecuencia de operación=5.4 Hz	97
Figura 69. Contorno de vida en ciclos de la estructura de montaje, ángulo de flexión= 1.7° y frecuencia de operación=5.4 Hz	97

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1. Evaluación del número de Strouhal a diferentes números de Reynolds (López, 2002)</i>	20
<i>Tabla 2. Resultado experimental vs numérico (Cajas, 2016)</i>	24
<i>Tabla 3. Resumen de tamaño de mallas FEM</i>	49
<i>Tabla 4. Resultados de convergencia de malla FEM</i>	49
<i>Tabla 5. Número de elementos de mallas para CFD en 2D.</i>	50
<i>Tabla 6. Convergencia de malla de en 2D</i>	51
<i>Tabla 7. Número de elementos de mallas para CFD en 3D.</i>	53
<i>Tabla 8. Convergencia de malla 3D de 1 Aerogenerador</i>	53
<i>Tabla 9. Convergencia de malla 3D de conjuntos de 2 aerogeneradores</i>	53
<i>Tabla 10. Comparativa de propiedades de material Cajas vs propuesta</i>	60
<i>Tabla 11. Condiciones de frontera simulación de CFD en 2D de 1 aerogenerador</i>	62
<i>Tabla 12. Condiciones de frontera simulación de CFD en 2D de conjuntos de aerogeneradores</i>	64
<i>Tabla 13. Modos de aerogenerador VIV</i>	68
<i>Tabla 14. Frecuencia de desprendimiento de vórtice vs velocidad de fluido</i>	69
<i>Tabla 15. Número de Strouhal vs Reynolds</i>	69
<i>Tabla 16. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0. 25 h</i>	72
<i>Tabla 17. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0. 5 h</i>	74
<i>Tabla 18. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0. 75 h</i>	77
<i>Tabla 19. Resumen de resultados de desplazamientos máximos en conjuntos de aerogeneradores</i>	95
<i>Tabla 20. Resultados de análisis de fatiga mecánica (vida en ciclos)</i>	96

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Convencionalmente las turbinas eólicas de eje vertical y horizontal son las tecnologías más conocidas para producir energía eléctrica a partir del viento. Sin embargo, en 2016 Yáñez patentó un aerogenerador sin álabes en forma de mástil, capaz de aprovechar la energía cinética del viento mediante oscilaciones debidas a la resonancia inducida por el viento. Es decir, cuando el viento tiene contacto con el aerogenerador, el flujo se modifica generando un desprendimiento alternado de vórtices y cuando la frecuencia de desprendimiento está lo suficientemente cerca de la frecuencia natural del aerogenerador, la estructura empieza a oscilar y entra en resonancia con el viento.

Este aerogenerador aún se encuentra en desarrollo y según datos reportados por sus desarrolladores, su área de barrido es hasta el 30% del área de trabajo que barren otras turbinas convencionales de 3 álabes, esto ocasiona un menor rendimiento con respecto a otros aerogeneradores de eje horizontal. Por lo que es necesario disponer de estos aerogeneradores conjuntamente (granja eólica) como se hace con los paneles solares. Implicando con esto la necesidad de caracterizar su respuesta al viento, es decir, estudiar el efecto aerodinámico que genera un cuerpo aguas arriba sobre otro, bajo la misma dirección de viento.

En este trabajo, mediante el uso de herramientas de modelación numérica, CFD (dinámica de fluidos computacional, por sus siglas en inglés)-FEM (Método de elementos finitos, por sus siglas en inglés), se estudian los desplazamientos de oscilación debidos a los efectos del viento en 2 aerogeneradores por vorticidad dispuestos en serie, excitados a frecuencias cercanas a la resonancia. La geometría de los aerogeneradores estudiados está basada en el modelo a escala propuesto por Cajas en 2016, que consta de dos elementos principales; el mástil, que es la parte rígida de forma cónica y la estructura de montaje, parte flexible, de sección transversal circular. Se muestran resultados de análisis modal de la estructura, dependencia entre los números adimensionales de Reynolds - Strouhal para diferentes modelos de turbulencia y la influencia de la separación entre aerogeneradores en sus desplazamientos.

Por otra parte, considerando que este aerogenerador tiene como condición de operación el fenómeno de resonancia, es importante estimar su vida útil por lo que se realiza estudio de análisis de fatiga mediante simulación numérica de un aerogenerador sometido a resonancia.

1.1. Antecedentes

Los flujos alrededor de cuerpos es un tema relevante para el diseño de estructuras expuestas al flujo de un fluido como es el caso de obras civiles, aeronaves, aerogeneradores, etc., ya que dicho flujo puede ocasionar diversos fenómenos adversos en las estructuras como arrastre, sustentación y estela de vórtices que pueden llevar a la resonancia inducida por el flujo.

1.1.1 Desprendimiento de vórtices y relación Reynolds-Strouhal

El estudio del comportamiento del fluido en las zonas cercanas a la superficie de la estructura analizada brinda información de parámetros importantes en dichos fenómenos, como número de Reynolds (Re) y Strouhal (St), estos parámetros permiten conocer la estructura de la estela de vórtices. Diversos autores han estudiado las estructuras de la estela de vórtices para cuerpos de sección transversal cuadrada y circular mediante pruebas experimentales y simulaciones numéricas (López, 2002) (Cengel & Cimbala, 2006) (Salinas Vázquez, 2007) (Bearman, 1969) (Achenbach, 1974) (Kundu & Cohen, 2002) (Martínez Piquer, 1988) (Koumoutsakos & Leonard, 1995) según lo reportado por estos, a medida que el número de Reynolds aumenta, las capas límite comienzan a separarse, causando que las capas desprendidas giren formando vórtices. Cuando el valor de Re se acerca a 50, comienzan a aparecer perturbaciones en el fluido situado aguas abajo del cilindro, presentándose una estela que tiene movimientos periódicos oscilantes y, cuando el Re toma un valor de 90, uno de los vórtices se desprende y es arrastrado por la corriente. Cuando el número de Reynolds alcanza un valor mayor de 90, los vórtices situados detrás del cilindro comienzan a ser difíciles de reconocer. Para valores de Re en el rango 150-300 se produce la transición a

turbulento de las capas libres de fluido antes de su conversión en vórtices, éstos son turbulentos y se dispersan con más facilidad a medida que se mueven con la corriente. Para valores de $Re=2500$, la estela es turbulenta desde las regiones situadas justo detrás del cilindro. La oscilación periódica del flujo cercano al cilindro es detectable antes de que el número de Reynolds alcance un valor próximo a 4×10^5 , condición para la cual la capa límite cilindro llega a ser turbulenta (Holmes, 2015).

Si bien se ha caracterizado a la estela de vórtices en función del número de Reynolds autores como (Lienhard, 1966) (Sahin & Owens, 2004) (Kwak & Kiris, 2011) (Sohankar et al., 1995) han establecido una relación entre el número de Reynolds y el número de Strouhal, es decir, han intentado caracterizar el comportamiento St en función de Re mediante gráficos y funciones matemáticas. Aunque es claro que existe una tendencia en el comportamiento de la relación $Re - St$, los valores de Strouhal para determinados Reynolds difieren en la mayoría de los estudios, por lo que habitualmente las ecuaciones de ajuste varían entre autores. Además (Kim & Wu, 2015) reporta que esta relación varía con la geometría del obstáculo analizado.

El obstáculo más estudiado es un cilindro de sección transversal circular y para $0 < Re < 200$ (Ponta & Aref, 2004) propone determinar a St con la ecuación:

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

Y para $400 < Re < 2000$:

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

Para $1000 < Re$ (Williamson & Brown, 1998) propone que:

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

Y para $300 < Re < 2000$ (Williamson, 1996) dice:

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

Todas estas ecuaciones de ajuste se limitan a Reynolds por debajo de 2000, quedando fuera los Re mayores a este valor. Con el fin de caracterizar la relación Re- St para un rango más amplio de Re, (Fey, König, & Eckelmann, 1998) propone la ecuación (5) que abarca $47 < Re < 2 \times 10^5$, donde St^* y m son coeficientes que cambian su valor con el rango de Re que se desee analizar.

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

Estas ecuaciones son ajustes matemáticos para cilindros de sección circular y según (Martínez Piquer, 1988) se asume que para Reynolds comprendidos entre 300 y 3×10^5 el valor de Strouhal permanece prácticamente constante en 0.2. Sin embargo, en la curva de Reynolds vs Strouhal de un cilindro circular obtenida experimentalmente por (Goldstein, 1938) mostrada en la Figura 1, se observa que para Reynolds de 100 a 1×10^3 la curva tiene un comportamiento ascendente, pero para valores de Reynolds entre 10^3 y $10^{4.5}$ la curva tiene un ligero decaimiento, para posteriormente comportarse de manera ascendente de nuevo. Un fenómeno similar se presenta en la curva experimental de una esfera, Figura 2, reportada por (Sakamoto & Haniu, 1990) donde se aprecia que la curva desciende en Re cercanos a 3×10^3 y comienza a ascender de nuevo cuando $Re \cong 6 \times 10^3$.

Este decaimiento también lo reporta (López, 2002) en resultados de simulación numérica como se muestra en la Tabla 1, quien concluye que las funciones matemáticas no consiguen mostrar el comportamiento real de la curva en la zona de “decaimiento”.

Tabla 1. Evaluación del número de Strouhal a diferentes números de Reynolds (López, 2002)

Log (Re)	St
2.00	0.000
2.30	0.148
3.00	0.199
3.49	0.180
4.00	0.177
4.30	0.200

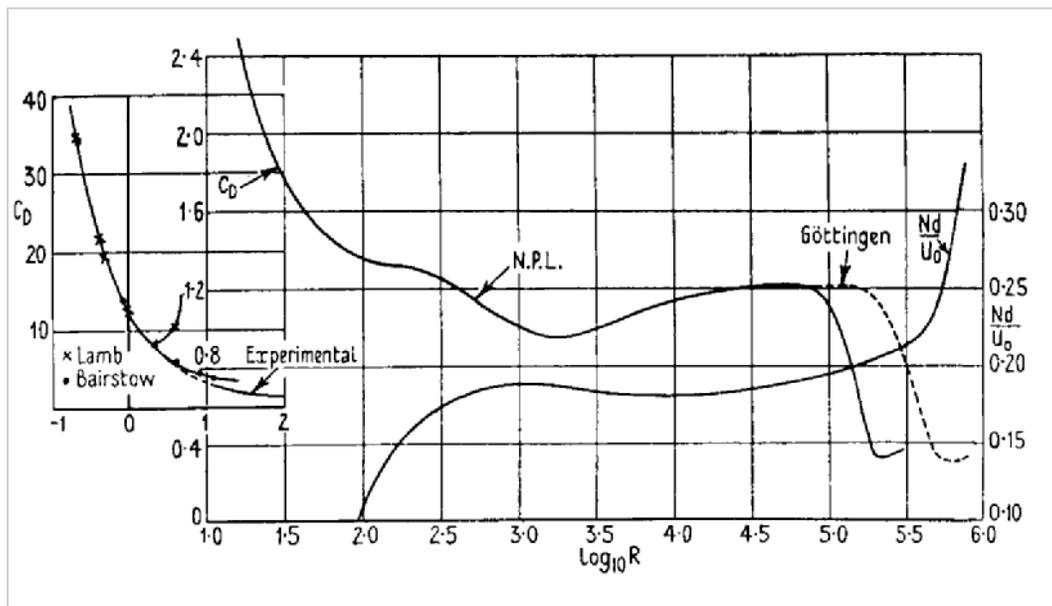


Figura 1. Curva experimental del número de (St) en función del log (Re) de un cilindro circular (Goldstein, 1938)

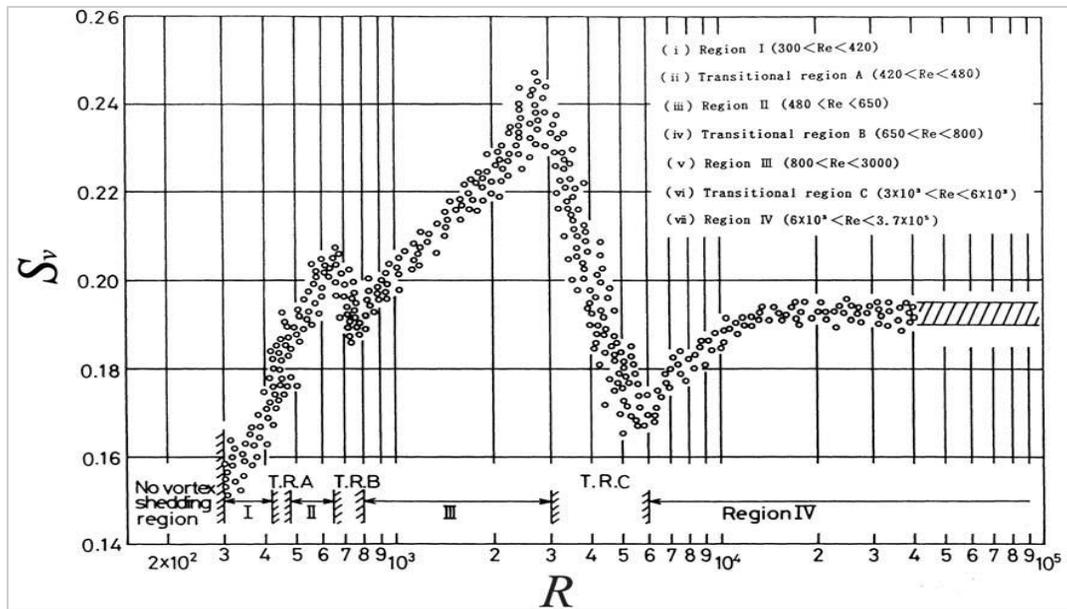


Figura 2. Curva experimental del número de (St) en función de (Re) de una esfera (Sakamoto & Haniu, 1990)

1.1.2 Aerogenerador por vorticidad

Pese a que un prolongado estado de resonancia puede considerarse dañino para cualquier estructura, (Yáñez Villareal, 2016) diseñó deliberadamente una estructura en forma de mástil semirrígido (aerogenerador Vortex Bladeless) para fomentar tal efecto y aprovechar la energía absorbida del viento, basada en la interacción fluido-estructura de vibraciones inducidas por vórtices (VIV), Figura 3.

Esta tecnología se encuentra en desarrollo por la empresa española Vortex Bladeless quien estima que una vez industrializado su aerogenerador "Vortex Tacoma" (de 2.75 metros de altura) la potencia nominal de éste será de 100 watts.

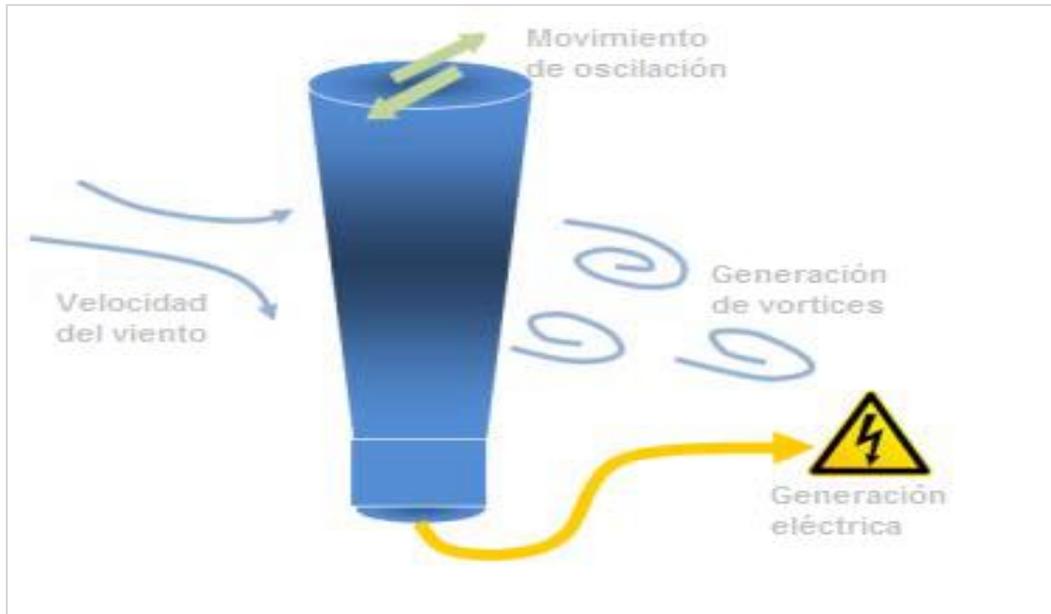


Figura 3. Esquema de funcionamiento de aerogenerador Vortex Bladeless (Hidalgo, 2007)

Dado que la energía que aprovecha este aerogenerador es la ocasionada por su oscilación cuando se encuentra en estado de resonancia, su forma y longitud característica juegan un papel muy importante, ya que como se vio en el apartado 1.1.1 la estela de vórtices y la relación entre Re - St son herramientas de diseño de estructuras que permiten evitar o fomentar fenómenos de resonancia inducida por el viento. Chizfahm en 2018 realizó el cálculo numérico de la interacción fluido estructura en 4 prototipos de aerogeneradores VIV usando ANSYS Fluent y ANSYS FEM, donde propone 2 tipos de formas de mástil (cónica - cilíndrica) y 2 estructuras de montaje, dichos prototipos fueron estudiados de forma separada (no estaban dispuestos en serie) y se muestran en la Figura 4. Verificó que la amplitud de las vibraciones del aerogenerador aumenta significativamente cuando el desprendimiento de vórtice se sincroniza con la frecuencia natural de la estructura y reporta que los aerogeneradores cónicos tienen un mayor rendimiento en la región posterior a la sincronización (altas velocidades del viento), mientras que el cilindro circular muestra un mejor rendimiento en la región de pre-sincronización (bajas velocidades del viento).

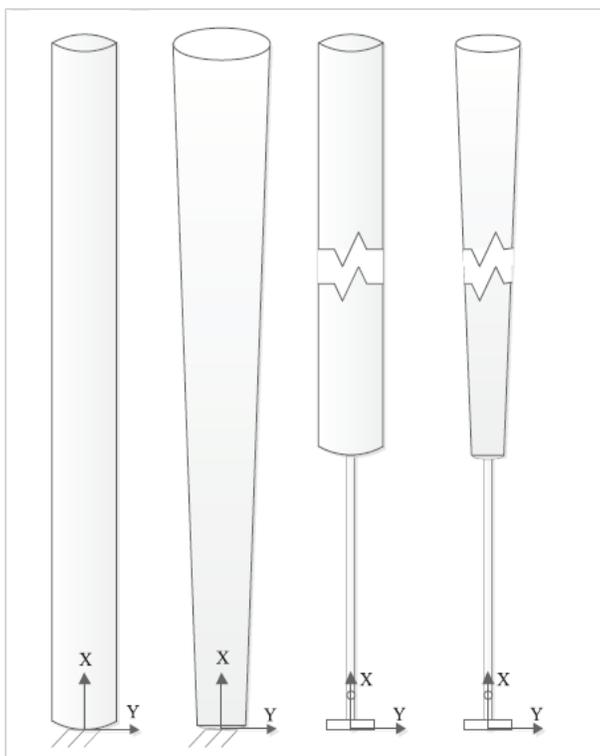


Figura 4. Formas de aerogenerador VIV propuestos y estudiados (Chizfahm, 2018)

(Cajas, 2016) realizó comparativas de resultados experimentales de túnel de viento con resultados de simulación numérica realizada en el sistema Alya (código multifísico desarrollado en el Centro de Supercomputación de Barcelona, escrito en el lenguaje FORTRAN y basado en formulación de elementos finitos) para un aerogenerador VIV a escala en forma de cono montado sobre una varilla circular, Figura 5. Para la simulación numérica el cuerpo sólido fue considerado de dos materiales distintos, la parte flexible (base) con un módulo de Young $E=0.97 \times 10^{11}$ Pa y densidad $\rho=1365 \text{ kg/m}^3$, y la parte rígida (superior) con un módulo de Young de $E=3.0 \times 10^{11}$ y masa de 0.091 kg. Los resultados se muestran en la Tabla 2, donde se aprecia un margen de error menor al 10% entre la simulación numérica y los datos experimentales.

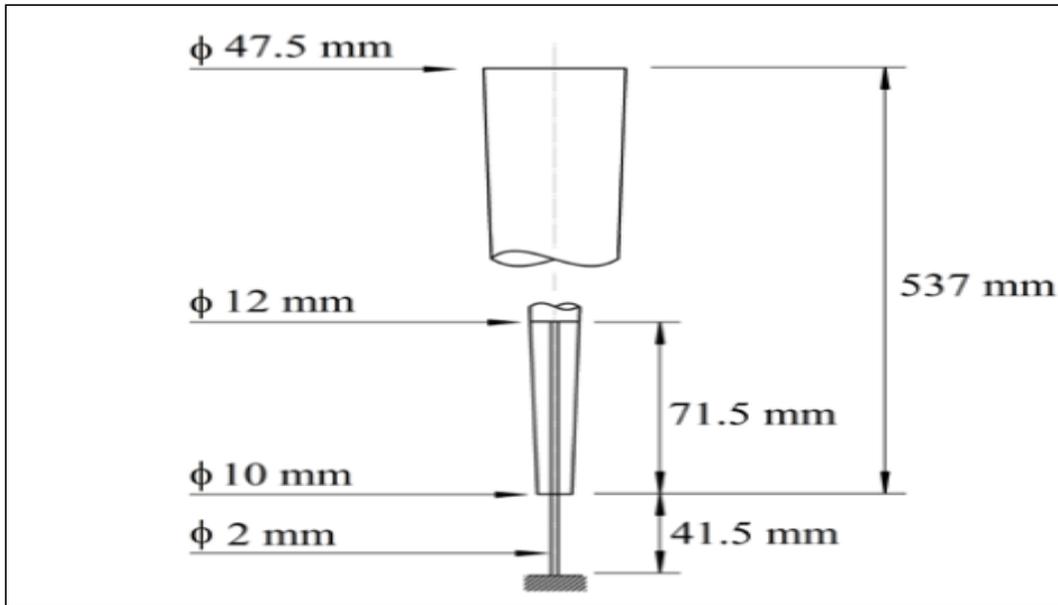


Figura 5. Modelo a escala de aerogenerador VIV empleado en pruebas experimentales y en la simulación numérica (Cajas, 2016)

Tabla 2. Resultado experimental vs numérico (Cajas, 2016)

Modelo	Frecuencia (Hz)	Máximo desplazamiento (mm)
Experimental	5.3	17.0
Numérico	4.8	18.1

1.1.3 Perturbaciones de corriente en cuerpos en tándem

(Parada et al., 2017) (MirHassani & Yarahmadi, 2017) (Kusiak & Song, 2010) Reportan que la perturbación de la corriente de viento aguas abajo en turbinas eólicas se debe principalmente a la distancia entre ellas y la dirección del viento, razón por la cual algunos aerogeneradores deben instalarse respetando una gran distancia entre ellos. Esto no afecta del mismo modo a los aerogeneradores por vorticidad, implicando menos limitaciones asociadas con el “efecto estela”, debido a que su geometría es diferente y su funcionamiento no depende de la dirección del viento.

Por tales motivos los desarrolladores de los dispositivos Vortex 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 la literatura no se encuentra reportado ningún estudio respecto a la distancia mínima entre aerogeneradores VIV.

(Lam & Fang, 1995) (Kumar, 2014), (Lam, Li, & So, 2003) (Lin, 2008) (Kahil et al., 2019) (Gholamhosein et al., 2011) han estudiado el comportamiento del flujo de un fluido a través de arreglos de 2, 3 y 4 cilindros dispuestos en serie, triangulo y cuadro, para distinta relación de separación de cuerpos, de lo que reportan que las líneas de corriente se ven altamente influenciados por esta relación.

Por otra parte (Barrera Avendaño, 2011) realizó un estudio numérico de una barra y un cilindro cuadrado en tándem, y encontró que en general, una vez que el flujo proveniente de la corriente libre choca con el primer cuerpo, vórtices son desprendidos de sus extremos arrastrando flujo irrotacional de la corriente libre, creando una pequeña zona de recirculación entre los cuerpos, más tarde; el flujo se vuelve a unir en la entrada de las caras paralelas al flujo del cuerpo aguas abajo. Cuando la distancia entre los cuerpos no es muy grande se forman dos vórtices cuasi estacionarios entre los dos cuerpos, uniendo ambos cuerpos como si fuera un cuerpo más aerodinámico, pero cuando la distancia entre cuerpos aumenta el tamaño de los vórtices es mayor y cuanto mayor es esta distancia la estela de vórtices del primer cuerpo se puede suprimir de una manera efectiva debido a que se tiene una turbulencia completamente desarrollada entre los cuerpos, con presencia de grandes y pequeñas escalas de turbulencia, por lo que resulta imposible la formación de un perfil aerodinámico.

Sin embargo estos estudios fueron realizados todos para cilindros, lo que no representa completamente la realidad de los aerogeneradores VIV (debido a su forma cónica finita), por tal motivo resulta importante conocer el comportamiento del flujo en un arreglo de 2 aerogenerador VIV de forma cónica semirrígida dispuestos en serie, y de esta manera conocer los desplazamientos de oscilación debidos a la

vorticidad para distintas relaciones de separación entre aerogeneradores para un Reynolds cercano a la primera frecuencia natural de éstos .

1.1.4 Fatiga mecánica en aerogeneradores por vorticidad

Respecto a la fatiga mecánica que puede presentar éste aerogenerador (Yáñez Villareal, 2018) considera que el dispositivo cuenta con una varilla de fibra de carbono sometida a carga dinámica cíclica a flexión, con un ángulo máximo de 2.7° , sobre un mismo plano y con una frecuencia de trabajo ininterrumpida de 5Hz y mediante un cálculo analítico estima que la vida útil de un aerogenerador VIV es de 19.83 años.

1.2. Justificación

La energía eólica es un recurso renovable disponible en algunas regiones del planeta y puede ser aprovechada por distintos tipos de aerogeneradores. Uno de los dispositivos aerogeneradores más utilizados son las turbinas eólicas de eje horizontal. Estas turbinas presentan ciertos aspectos que necesitan reducirse como; el desgaste de sus elementos mecánicos, costos de mantenimiento, su tamaño e impacto ambiental. Por tal motivo es necesario desarrollar otros dispositivos que aprovechen la energía eólica y a su vez permitan eliminar o disminuir los aspectos anteriormente mencionados.

Tal es el caso de los generadores eólicos por vorticidad, dispositivos capaces de aprovechar el fenómeno de resonancia inducida por el viento. Los cuales, debido a su simplicidad de estructura, presentan un menor número de elementos mecánicos que se puedan desgastar y por ende sus costos de mantenimiento podrían ser menores que los de una turbina eólica convencional.

Para que los generadores eólicos por vorticidad puedan satisfacer un porcentaje considerable de la demanda energética, es necesario disponer de éstos en conjuntos (granjas). Lo que propicia el interés por conocer el comportamiento de

éstos, cuando hay más de un generador eólico por vorticidad interactuando con el viento en un espacio acotado.

1.3. Objetivo General

Calcular los desplazamientos de oscilación de un conjunto de generadores eólicos por vorticidad debidos a la estela de vórtices, para determinar la distancia óptima entre aerogeneradores.

1.3.1. Objetivos Específicos

1. Definir las condiciones de flujo y dimensiones geométricas del generador eólico por vorticidad.
2. Calcular la estela de vórtices causada por la interacción del flujo y el conjunto de generadores eólicos por vorticidad dispuestos en serie para la dirección del viento 0° , usando CFD.
3. Determinar los desplazamientos en el conjunto de generadores eólicos por vorticidad dispuestos en serie para la dirección del viento 0° , usando FEM.
4. Realizar análisis de fatiga de los materiales.

1.4. Alcances y limitaciones

Mediante simulación numérica y usando dimensiones geométricas de un modelo de generador eólico por vorticidad reportado en la literatura se determina:

- Desplazamientos debidos a los efectos de la estela de vórtices en 2 generadores eólicos por vorticidad, dispuestos en serie con dirección de incidencia de viento 0° .
- Fatiga mecánica que sufren los materiales del aerogenerador sometido a resonancia.

El estudio está limitado únicamente a modelos numéricos, no se realiza ninguna prueba de tipo experimental.

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 a la transformación de algo. Es una propiedad física que no se crea ni se destruye, sino que se transforma en otro tipo de energía. En este sentido, la ley de conservación de la energía establece que, la energía que tiene un cuerpo no cambia en el tiempo hasta que se transforma en otro tipo de energía.

Por lo tanto, un aerogenerador es capaz de transformar la energía cinética del viento, en energía mecánica para finalmente transformarse en eléctrica. Donde la transformación de la energía potencial en energía mecánica se produce con ayuda de aspas en el caso de los aerogeneradores de eje vertical y horizontal, y con estructuras rígido-flexibles en el caso de aerogeneradores por vorticidad.

2.2. Fundamentos de vibración

Cuando un cuerpo presenta un movimiento (respecto a su posición de equilibrio) que se repite en el tiempo, se dice que éste presenta una vibración mecánica u oscilación, por tanto, la teoría de la vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos. En esta teoría se distinguen dos tipos principales de vibración: libre y forzada.

Se dice que cuando una estructura no está sometida a una excitación externa constante en el tiempo y su movimiento está gobernado solamente por las condiciones iniciales (una excitación instantánea), se considera que está en vibración libre. En la Figura 6 se muestra la forma de onda de una vibración libre, en donde la máxima amplitud se presenta al inicio y se disipa con el tiempo, es decir al no haber una segunda fuerza de excitación el cuerpo vuelve a su posición de equilibrio.

El análisis de la estructura en movimiento libre proporciona las propiedades dinámicas más importantes de la estructura, que son las frecuencias naturales y los correspondientes modos normales (Paz, 2002). Este análisis se conoce como modal y es un método teórico - experimental mediante el cual se obtienen las características dinámicas inherentes de una estructura. Matemáticamente, el análisis modal se puede expresar por una ecuación de onda, la cual sea capaz de describir la dinámica de la secuencia de vibraciones de un sistema dinámico y de la cual se puedan determinar las frecuencias naturales y las formas modales (Crespo, 2006).

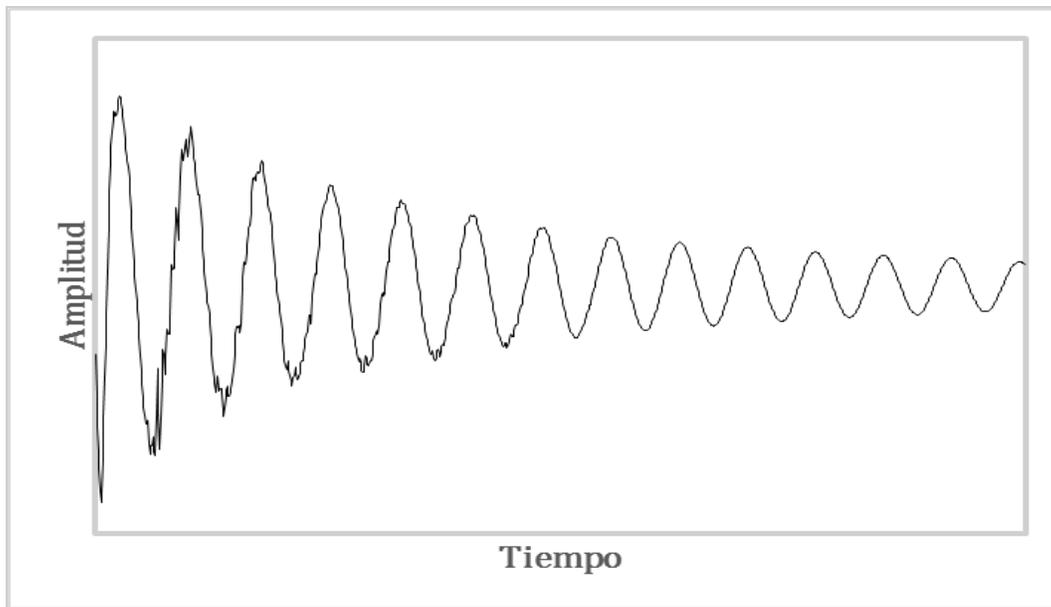


Figura 6. Forma de onda de una vibración libre.

Por otra parte, cuando una estructura tiene aplicada sobre ella una fuerza externa constante en el tiempo (aunque la magnitud sea distinta) entonces se tiene una vibración forzada. Si el sistema es lineal, la vibración estará a la misma frecuencia que la fuerza pero si es no lineal, la vibración ocurrirá a otras frecuencias, especialmente en los armónicos de la frecuencia forzada. La vibración de máquinas es un ejemplo de vibración forzada.

2.2.1. Frecuencia natural y resonancia

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.

Un sistema de un grado de libertad sin amortiguamiento vibra según un movimiento armónico a una frecuencia determinada (ω_n), que depende de su rigidez (k) y su masa (m) según la siguiente ecuación:

$$f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde:

f_0 : Es la frecuencia expresada en radianes por segundo,

k : es la rigidez del sistema, y

m : es la masa del sistema.

Como se mencionó anteriormente cuando un cuerpo capaz de vibrar es excitado con una frecuencia igual a alguna de sus frecuencias naturales, la amplitud de la vibración aumenta excepcionalmente, este fenómeno se conoce como resonancia, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia (Rao, 2012).

En la figura 7 se ve que la amplitud de vibración depende de la diferencia entre la frecuencia externa (f) y la frecuencia natural (f_0), y alcanza su máximo cuando estas son iguales (Giancoli, 2009).

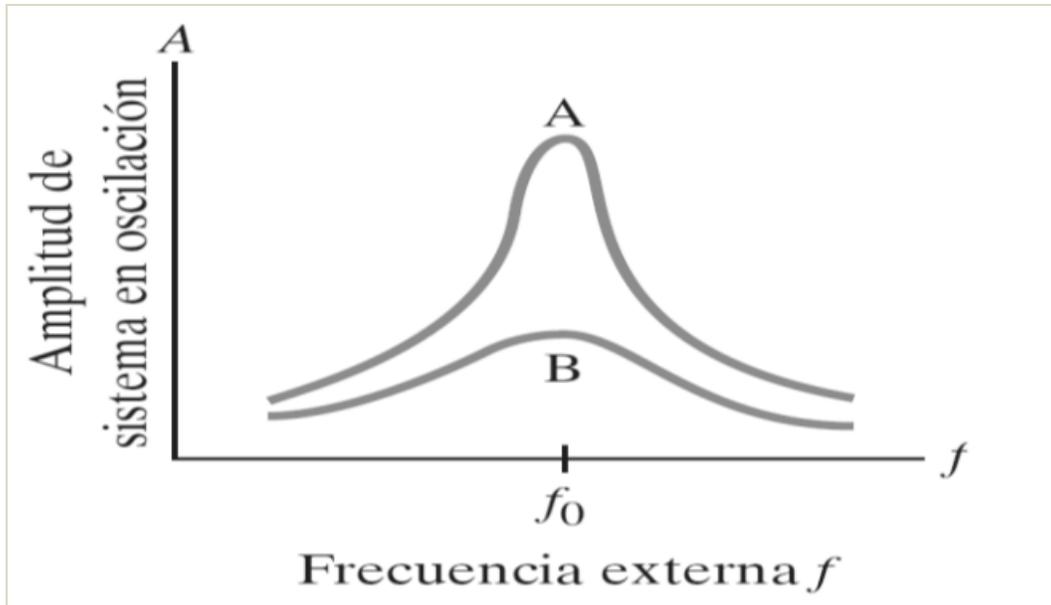


Figura 7. Resonancia para sistemas ligeramente amortiguados (A) y fuertemente amortiguados (B) (Giancoli, 2009).

2.2.1.1 Daño estructural

Cuando un cuerpo es sometido a fuerzas externas tiende a deformarse y mientras el esfuerzo mecánico generado por estas fuerzas no rebasa una propiedad mecánica del material, denominada módulo de Young, estos pueden recuperar su forma original cuando dichas fuerzas desaparecen. Por tanto, antes de alcanzar otra vez su estado de equilibrio, los cuerpos desarrollarán un cierto número de oscilaciones; y cada cuerpo, dependiendo de su forma masa, material, así como de las restricciones a las que esté sometido, oscilará con ciertas frecuencias propias a las que, como se ha indicado, se les denomina frecuencias naturales.

Sin embargo, cuando las fuerzas generan esfuerzos mayores a este módulo el cuerpo presenta deformaciones plásticas, es decir, sufre daño estructural. Además, cuando un sistema o cuerpo está sometido a una fuerza periódica, éste puede presentar fatiga mecánica.

Por tanto, si el mundo se encuentra sometido continuamente a fuerzas oscilantes, y si además está rodeado de estructuras elásticas es posible que en muchos casos

la frecuencia de las fuerzas oscilantes coincida con alguna de las frecuencias naturales de las estructuras elásticas provocando fenómenos de resonancia (Soto Valle, 2016).

2.3. Generadores de vórtices

Se conoce como vórtice a un flujo que rota en sentido de espiral, como un remolino o torbellino. En una clasificación general se dice que existen dos tipos de vórtices: el vórtice forzado y el vórtice libre.

El vórtice forzado se genera por el contacto entre un fluido en movimiento y un obstáculo que puede ser una pared fija u otro fluido cuya velocidad sea sensiblemente distinta, y el vórtice libre se presenta típicamente cuando existe un punto de baja presión que succione el flujo hacia él (Gardea, 2001) .

2.3.1 Cuerpos y fluidos

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:

Presión de arrastre, producida por la diferencia de presión aguas arriba y aguas abajo sobre las superficies del objeto y fricción de arrastre, que resulta del esfuerzo de corte viscoso del fluido sobre la superficie del cuerpo.

La presión de arrastre proviene de las fuerzas normales a la superficie del objeto, por otro lado, la fricción de arrastre proviene de las fuerzas de corte a la superficie. El arrastre total en el objeto es llamado perfil de arrastre y es la suma de ambas componentes. De esta manera un objeto puede clasificarse dependiendo cuál de las dos componentes tiene mayor incidencia en el arrastre. Si la fricción de arrastre domina principalmente, el cuerpo se denomina aerodinámico, dado que prácticamente no interrumpe las líneas de flujo del fluido, y cuando la presión de arrastre es la dominante, el cuerpo recibe el nombre generador de vórtices (forzados) o bluff body.

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) incluyendo las vibraciones inducidas por vórtices (VIV), vibración inducida por estela (WIV, por sus siglas en inglés), galopeo, etc. (Alam & Meyer, 2011) (Bhatt & Alam, 2018) (Qin, Alam, & Zhou, 2019).

Derakhshandeh & Alam explican que los cuerpos con esquinas como cilindros de sección triangular y cuadrada son mejores generadores de vórtices que los de sección circular.

2.3.2. 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:

$$Re = \frac{LV}{\nu} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Donde:

L : Es la longitud característica por donde pasa el fluido,

V : 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. (Derakhshandeh & Alam, 2019)

2.3.3. 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 (zona cercana a las paredes del cuerpo en la que no son despreciables los efectos viscosos), 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. y se presenta incluso cuando la viscosidad del fluido es baja.

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 (Holmes, 2015) distingue 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, como se observa en la Figura 8, y un aumento en la presión base (menos negativa) y un coeficiente de arrastre más bajo.

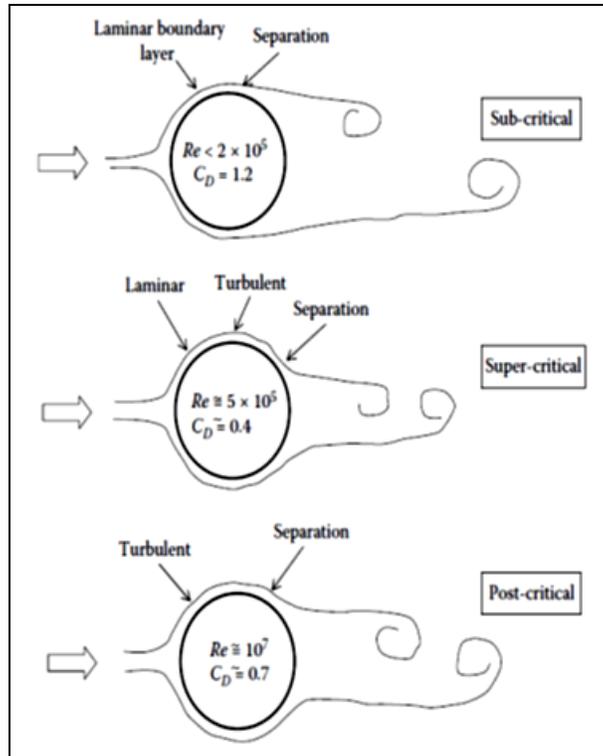


Figura 8. Separación de capa límite de cuerpo con sección circular (Holmes, 2015)

2.3.3.1 Número de Strouhal

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:

$$St = \frac{fd}{V} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Donde:

f : Es la frecuencia de desprendimiento de vórtice,

d : es el diámetro del cuerpo, y

V : es la velocidad del fluido.

2.3.3.2. Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIV)

Las vibraciones causadas por un cuerpo generador de vórtices pueden modificar el campo de velocidades del fluido, como consecuencia de la distribución del esfuerzo de corte y la presión en la superficie del cuerpo. Por tanto, se puede decir que las vibraciones inducidas por vórtices son movimientos que se generan por el desprendimiento de vórtices con una frecuencia periódica, es decir cuando un cuerpo genera un vórtice móvil, se crea un desbalance de presión, lo cual es compensado con el movimiento del cuerpo en dirección contraria al desprendimiento.

2.3.3.3. 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. Bajo ciertas condiciones el cuerpo aguas abajo puede ser sometido a oscilaciones del tipo galopeo inducidas por la estela turbulenta del cuerpo aguas arriba.

De los estudios realizados por (Tokoro, Komatsu, Nakasu, Mizuguchi, & Kasuga, 1999) (Lee, Jung, & Jang, 2009) se puede resumir que el fenómeno de wake galloping presenta dependencia con: las propiedades estructurales, propiedades del flujo y dirección del viento. En general se asocia mayores amplitudes a mayor velocidad del viento, pero esta amplitud nunca excede tres veces el diámetro del cilindro debido a la inestabilidad que se produce en la interferencia de la estela que arroja el cilindro aguas arriba, decreciendo a mayor ángulo entre el arreglo de cilindros, el fenómeno de wake galloping obtiene sus mayores amplitudes entre 2 a 6 veces el diámetro de espaciado entre los cilindros.

2.4 Fatiga Mecánica

Hibbeler, 2006 define a la fatiga mecánica como el efecto generado cuando un metal se somete a ciclos de esfuerzo o de deformación repetidos, ocasionando que la estructura se colapse, y, finalmente se fracture.

Por tanto, la fatiga mecánica es una de las causas más comunes de agotamiento de los materiales, entre piezas y componentes mecánicos que están sometidos a cargas cíclicas o variables. El número de ciclos necesarios para generar la fractura de la pieza dependerá de diversos factores, como la amplitud de la carga aplicada, de pequeñas grietas, micro fisuras e irregularidades en la pieza, etc.

En el agotamiento por fatiga, los elementos y componentes mecánicos pueden fallar por ruptura prematura bajo la acción de tensiones fluctuantes cuyos valores pueden ser incluso muy inferiores al límite de fluencia del material (punto donde comienza un alargamiento muy rápido sin que varíe la tensión aplicada en un ensayo de tracción). Es decir, el material podrá fallar sin que su nivel interno de tensiones haya llegado a los valores críticos correspondientes a los originados por esfuerzos de tipo estáticos.

2.4.1. Enfoques de análisis para fatiga

Para predecir la vida de un elemento en número de ciclos hasta la falla (Budynas & Nisbett, 2008) señala tres principales enfoques de análisis y diseño:

1. Método de esfuerzo-vida: se basa en niveles de esfuerzo, para establecer la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, se realizan ensayos de probetas que se someten a tensiones cíclicas de una amplitud relativamente grande. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N (en donde el eje vertical de ordenadas se representan los valores de amplitudes de tensión (S) aplicadas, mientras que en el eje horizontal o eje de abscisas se sitúa el

valor del logaritmo de los números de ciclos (N) necesarios para la rotura de cada probeta).

2. Método de deformación-vida: se basa en las deformaciones del elemento. Es más aplicable a situaciones de bajo ciclos para predecir la iniciación de grietas y es bastante complejo. Considera que una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local o en área de concentración de esfuerzo y cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas.
3. Método de mecánica de la fractura lineal elástica o de crecimiento de grieta: es útil para predecir la vida de bajos ciclos de piezas ya agrietadas. Considera y estudia tres fases de agrietamiento: la primera fase supone que el desplazamiento de cristal se extiende a través de varios granos contiguos, la segunda fase es la extensión de la grieta y la tercera fase se asocia con una rápida aceleración del crecimiento de la grieta.

2.4.2. Fatiga a bajos y altos ciclos

La fatiga se divide en bajos y altos ciclos. La fatiga a altos ciclos se presenta cuando el número de ciclos es mayor a 1000. Debido a esto los esfuerzos son usualmente bajos comparados con la resistencia última del material. La fatiga a bajos ciclos sucede cuando el número de ciclos es menor 1000 y normalmente es acompañada por deformación plástica, lo cual explica la corta vida en fatiga.

2.5 Dinámica de fluidos computacional (CFD)

La Dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es un área de estudio de la mecánica de fluidos que mediante métodos numéricos resuelve y analiza problemas sobre flujo de fluidos, transferencia de calor, reacciones químicas, combustión, etc.

Un modelado CFD consiste en discretizar una región del espacio (dominio continuo) creando una malla, es decir, una región del espacio es dividido en pequeños

volúmenes de control (volúmenes finitos). Con esto, se cambia el dominio continuo por un dominio discreto, donde un conjunto de volúmenes de control es utilizado para representar el dominio original. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas; masa, momento y energía a través de un proceso iterativo, hasta la convergencia, es decir, cuando la variación de los resultados entre dos iteraciones consecutivas queda dentro de los límites en un criterio establecido por el usuario.

Sin embargo, en algunas ocasiones una simulación numérica CFD solo se puede alcanzar resultados aproximados a los fenómenos reales que se tratan de emular, por lo que en muchas ocasiones es necesario verificar datos obtenidos mediante simulación numérica con pruebas experimentales como; pruebas de túnel de viento u otros modelos físicos a escala.

2.6 Métodos de elementos finitos (FEM)

El método de elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés) se basa, al igual que CFD, en discretizar el medio continuo, en este caso 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. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos se puede calcular el resto de las incógnitas que interesen: tensiones, deformaciones, etc. A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo (Cubo Pérez, 2010).

Por tanto, las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no (Abasolo, Aguirrebeitia, Coria, & Heras, 2017).

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

A continuación, se presenta la metodología empleada para determinar el efecto de la estela de vórtices en la oscilación de un conjunto de generadores eólicos por vorticidad, separados entre sí a 3 distancias diferentes. La metodología consta de dos tipos de estudios; FEM y CFD.

Los estudios de métodos de elementos finitos (FEM) comprenden:

1. Análisis modal: determina las frecuencias naturales del aerogenerador estudiado.
2. Análisis armónico: determina los desplazamientos máximos debidos a la estela de vórtice en el conjunto de aerogeneradores, en un rango de frecuencias cercanas a la resonancia.
3. Análisis de fatiga mecánica: estima la vida en ciclos de un aerogenerador sometido a resonancia.

Los estudios de dinámica de fluidos computacionales (CFD) abarcan:

1. Simulación en 2D: determina la relación entre número de Reynolds y Strouhal para validar modelo de turbulencia y establece el efecto de la estela de vórtices en el conjunto de aerogeneradores.
2. Simulación en 3D: determina los perfiles de presión sobre la superficie de los aerogeneradores causados por la estela de vórtices, para realizar el análisis armónico.

3.1. Modelo Geométrico

La geometría del aerogenerador VIV está basada en el modelo a escala propuesto por (Cajas, 2016), Figura 5, ya que este estudio presenta resultados experimentales y de simulación numérica de frecuencia natural y desplazamientos máximos de resonancia de un aerogenerador, lo que permite validar la metodología empleada en este trabajo.

3.1.1. Geometría para estudios de FEM

Para los estudios de simulación de FEM, el aerogenerador VIV modelado consta de dos elementos principales; el mástil, que es la parte rígida de forma cónica y la estructura de montaje, parte flexible, de sección transversal circular, Figura 9. La geometría se modeló mediante el software comercial SolidWorks y se exportó en formato IGES para su posterior mallado en el software comercial ANSYS WORKBENCH, en la Figura 10 se muestran el modelo CAD del aerogenerador con sus dimensiones en milímetros.

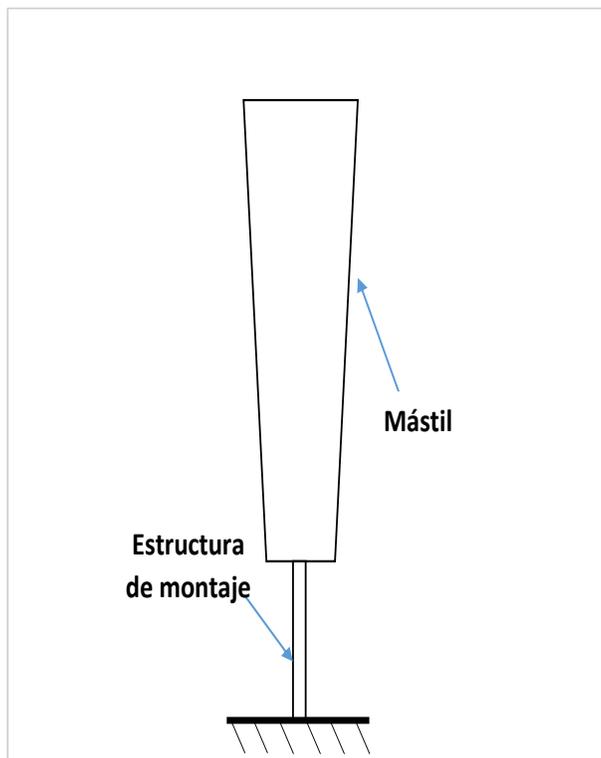


Figura 9. Esquema de aerogenerador VIV de estudio

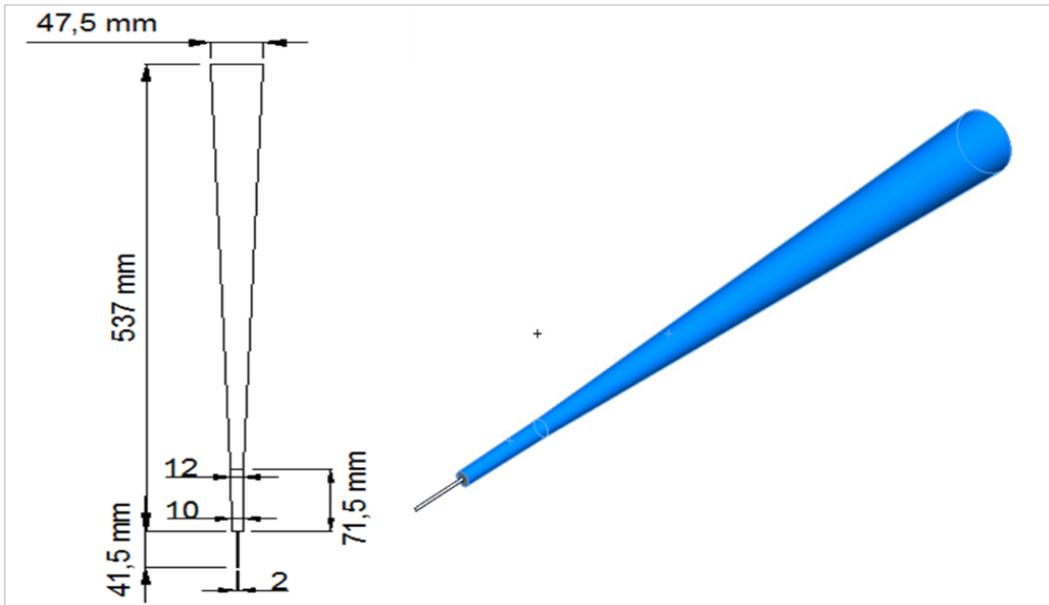


Figura 10. Modelo CAD de aerogenerador VIV (Estudio FEM)

3.1.2. Geometrías para estudios de CFD en 3D

Las geometrías generadas para los estudios de CFD en tres dimensiones, son dominios que están en función de la altura del aerogenerador (h), como se muestra en la Figura 11 y el cuerpo inmerso es la geometría descrita en el apartado 3.1.1.

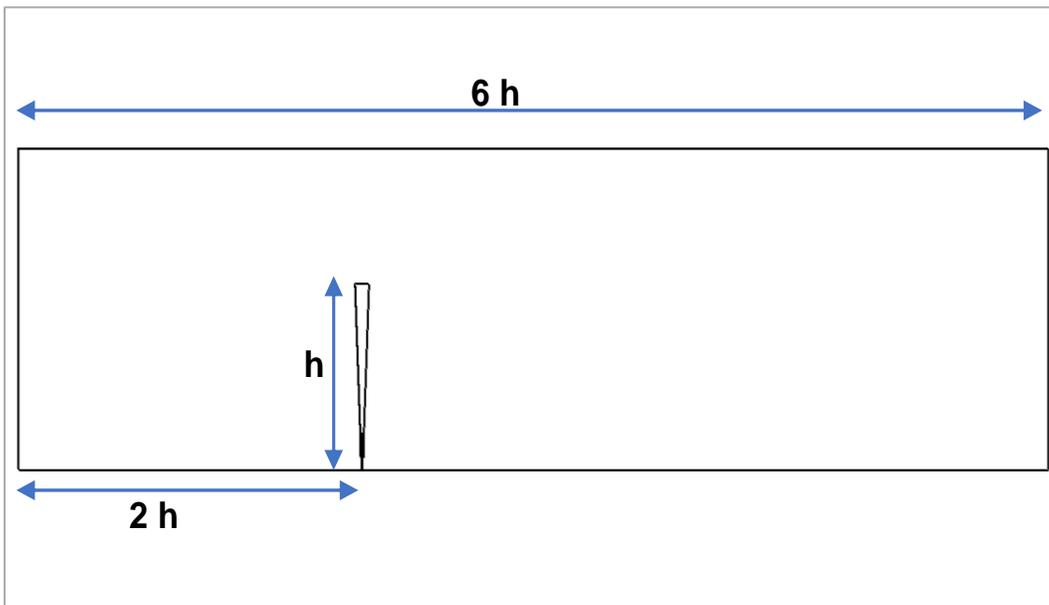


Figura 11. Dominio de estudio de 1 aerogenerador (vista lateral)

La geometría que se observa en la Figura 12 representa el cuerpo de un aerogenerador VIV, envuelto en un dominio de sección transversal de 2 metros de ancho por 1 metro de altura, este dominio se realizó para validar los resultados obtenidos en este trabajo con los resultados reportados por Cajas en 2016 y para obtener un flujo completamente desarrollado.

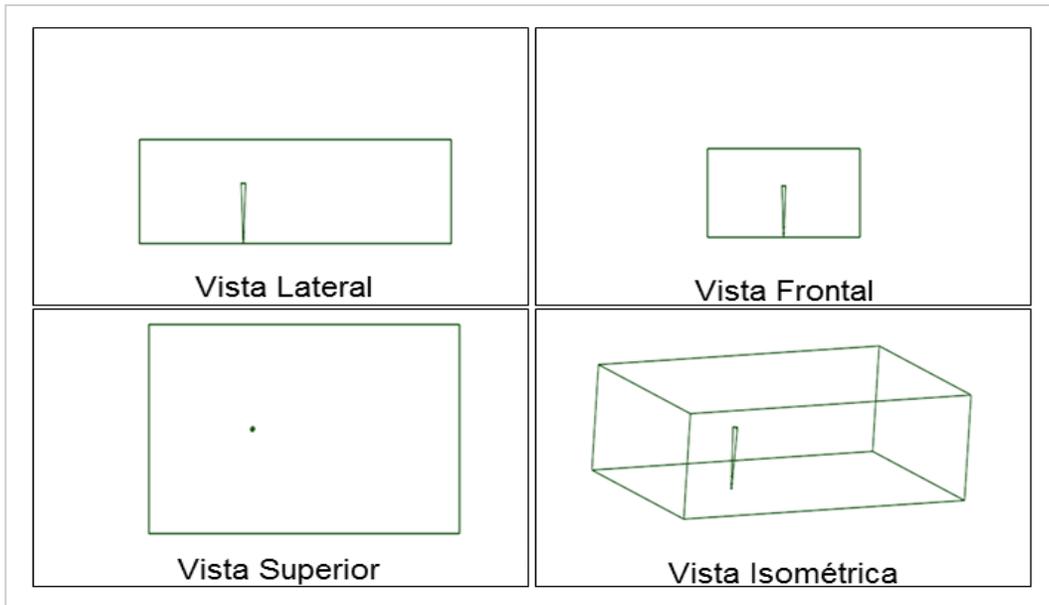


Figura 12. Modelo CAD de dominio de un aerogenerador VIV

Por otra parte, la Figura 13 muestra el arreglo de dos aerogeneradores dispuestos en serie envueltos en el mismo dominio que el de un aerogenerador. Este arreglo se elaboró para determinar el efecto de la presencia de un aerogenerador sobre un segundo, colocado aguas abajo a tres diferentes distancias. Dichas distancias de separación entre aerogeneradores también están en función de la altura del aerogenerador (h) y se muestran en las Figuras 14-16, donde $0.25 h$ representa el 25% de h (144.625 mm), $0.5 h$ el 50% de h (289.25 mm) y $0.75 h$ el 75 % de h (433.875 mm).

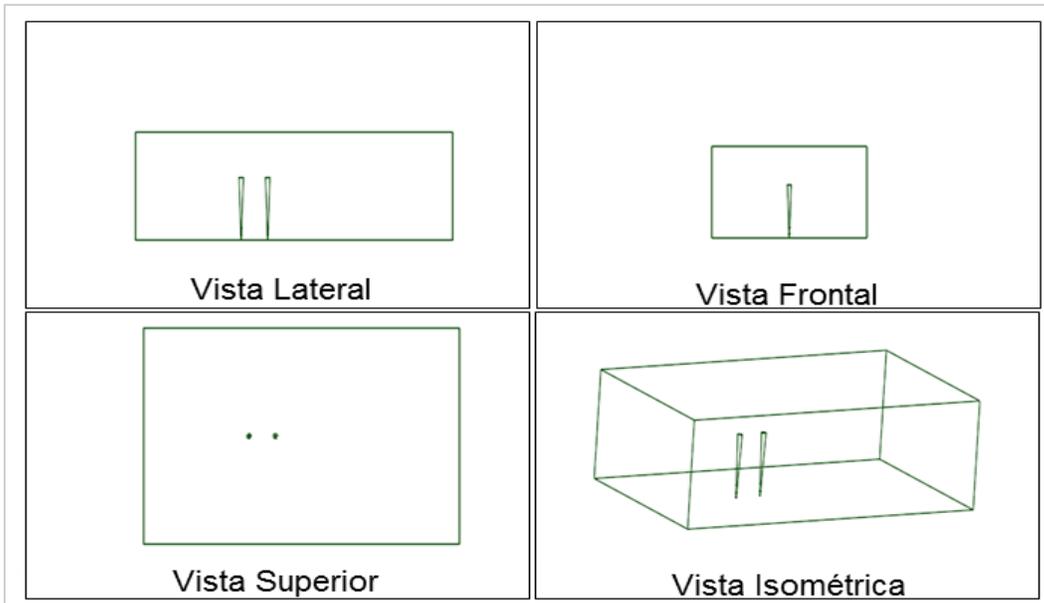


Figura 13. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV dispuestos en serie

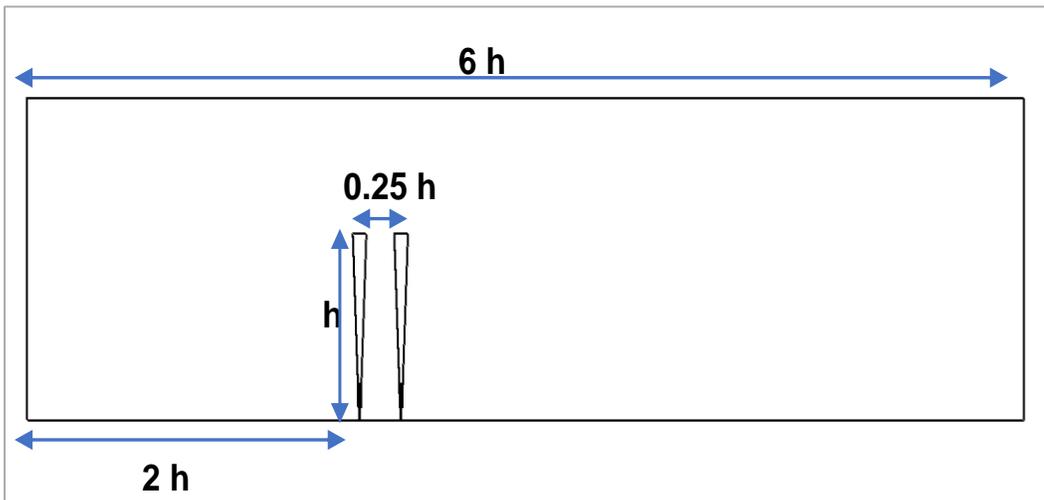


Figura 14. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a $0.25h$ (vista lateral)

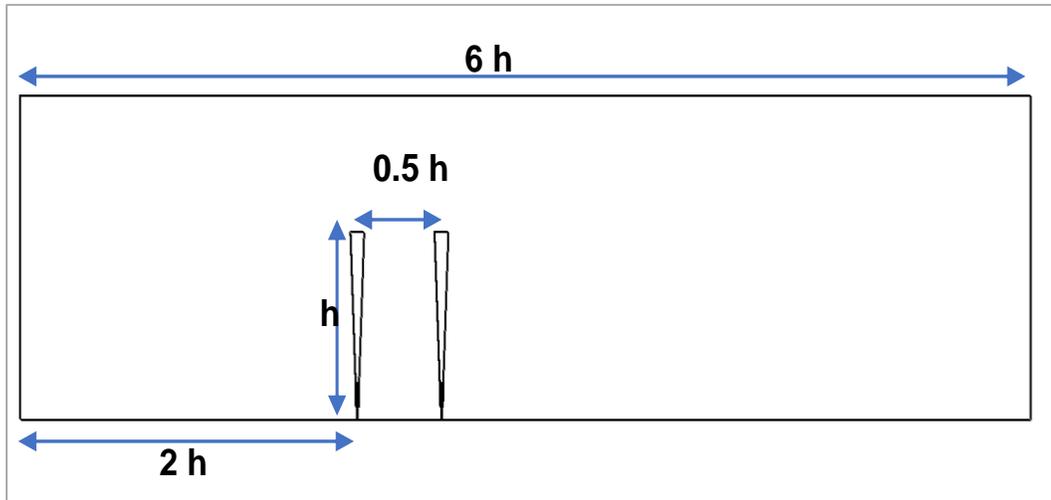


Figura 15. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a $0.5 h$ (vista lateral)

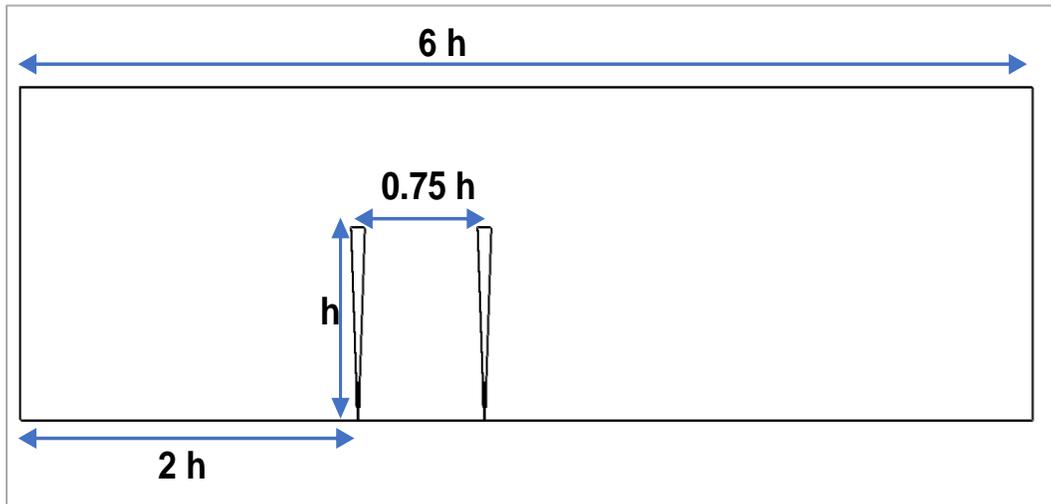


Figura 16. Modelo CAD de dominio de 2 aerogeneradores VIV separados a $0.75 h$ (vista lateral)

3.1.3. Geometrías para estudios de CFD en 2D

Al igual que en las geometrías en tres dimensiones, para los estudios de CFD en dos dimensiones se elaboraron cuatro geometrías, que corresponden al dominio de un aerogenerador, y a los dominios de arreglos de 2 aerogeneradores separados a 0.25 , 0.5 y $0.75 h$.

El dominio de estudio corresponde al plano normal a la altura (h), en el máximo diámetro del aerogenerador (47.5 mm), es decir, en la parte más alta de la de este,

ya que es en esta zona donde se presenta el máximo número de Reynolds y por la relación Reynolds- Strouhal la menor frecuencia de desprendimiento de vórtice.

En la Figura 17 se muestran las 4 geometrías para las simulaciones de CFD en 2 dimensiones.

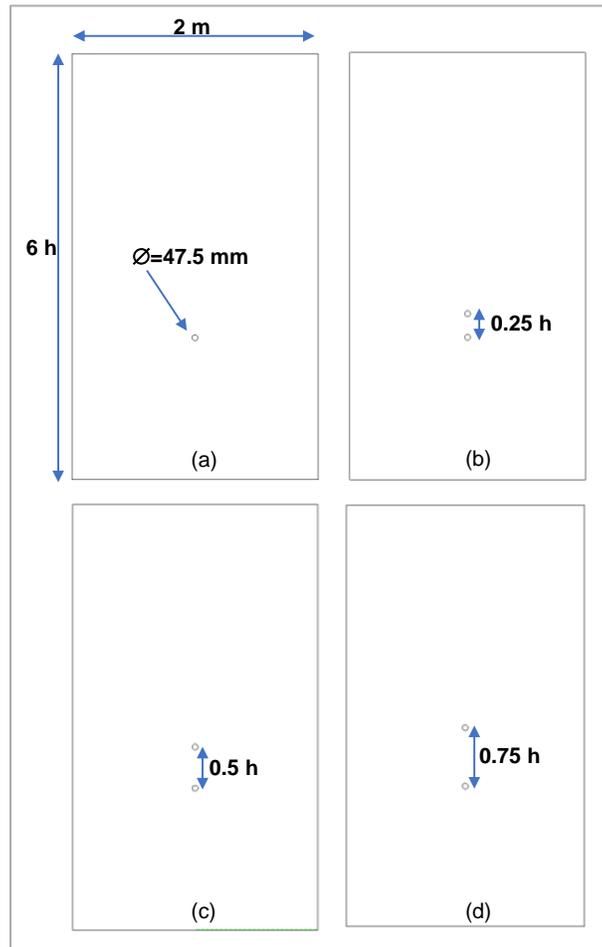


Figura 17. Dominio en 2d; (a) de un aerogenerador, (b) arreglo de aerogeneradores separados a $0.25 h$, (c) arreglo de aerogeneradores separados a $0.5 h$ y (d) arreglo de aerogeneradores separados a $0.75 h$.

3.2 Discretización de modelos

3.2.1. Modelo de FEM

Como se explicó al inicio de este capítulo, los estudios FEM abarcan análisis modal, armónico y de fatiga mecánica por lo que la malla empleada es la misma en todos

los análisis FEM. A continuación, se describe el tipo de malla empleada y el análisis de convergencia de esta.

3.2.1.1. Generación de malla

La discretización del modelo para los estudios de FEM, se realizó mediante el software meshing de ANSYS WORKBENCH, con malla tipo no estructurada, en la Figura 19 se presenta una de las mallas elaboradas.

El modelo para los estudios FEM es un montaje, es decir se consideran dos elementos de materiales con distintas propiedades mecánicas, por lo cual se declaró un contacto entre los elementos como se observa en la Figura 18.

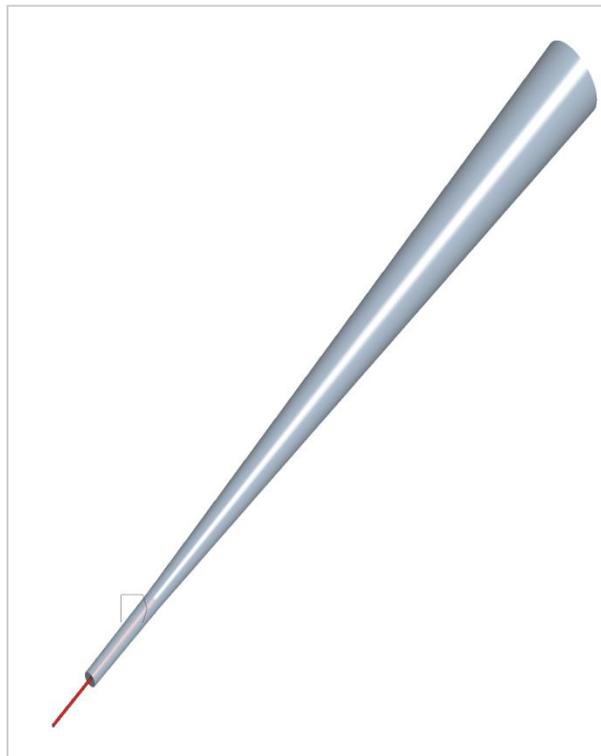


Figura 18. Zona de contacto en aerogenerador, estudio FEM

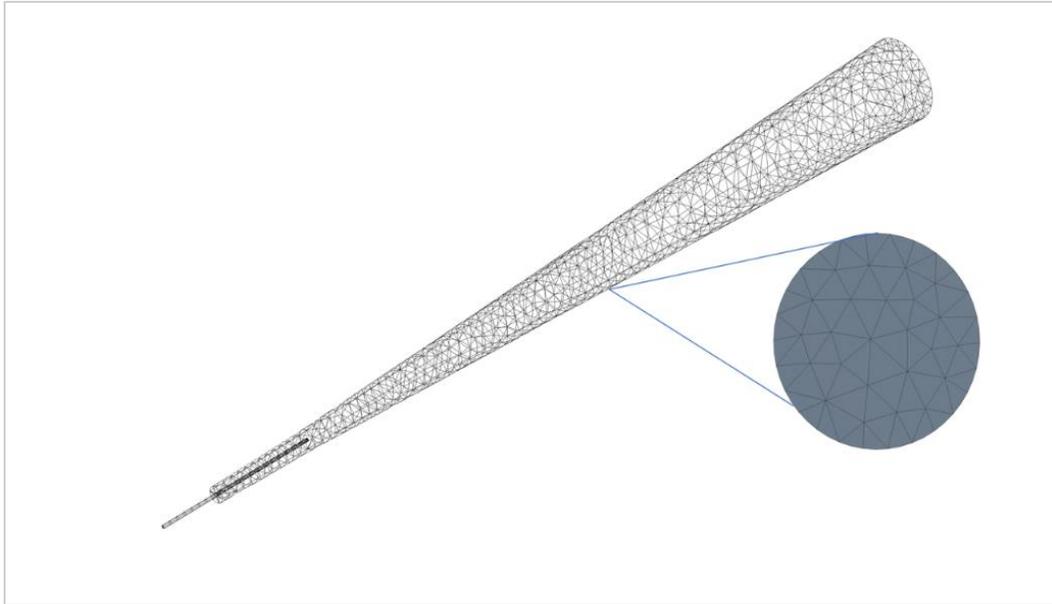


Figura 19. Malla no estructurada, estudio FEM

3.2.1.2. Convergencia de malla

La validación del mallado se realizó en función de parámetros de densidad de malla, para esto se hicieron 4 mallas no estructuradas con distinto tamaño máximo de elemento, los detalles se muestran en la Tabla 3. Considerando que la validación de malla busca determinar la densidad de malla que mejor se ajusta al modelo estudiado, se realizó el análisis modal de un aerogenerador para obtener y comparar los resultados de la primera frecuencia natural (en función del tamaño de la malla) con los valores experimentales y numéricos reportados por (Cajas, 2016). Esta comparación permitió determinar la malla que presenta una mejor aproximación con los resultados experimentales de Cajas. Los resultados de la convergencia de malla del aerogenerador se muestran en la Tabla 4, donde se observa que la malla 2 calcula con mayor exactitud el valor experimental de frecuencia natural reportado por cajas, ya que el margen de error es menor a 1%. Por lo tanto, la malla 2 fue elegida para el resto de estudios FEM, ya que no requiere de excesivos recursos de cómputo y los resultados obtenidos son muy cercanos a los experimentales.

Tabla 3. Resumen de tamaño de mallas FEM

Malla	Tamaño máximo de elemento (mm)	Tamaño mínimo de elemento (mm)	Número de Nodos	Número de elementos
1	8	1	16,000	8,158
2	5	1	44,344	27,373
3	4	1	81,130	52,012
4	3	1	177, 327	119,426

Tabla 4. Resultados de convergencia de malla FEM

	Modelo	Primera frecuencia natural (Hz)
Cajas	Experimental	5.3
	Numérico	4.8
Presente	Malla 1	5.70
	Malla 2	5.35
	Malla 3	5.26
	Malla 4	5.17

3.2.2 Modelo de CFD

3.2.2.1. Modelo de CFD en 2D

Se consideró como campo de fluido a los dominios anteriormente descritos en el apartado 3.1.3. El mallado se realizó mediante el software meshing de ANSYS WORKBENCH, con el método de elementos hexaedros. Se elaboraron 3 mallas con diferentes densidades para cada dominio de estudio, en la Tabla 5 se muestra los datos de las mallas generadas. En las Figuras 20-21 se muestran alguna de las mallas generadas.

Para seleccionar el tamaño de malla de los modelos en 2D, se realizaron simulaciones en estado estable considerando un criterio de convergencia de 1×10^{-6} en sus residuales con todos los modelos de turbulencia empleados en

simulaciones transitorias (sección 3.3.2.1), todas las mallas convergen según el criterio impuesto.

Para realizar el análisis de sensibilidad de malla se realizaron simulaciones transitorias (para una condición de viento) con las 3 mallas de cada caso de estudio, este análisis se realizó en función de la frecuencia de desprendimiento de vórtice y se encontró que no existe dependencia de malla en los resultados, por lo que se decidió usar la malla 3, los resultados se muestran en la tabla 6.

Tabla 5. Número de elementos de mallas para CFD en 2D.

Malla	1 aerogenerador	Arreglo 0.25 h	Arreglo 0.5 h	Arreglo 0.75 h
1	29,869	33,196	64,708	81455
2	63,548	85,634	98,475	100,102
3	165,664	174,689	178,446	178,636

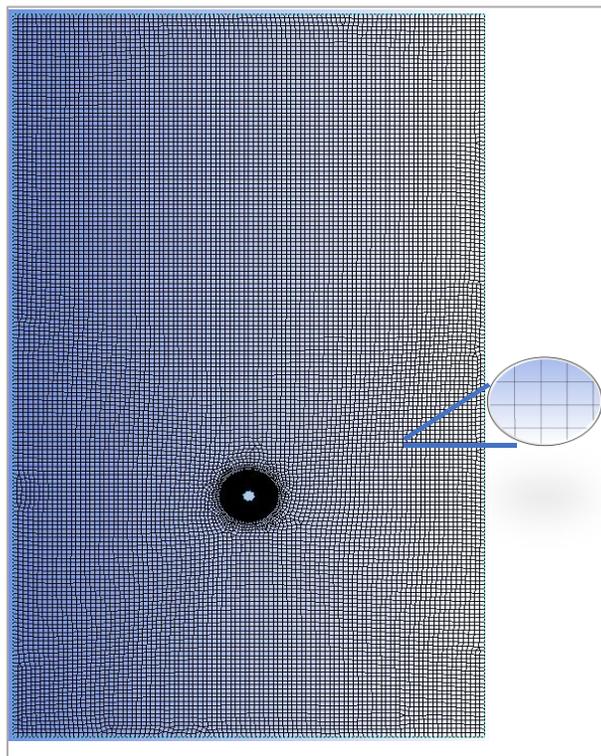


Figura 20. Malla 2D de 1 aerogenerador (Malla 2)

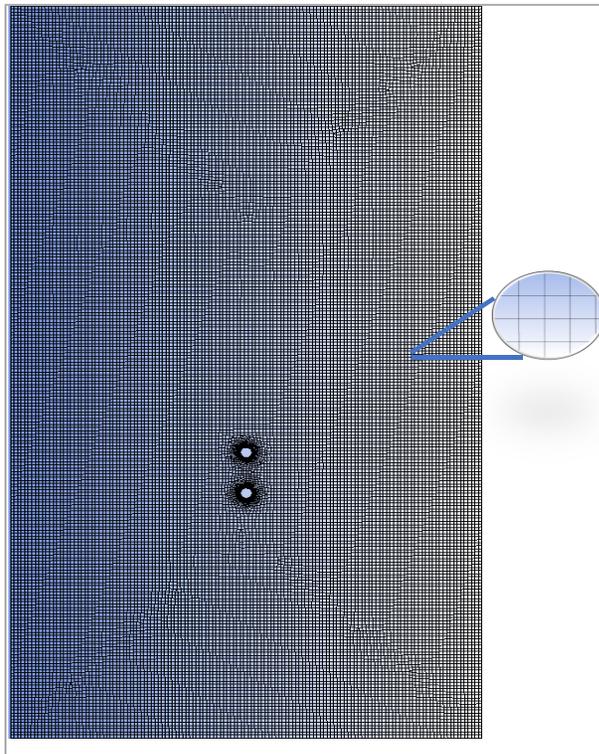


Figura 21. Malla 2D de arreglo 0.25 h (Malla 2)

Tabla 6. Convergencia de malla de en 2D

Malla	Frecuencia de desprendimiento de vórtice del primer aerogenerador (Hz)			
	1 aerogenerador	Arreglo 0.25 h	Arreglo 0.5 h	Arreglo 0.75 h
1	5.4725	5.3125	5.3127	5.3131
2	5.4724	5.3125	5.3126	5.3125
3	5.4724	5.3125	5.3125	5.3125

3.2.2.2. Modelo de CFD en 3D

Se consideró como campo de fluido al volumen donde ocurre el fenómeno de oscilación debida al viento. En este caso, un dominio que representa una sección del túnel de viento empleado en pruebas experimentales (Cajas, 2016) de 4m² de área transversal y 6 alturas de largo. El sólido de los aerogeneradores fue extraído del dominio quedando de esta manera únicamente las superficies en contacto con

el viento. Para lograr la sección transversal de 4 m^2 , una de las paredes se declaró simétrica, logrando con esto reducir el número de elementos de los dominios.

La discretización en volúmenes de control se realizó mediante el software meshing de ANSYS WORKBENCH, las mallas son de tipo no estructurada con elementos tetraédricos y refinamiento en las superficies de los aerogeneradores en contacto con el viento. En la Figura 22, se muestra el detalle de una de las mallas tipo no estructurada.

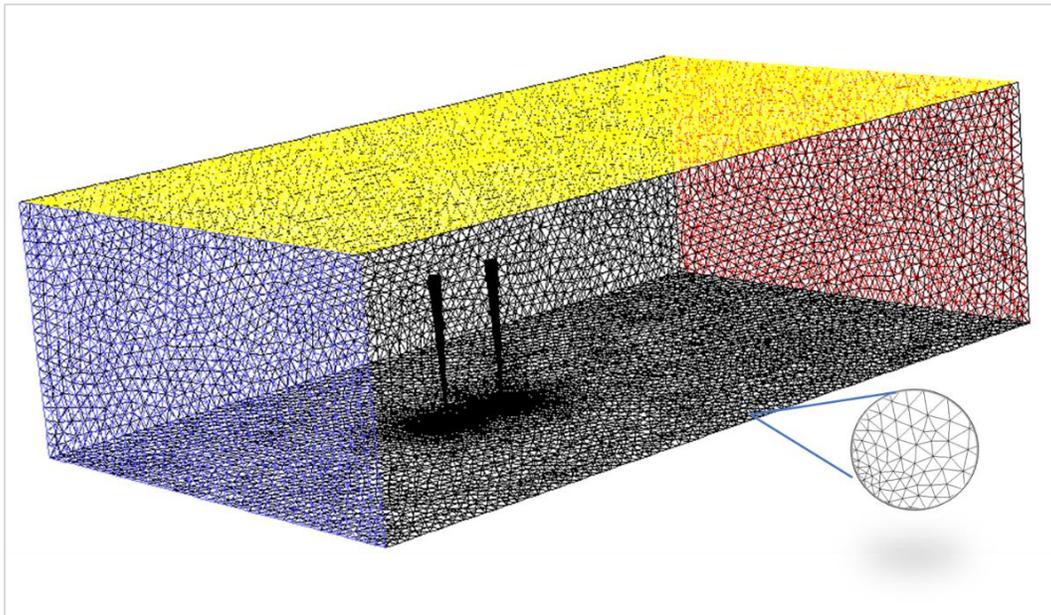


Figura 22. Malla tipo tetraédrica, estudio de CFD en 3D

Un factor importante para evaluar los resultados obtenidos es el tamaño de la malla (número de elementos), por lo que resultó necesario realizar análisis de sensibilidad de malla donde se varió la cantidad de elementos contenidos en el volumen de control de cada caso de estudio con el fin de obtener el menor número de elementos y mayor precisión de los cálculos. Para ello, se crearon 4 mallas por cada caso de estudio, con diferente densidad de malla, los detalles se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7. Número de elementos de mallas para CFD en 3D.

Malla	1 aerogenerador	Arreglo 0.25 h	Arreglo 0.5 h	Arreglo 0.75 h
1	2,364,163	3,833,274	4,402,713	1,441,199
2	3,703,765	4,506,318	6,210,060	3,146,792
3	4,148,194	5,409,502	7,770,829	4,520,229
4	5,463,017	7,821,839	9,361,332	6,226,934

Todas las mallas se valoraron en estado estacionario considerando un criterio de convergencia de 1×10^{-6} en sus residuales, y se compararon resultados para la variable de la magnitud de velocidad en el punto lateral derecho de cada aerogenerador, cuando su valor se vuelve asintótico. En las tablas 8 y 9 se muestran las comparaciones de la velocidad para cada malla elaborada.

Tabla 8. Convergencia de malla 3D de 1 Aerogenerador

Malla	Aerogenerador 1 Velocidad (m/s)
1	2.0210
2	1.9158
3	1.8985
4	1.8986

Tabla 9. Convergencia de malla 3D de conjuntos de 2 aerogeneradores

Malla	Arreglo 0.25 h		Arreglo 0.5 h		Arreglo 0.75 h	
	Aero 1 (m/s)	Aero 2 (m/s)	Aero 1 (m/s)	Aero 2 (m/s)	Aero 1 (m/s)	Aero 2 (m/s)
1	1.9881	1.5724	1.9556	1.5202	2.2710	1.8541
2	1.8949	1.7244	1.9245	1.4996	2.1792	1.9765
3	1.9076	1.7280	1.9249	1.4575	1.8851	1.6203
4	1.9071	1.7283	1.9240	1.4571	1.8978	1.6251

3.3. Condiciones de frontera y cálculos numéricos

Como se indicó al inicio de este capítulo se realizaron dos tipos de estudio: CFD y FEM, estos estudios están involucrados entre sí, pues los resultados de algunos de los estudios FEM sirven como condición de entrada para estudios CFD y viceversa. Esta dependencia entre resultados se describe en cada apartado.

3.3.1. Estudios de FEM

Como se mencionó en el apartado 3.1.1. para los cálculos de FEM la geometría es la misma para el análisis modal, armónico y de fatiga mecánica. Por lo tanto, al tratarse de la misma geometría estos análisis comparten algunas condiciones de frontera como: propiedades mecánicas de los materiales y restricción de geometría.

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 $E=0.97 \times 10^{11}$ (Pa) y densidad $\rho=1365$ kg/m³. Por otra parte, para el mástil (zona rígida) se empleó un módulo de Young de $E=3.0 \times 10^{11}$ (Pa) y densidad de 246.9 kg/m³. Estas propiedades son las reportadas por Cajas en 2016.

Además de la zona de contacto entre elementos descrita en el apartado 3.2.1.1., el modelo se consideró con una restricción de soporte fijo en la base de la estructura de montaje, en la Figura 23 se muestra a detalle la cara que se declaró con dicha restricción.

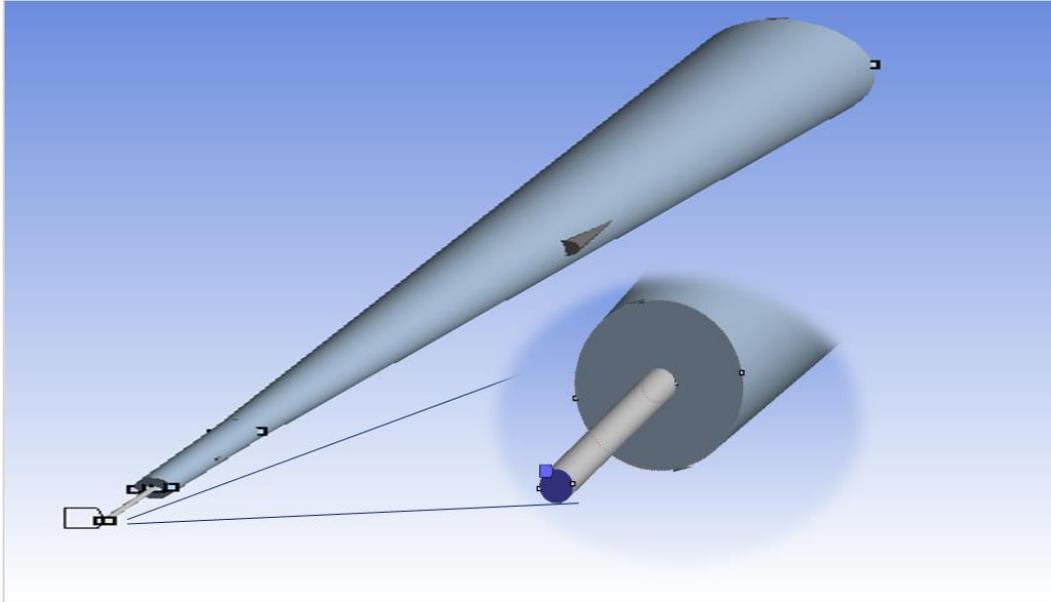


Figura 23. Restricción de geometría en modelo de FEM

3.3.1.1. Análisis modal

Este análisis tiene como principal objetivo determinar; la primera frecuencia natural del aerogenerador por vibraciones, ya que esta brinda la información necesaria para determinar la velocidad del fluido capaz de generar el fenómeno de resonancia en el aerogenerador, dada la relación entre Strouhal-Reynolds descrita previamente.

La temperatura ambiente considerada para este análisis fue de 22°C, por otra parte, el análisis no considera amortiguamiento y no tiene límites de búsqueda de frecuencia, es decir, no se estableció una frecuencia máxima y/o mínima para que el programa calculara los modos. El número de modos a calcular fue de 6 y se calculó las deformaciones totales máximas para cada modo.

3.3.1.2. Análisis armónico

Mediante el análisis armónico se calculan los desplazamientos máximos (en los aerogeneradores) ocasionados por la velocidad de fluido que excita a la estructura a frecuencias cercanas a la resonancia, por tanto, este análisis tiene como condición de entrada los resultados de presión total de la simulación de CFD en 3D.

Para lograr esto fue necesario exportar los perfiles de presión total sobre la superficie de cada aerogenerador ocasionados por la velocidad de resonancia de las simulaciones de CFD en 3D, una vez exportado este archivo se convierte a un archivo de tipo *.CSV (delimitado por comas) donde se ordena por columnas como se muestra en la Figura 24, donde para cada coordenada (x,y,z) corresponde un valor de presión total.

	A	B	C	D
1	X Coordinate	Y Coordinate	Z Coordinate	Pressure
2	0.013244486	0.40629223	0.010940229	-0.37698385
3	0.013388968	0.40577188	0.010731354	-0.37468886
4	0.013741106	0.40573302	0.010273959	-0.37325898
5	0.01387604	0.40521374	0.010057182	-0.38013178
6	0.014207517	0.40517175	0.009580508	-0.37988943
7	-0.000250147	0.11248135	0.005972169	-0.48926595
8	-0.000201691	0.11200149	0.005967198	-0.49032938
9	0.000246548	0.11272762	0.00597641	-0.49057534
10	0.000793184	0.11242152	0.005922911	-0.49228528
11	-0.001276605	0.11016741	0.005803345	-0.49236229

Figura 24. Archivo CSV de perfil de presión total

Posteriormente dicho perfil de presiones se introdujo como condición de entrada en el análisis armónico con ayuda del módulo de External Data de ANSYS Workbench como se muestra en la Figura 25. En la Figura 26 se logra apreciar de lado izquierdo el perfil de presión total sobre el aerogenerador de la simulación CFD, mientras que de lado derecho se muestra el mismo perfil, pero importado a la simulación FEM.

El rango de frecuencia de estudio establecido para el análisis modal fue de 0 a 10 Hz, ya que según lo reportado en el apartado de resultados de análisis modal las primeras dos frecuencias naturales del aerogenerador se encuentran dentro de este rango, por otra parte, el número de intervalos de solución fue de 20, es decir se

calculó el análisis armónico para incrementos de 0.5 Hz. Se consideró una temperatura ambiente de 22 °C.

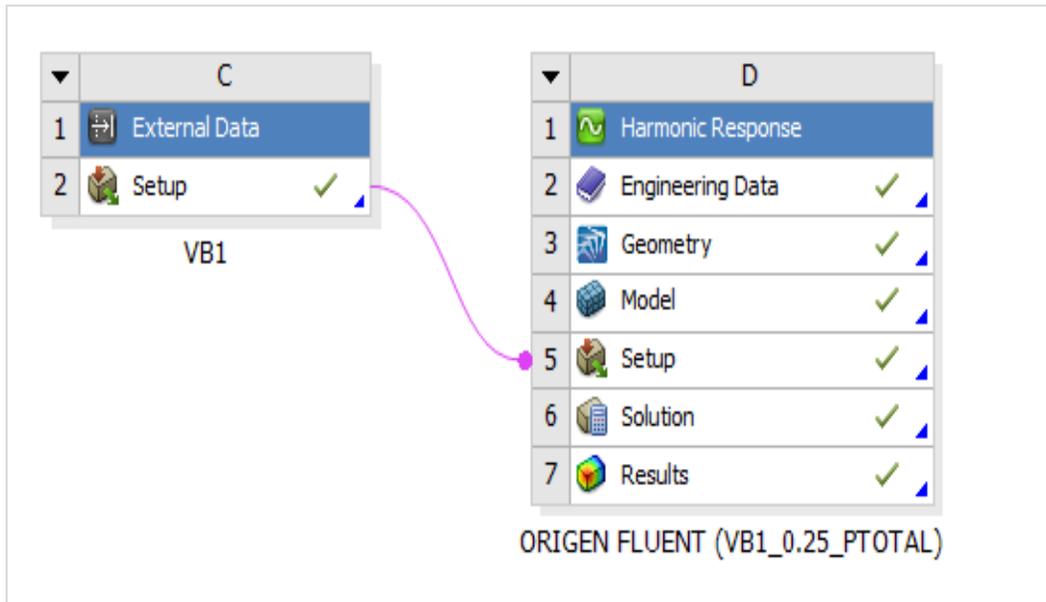


Figura 25. Ruta empleada para pasar datos de CFD a FEM

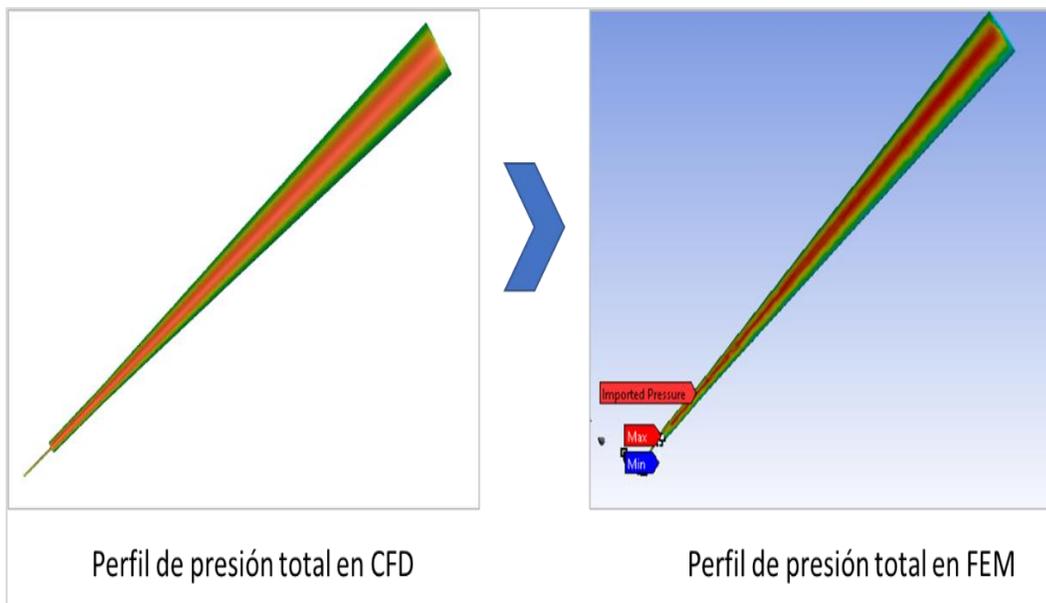


Figura 26. Perfil de presión total CFD vs FEM

3.3.1.3. Análisis de fatiga mecánica

El análisis de fatiga mecánica tiene como objetivo estimar la vida en ciclos del aerogenerador, por tanto, la metodología y resultados de este análisis aplica únicamente al modelo a escala planteado.

Anteriormente se indicó que el aerogenerador consta de dos partes: mástil y estructura de montaje (parte sometida a carga dinámica cíclica a flexión). Para realizar el análisis de fatiga, se consideró a la estructura de montaje como una viga en voladizo sometida a una fuerza de flexión en su extremo libre.

La fuerza de flexión se calculó según las ecuaciones 9-11 y el esquema de la Figura 27, para cada frecuencia de excitación estudiada en el análisis armónico.

$$F = \frac{2\theta * E * I}{L^2} \quad \text{Ecuación (9)}$$

$$I = \frac{\pi * \phi^4}{64} \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{DM}{h} \right) \quad \text{Ecuación (11)}$$

Donde:

F : es la fuerza de flexión sobre la estructura de montaje en su extremo libre,

θ : es el ángulo de flexión del aerogenerador,

E : es el módulo de elasticidad de la estructura de montaje,

I : es el momento de inercia de la estructura de montaje, y

L : longitud de la estructura de montaje

ϕ es el diámetro de la estructura de montaje.

DM : es el máximo desplazamiento en el aerogenerador (calculado en el análisis armónico)

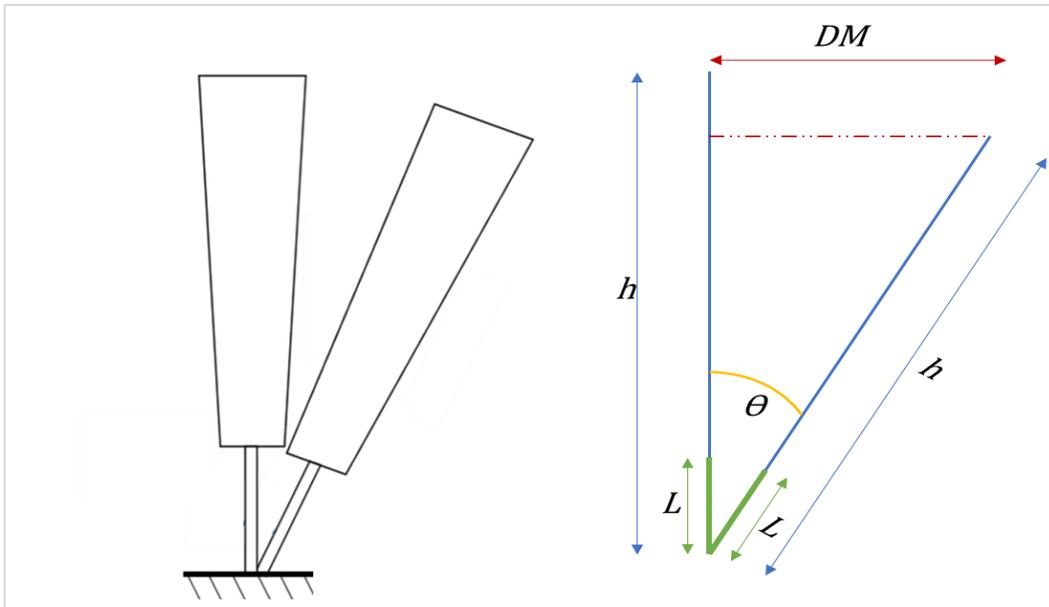


Figura 27. Esquema de ángulo de flexión

Respecto a las propiedades mecánicas y en fatiga de la estructura de montaje, (Cajas,2016) sólo reporta módulo de elasticidad y densidad. Es decir, no se especifica el nombre y/o propiedades a fatiga del material usado.

Por otra parte, la empresa española que está desarrollando esta tecnología dice que estos aerogeneradores están fabricados con fibras de carbono y polímeros reforzados con fibras de carbono y/o vidrio, por tal razón se propone usar las propiedades mecánicas de un compuesto de fibra de carbono epoxi con densidad y módulo de elasticidad cercano a las propiedades mecánicas reportadas por Cajas, en la Tabla 10 se muestra la comparativa de las propiedades mecánicas reportadas por Cajas contra las del material propuesto. El estudio de fatiga se basa en un análisis esfuerzo- vida por lo que se emplea la curva S-N de un compuesto de fibra de carbono obtenida experimentalmente por (Bartoletti, 2013), en la Figura 28 se observa la curva mencionada.

Tabla 10. Comparativa de propiedades de material Cajas vs propuesta

Propiedad	Cajas 2016	Compuesto de fibra de carbono epoxi 77904 (MatWeb, s.f.)
Densidad (kg/m ³)	1365	1400
Módulo de elasticidad (GPa)	97	96.9
Máxima resistencia a la tracción (MPa)	---	878
Rendimiento resistencia a la tracción (MPa)	---	1230
Rendimiento resistencia a la compresión (Mpa)	---	725

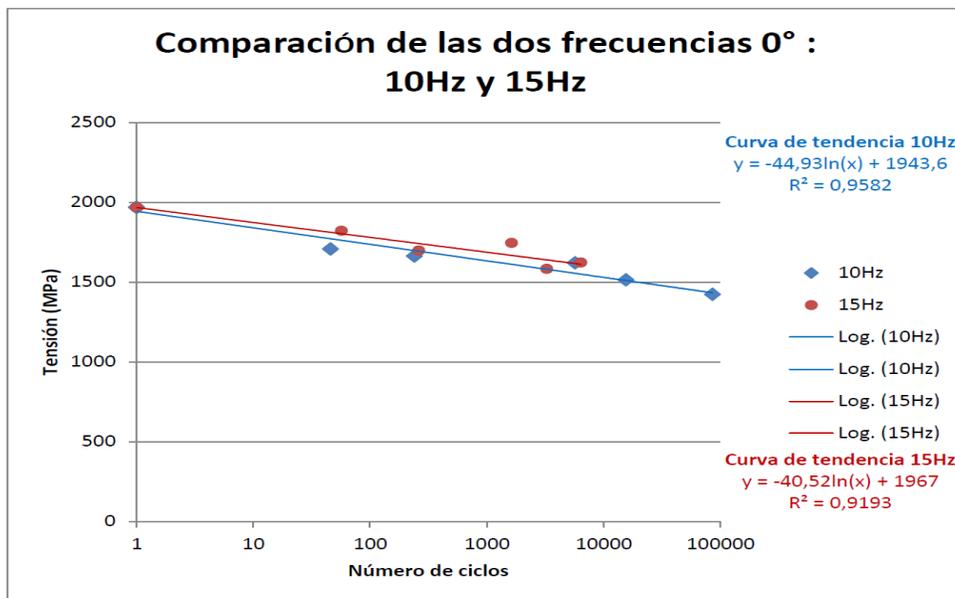


Figura 28. Curva S-N experimental de compuesto fibra de carbono (Bartoletti, 2013)

3.3.2. Estudios de CFD

3.3.2.1. Simulación en 2D

Los cálculos de CFD en 2D tienen como objetivo establecer una relación entre el número de Reynolds - Strouhal y además caracterizar el comportamiento de la estela de vórtices en conjuntos de aerogeneradores, por lo tanto, estas simulaciones se consideran en estado transitorio.

Simulación de 1 aerogenerador

En una simulación de CFD se debe de emular en la medida de lo posible las condiciones de frontera a las que está sometido el experimento en la realidad, pues de esto depende la exactitud de los resultados de CFD con los experimentales.

La elección del modelo de turbulencia es muy importante y básicamente depende del fenómeno a modelar, el nivel de precisión que se requiere, el recurso computacional, el tiempo de cálculo y las características físicas del flujo.

Para modelar el efecto de estela de vórtices de Von Kármán detrás de un cuerpo, existen diferentes modelos que se resuelven por aproximaciones de Reynolds promediados o conocido como modelos RANS, tales como: Spalart-Allmaras, $k-\epsilon$, $k-\omega$, Tensor de esfuerzo de Reynolds (RMS). De los que existen submodelos para $k-\epsilon$ tal como: $k-\epsilon$ standard, $k-\epsilon$ RNG, $k-\epsilon$ realizable. También los hay para el modelo $k-\omega$ tal como: $k-\omega$ standard, $k-\omega$ transporte de tensor de esfuerzo (SST). (Rodríguez Pestaña, 2015) realizó un estudio para conocer cuál de todos estos modelos podía representar de mejor manera el fenómeno de la estela de vórtices y concluye que el modelo de transición SST es el que mejores resultados proporciona en zonas de Reynolds alto, como en bajo. Sin embargo, como se vio en la sección 1.1.1 existe un intervalo de Reynolds en el que el número de Strouhal presenta un decaimiento, con el fin de determinar el modelo de turbulencia que mejor se ajusta al número de Reynolds que ocasiona la resonancia en este caso de estudio, se realizaron simulaciones en estado transitorio de un aerogenerador con 6 modelos de turbulencia:

1. Laminar
2. Spalart-Allmaras
3. K- ϵ standard
4. K- ϵ realizable
5. K- ω standard
6. Transición SST

Se estableció un criterio de convergencia de 1×10^{-6} en todos los residuales, el paso de tiempo fue de 0.0125 segundos, el cual permite capturar la frecuencia de desprendimiento de vórtice esperado, ya que estas frecuencias son menores a 10 Hz, el tiempo total de simulación fue de 30 segundos. El fluido modelado fue aire a condiciones estándar, considerándose como flujo incompresible y se consideraron 6 velocidades de viento, en la Tabla 11 se muestra un resumen de las condiciones de frontera de las simulaciones CFD en 2D de un aerogenerador.

Tabla 11. Condiciones de frontera simulación de CFD en 2D de 1 aerogenerador

Longitud característica (m)	Viscosidad cinemática del fluido (kg/ms)	Velocidad del fluido (m/s)	Densidad del fluido (kg/m ³)	Número de Reynolds
0.0475	1.7894×10^{-5}	0.1	1.225	2.65×10^2
		0.5		1.33×10^3
		1		2.65×10^3
		1.5		3.98×10^3
		2		5.31×10^3
		2.5		6.64×10^3

Para conocer las fluctuaciones de velocidad en el fluido se colocaron 16 monitores, en la Figura 29 se muestra la distribución de estos, donde los puntos marcados en color rojo representan los monitores ubicados a 90° y los marcados en azul a 140° respecto al punto central de impacto del viento con el aerogenerador. La nomenclatura d0 indica (para el caso de los monitores a 90°) la posición cero respecto al origen de cada aerogenerador, mientras que en los monitores a 140° la

posición más cercana a cada aerogenerador ubicada a 140° del punto de impacto. Por otra parte, d1, d2 y d3 indican la posición de los monitores (90 y 140°) a uno, dos y tres diámetros aguas abajo respecto al origen del aerogenerador.

Además de registrar las fluctuaciones de velocidad en estos monitores, se registró las fluctuaciones de los coeficientes de arrastre y sustentación del aerogenerador.

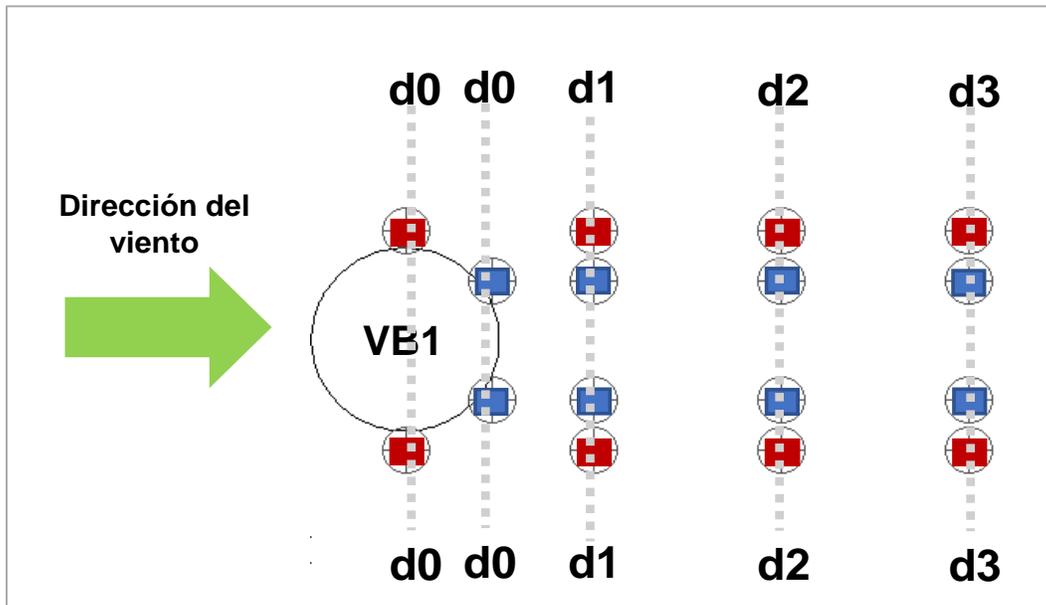


Figura 29. Distribución de monitores de simulación en 2D de 1 aerogenerador

Simulación de conjuntos de aerogeneradores

Para las simulaciones en 2d de conjuntos de aerogeneradores se utilizó como condición de entrada la velocidad de fluido que genera la frecuencia de desprendimiento más cercana a la resonancia de la estructura, según lo reportado en el apartado 4.2.1 esta velocidad es de 1.5 m/s. En la Tabla 12 se muestra el resumen de las condiciones de frontera para estos estudios.

El modelo de turbulencia empleado fue K- ϵ realizable con paso de tiempo de 0.0125 segundos, paso de tiempo correspondiente al 10% del periodo de la máxima frecuencia de desprendimiento de vórtice esperada, logrando así analizar todas las frecuencias por debajo de esta, con un paso de tiempo unificado. El total de tiempo

simulado para cada caso de estudio fue de 15 segundos (tiempo suficiente para que se presente desprendimiento de vórtices por más de 5 segundos con la velocidad de viento empleada) y el criterio de convergencia en los residuales fue de 1×10^{-6} .

Tabla 12. Condiciones de frontera simulación de CFD en 2D de conjuntos de aerogeneradores

Longitud característica (m)	Viscosidad cinemática del fluido (kg/ms)	Velocidad del fluido (m/s)	Densidad del fluido (kg/m ³)	Número de Reynolds
0.0475	1.7894×10^{-5}	2	1.225	6.5×10^3

Al igual que en las simulaciones 2D de un aerogenerador, en las simulaciones de conjuntos de aerogeneradores se registró las fluctuaciones en: la velocidad de fluido, coeficiente de arrastre y sustentación, para esto se colocaron 16 monitores en función de cada aerogenerador con la nomenclatura indicada anteriormente. En la Figura 30 se muestra la posición de los monitores para un conjunto de aerogeneradores separados al 25% de h.

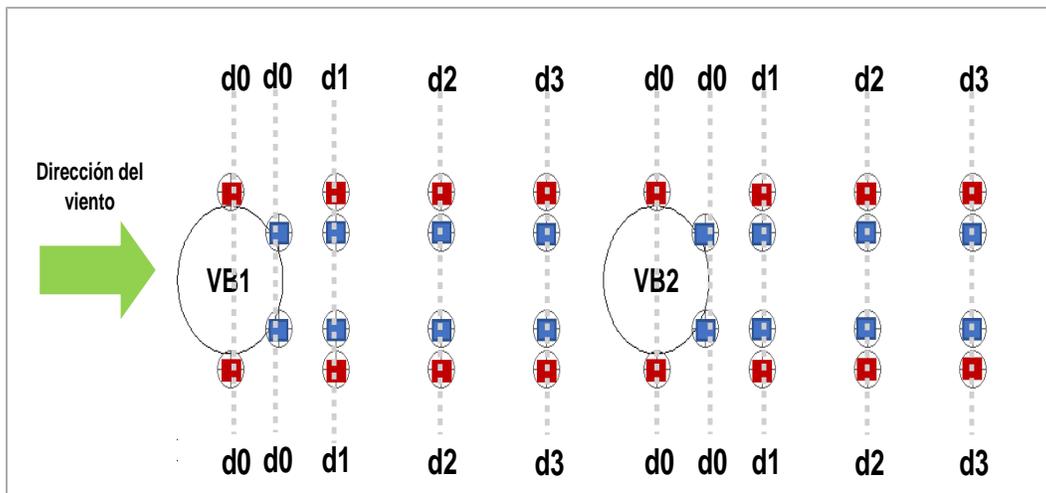


Figura 30. Distribución de monitores de simulación en 2D de conjuntos de aerogeneradores

3.3.2.1. Simulación en 3D

El objetivo de los cálculos de CFD en 3D es obtener los perfiles de presión total ocasionados por la velocidad de viento que lleva a la estructura a resonancia sobre la superficie de los aerogeneradores, ya que como se mencionó en el apartado 3.3.1.2 estos perfiles sirven como condición de entrada para calcular las oscilaciones en los aerogeneradores. Por tal motivo las simulaciones en tres dimensiones se realizaron en estado estable con las condiciones de frontera descritas en la Tabla 12. El modelo de turbulencia empleado fue K- ϵ realizable y se simularon las geometrías definidas en 3.1.2.

Se estableció un criterio de convergencia de 1×10^{-6} en todos los residuales y como resultado de éstas simulaciones se obtuvo perfiles de presión total que se exportaron en un archivo para ser usados en análisis armónico, en la Figura 31 se muestra la ruta usada para exportar los perfiles.

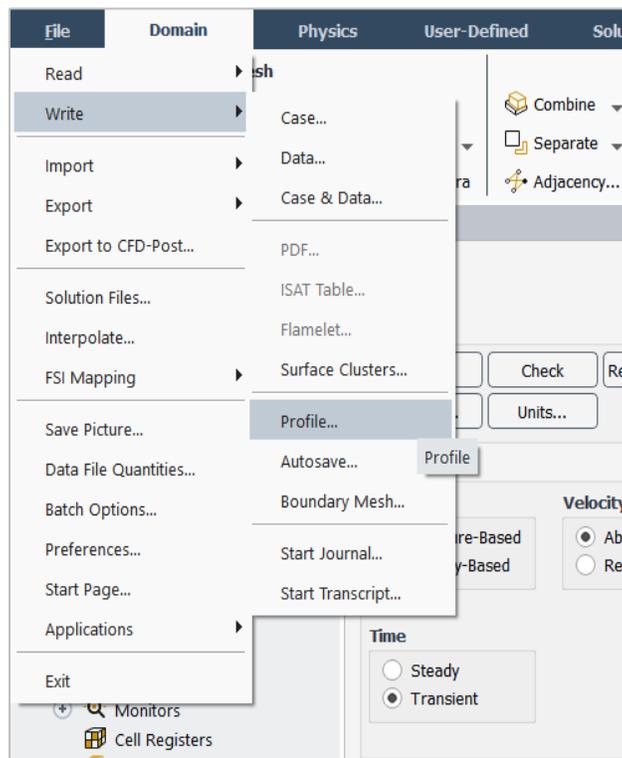


Figura 31. Ruta para exportar perfiles de presión total de simulación de CFD en 3D

CAPÍTULO 4. RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados de los estudios de FEM Y CFD en un orden causa-efecto, pues como se mencionó anteriormente los resultados entre estudios tienen dependencia.

El orden y dependencia de los resultados es el siguiente:

1. Análisis modal: mediante este análisis se determinó la primera frecuencia natural del aerogenerador, lo que dio pauta para determinar el rango de velocidades de viento, entre las que según la relación entre Reynolds-Strouhal, se presenta el fenómeno de resonancia para el modelo estudiado.
2. Simulaciones de CFD en 2D de un aerogenerador: estas simulaciones permitieron determinar y validar la metodología (modelo de turbulencia y velocidad de resonancia) para el resto de las simulaciones de CFD.
3. Simulaciones de CFD en 2D de conjuntos de aerogeneradores: estas simulaciones determinaron el efecto de la estela de vórtices sobre el cuerpo colocado aguas abajo.
4. Simulaciones de CFD en 3D: proporcionaron los perfiles de presión sobre la superficie de los aerogeneradores, estos perfiles fueron usados como condición de frontera en el análisis armónico.
5. Análisis armónico: mediante este análisis se determinaron los máximos desplazamientos y ángulos de flexión para el aerogenerador aislado y los conjuntos de aerogeneradores.
6. Análisis de fatiga mecánica: este análisis permitió determinar la vida en ciclos del aerogenerador, sometido a la condición más desfavorable, máximo ángulo de flexión y frecuencia de resonancia (calculados en el análisis armónico).

4.1. Análisis modal

Como se mencionó anteriormente los resultados de este análisis permiten determinar la velocidad del fluido que ocasiona el fenómeno de resonancia en la estructura. Los resultados de la simulación modal se presentan en la Tabla 13 (para los primeros 6 modos), donde se observa que la primera frecuencia natural es de 5.35 Hz la cual presenta una diferencia del 0.94% con la frecuencia experimental reportada por Cajas en 2016.

En la Figura 32 se ilustra la forma modal de la primera frecuencia natural (modo 1), en la cual se observa que la parte más alta del aerogenerador presenta el mayor desplazamiento, ya que es la varilla de montaje (parte flexible) la que sufre una deflexión que ocasiona que el aerogenerador se desplace de un lado al otro respecto a su punto de equilibrio, por lo tanto, a mayor altura mayor desplazamiento.

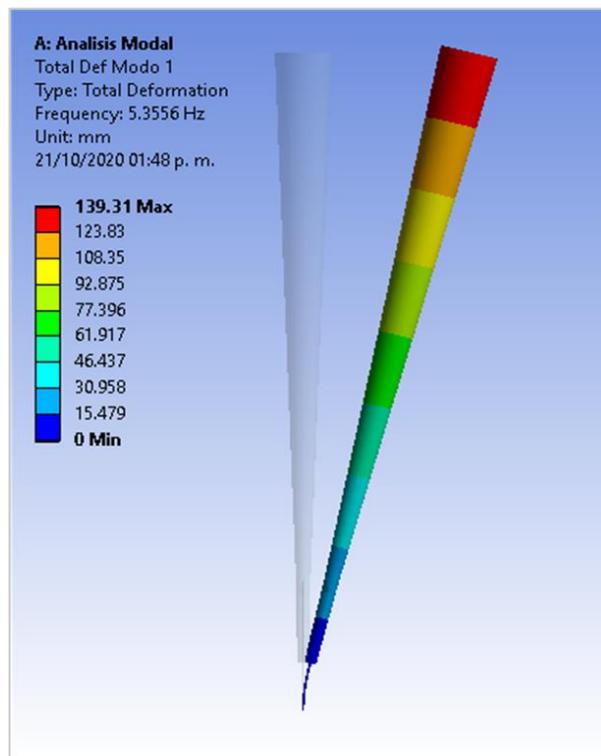


Figura 32. Forma modal de la primera frecuencia del aerogenerador.

Tabla 13. Modos de aerogenerador VIV

Modo	Frecuencia (Hz)
1	5.3556
2	7.4891
3	197.12
4	197.69
5	325.91
6	1393.4

4.2. Simulaciones en 2D

4.2.1. 1 aerogenerador

En las simulaciones CFD 2D de un aerogenerador se hicieron análisis con 6 velocidades de viento y 6 modelos de turbulencia, esto con el fin de determinar la velocidad de viento que ocasiona la resonancia estructural y el modelo de turbulencia que mejor se ajusta a la curva Reynols vs Strouhal obtenida experimentalmente por (Goldstein, 1938).

Respecto a la influencia de la velocidad de viento sobre la frecuencia de desprendimiento de vórtice, se reporta que la frecuencia de desprendimiento de vórtice aumenta si la velocidad de viento incrementa, como se muestra en la Tabla 14, por otra parte, la velocidad de 1.5 m/s es la que presenta la frecuencia de desprendimiento más cercana a la resonancia del aerogenerador con todos los modelos de turbulencia estudiados.

Tabla 14. Frecuencia de desprendimiento de vórtice vs velocidad de fluido

FRECUENCIA DE DESPRENDIMIENTO (Hz)								
Velocidad (m/s)	Número de Reynolds		Modelo de turbulencia					
	Re	Re (Log 10)	Laminar	Spallart	K-ε (standard)	K-ε (realizable)	K-ω (standard)	SST
0.1	265.4521069	2.42398618	0.48	0.33	0.33	0.33	0.33	0.399
0.5	1327.260534	3.12295618	1.99	1.74	1.74	1.99	1.99	1.74
1	2654.521069	3.42398618	3.98	3.49	3.65	3.99	3.99	3.49
1.5	3981.781603	3.60007744	5.47	4.98	5.43	5.48	5.48	5.23
2	5309.042137	3.72501617	6.41	6.48	6.96	7.48	7.48	6.98
2.5	6636.302671	3.82192619	7.58	7.98	8.92	9.47	9.47	8.72

Para cada caso de estudio, los 16 monitores (a 90 y 140°) presentan la misma frecuencia de desprendimiento de vórtice, por ejemplo, para la velocidad de 1 m/s y modelo laminar todos los monitores presentan una frecuencia de 3.98 Hz, para la velocidad de 1.5 m/s todos los monitores presentan una frecuencia de 5.47 Hz y así sucesivamente para el resto de los casos de estudio. Sin embargo, la amplitud de dichas de frecuencias es mayor en los puntos colocados a 90° e incrementa del diámetro cero hasta el diámetro dos (donde se encuentra la máxima amplitud) y posteriormente disminuye hacia el diámetro tres.

Ahora bien, en lo que concierne al efecto del modelo de turbulencia sobre el número de Strouhal, se encontró que para la velocidad de resonancia (1.5 m/s) el número de Strouhal permanece prácticamente constante con los modelos laminar, K-ε (standar y realizable) y K-ω (standard) y presenta una diferencia aproximada al 3.6% con los resultados experimentales de Goldstein . En la Tabla 15 se muestran los valores de Strouhal para cada modelo de turbulencia y se observa que el modelo K-ε realizable y K- ω standard presentan los mismos valores para todos los valores de Reynolds.

Tabla 15. Número de Strouhal vs Reynolds

Número de Strouhal								
Velocidad (m/s)	Número de Reynolds		Modelo de turbulencia					
	Re	Re (Log 10)	Laminar	Spallart	K-ε (standard)	K-ε (realizable)	K-ω (standard)	SST
0.1	2.65E+02	2.4240	0.2280	0.1568	0.1568	0.1568	0.1568	0.1895
0.5	1.33E+03	3.1230	0.1891	0.1653	0.1653	0.1891	0.1891	0.1653
1	2.65E+03	3.4240	0.1891	0.1658	0.1734	0.1895	0.1895	0.1658
1.5	3.98E+03	3.6001	0.1732	0.1577	0.1720	0.1735	0.1735	0.1656
2	5.31E+03	3.7250	0.1522	0.1539	0.1653	0.1777	0.1777	0.1658
2.5	6.64E+03	3.8219	0.1440	0.1516	0.1695	0.1799	0.1799	0.1657

En la Figura 33 se muestra de manera gráfica los valores de Strouhal vs Reynolds para cada modelo de turbulencia usado, comparado con los valores experimentales de Goldstein y se observa que los modelos que mejor se ajustan a la curva experimental son: modelo K- ϵ realizable y K- ω standard, ya que el resto de los modelos se aleja de la curva experimental en ciertos rangos de Reynolds. Los modelos de turbulencia que más se alejan de la curva experimental son: Spallart-Almaras y SST.

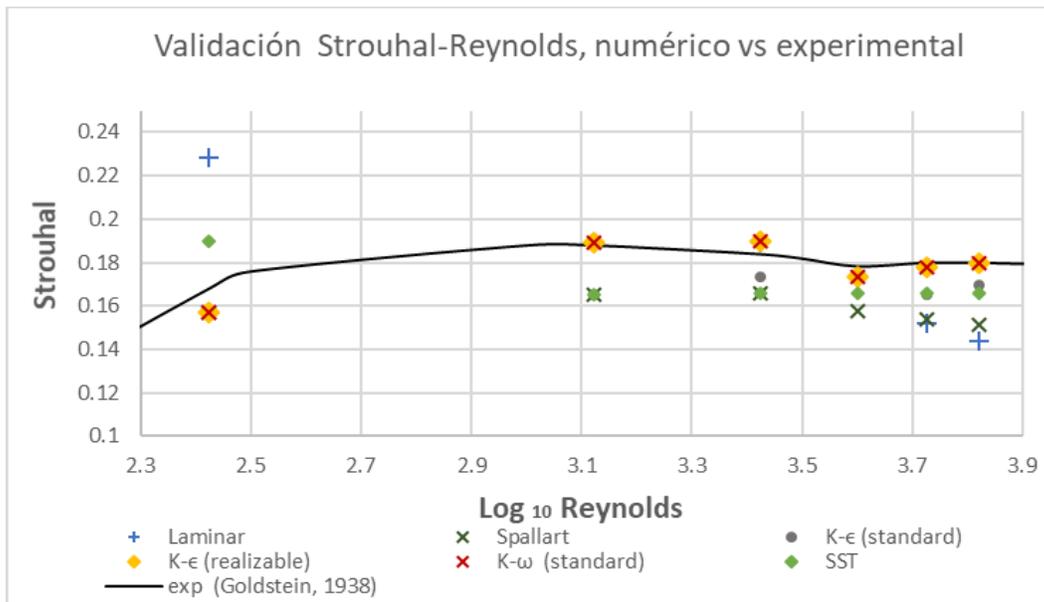


Figura 33. Validación Strouhal-Reynolds, numérico vs experimental.

En la Figura 34 se muestra el contorno de velocidad de un aerogenerador en dos dimensiones con velocidad de viento igual a 1.5 m/s, donde se alcanzan a apreciar los vórtices, las líneas continuas en la ampliación indican la posición de los monitores a 90° y las líneas punteadas los monitores a 140°.

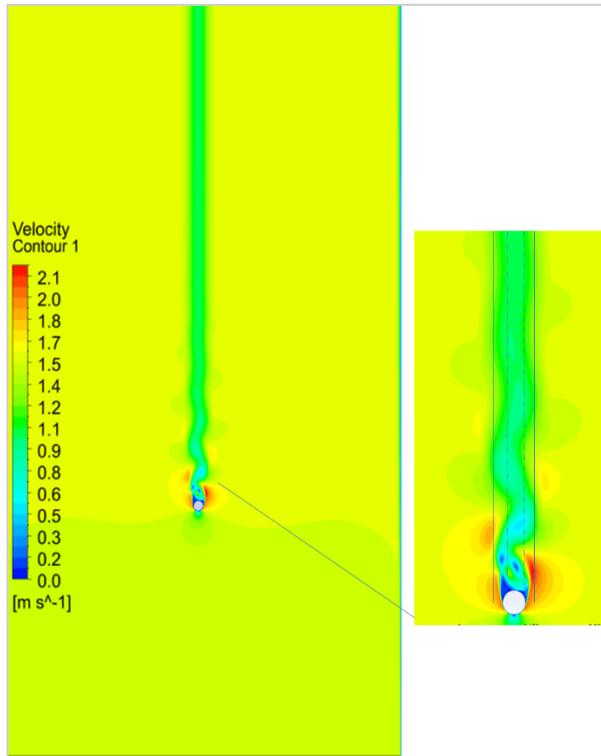


Figura 34. Contorno de velocidad de simulación 2D de un aerogenerador, velocidad= 1.5 m/s

4.2.2. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h

Se presentan resultados de simulación de CFD en 2D, del arreglo de 2 aerogeneradores separados a 25% de h, con velocidad de viento igual a 1.5 m/s y el modelo de turbulencia K- ϵ realizable (este modelo y K- ω standard, presentan los resultados más cercanos a los experimentales, pero el modelo K- ϵ realizable requiere de menor tiempo de cómputo), de lo cual se reporta que la frecuencia de desprendimiento de vórtice es la misma en ambos aerogeneradores, como se muestra en la Tabla 16. El contorno de velocidades se muestra en la Figura 35, donde las líneas continuas en la ampliación indican la posición de los monitores a 90° y las líneas punteadas los monitores a 140°.

Tabla 16. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0.25 h

		Aerogenerador 1 (VB1)	Aerogenerador 2 (VB2)
Velocidad (m/s)	No. Reynolds	Frecuencia de desprendimiento (Hz)	Frecuencia de desprendimiento (Hz)
1.5	3981.78	5.3125	5.3125

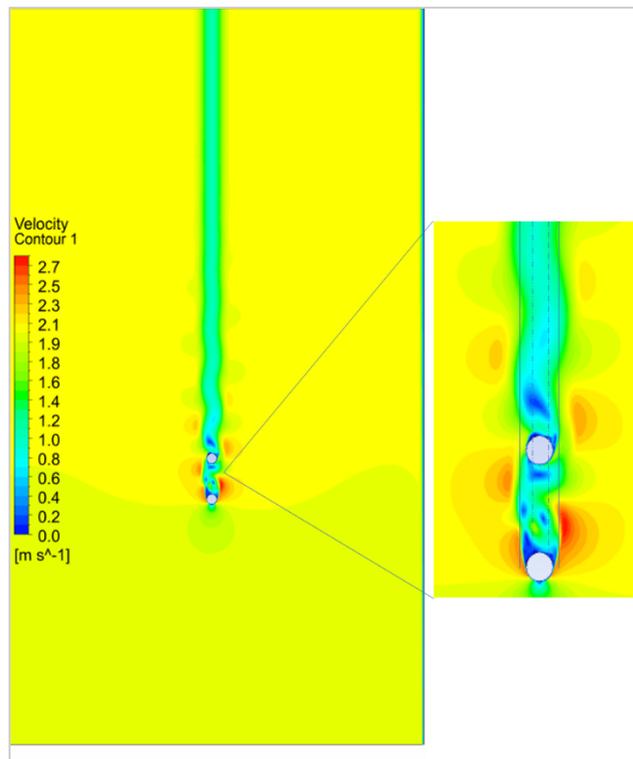


Figura 35. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.25 h, velocidad= 1.5 m/s

Los 32 monitores (90 y 140°) en los que se registró la fluctuación de la velocidad de viento presentan la misma frecuencia de desprendimiento de vórtice. Sin embargo, la amplitud de dichas frecuencias es mayor en los puntos colocados a 90° del primer aerogenerador, mientras que en los monitores que corresponden al

segundo aerogenerador, la amplitud de los monitores a 90 y 140° no presentan gran diferencia entre sí. En la Figura 36 se muestran los espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice obtenidos de la fluctuación de la velocidad de viento y en la Figura 37 se muestra el cambio en la amplitud de dichas frecuencias respecto a la posición de monitoreo.

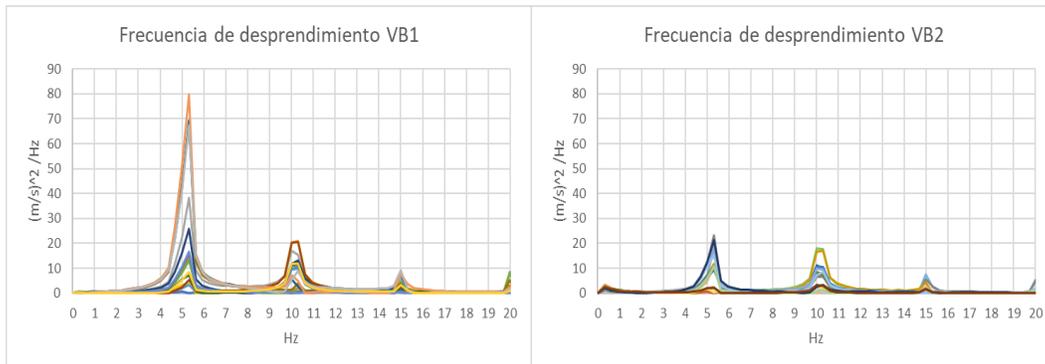


Figura 36. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.25 h en 2D

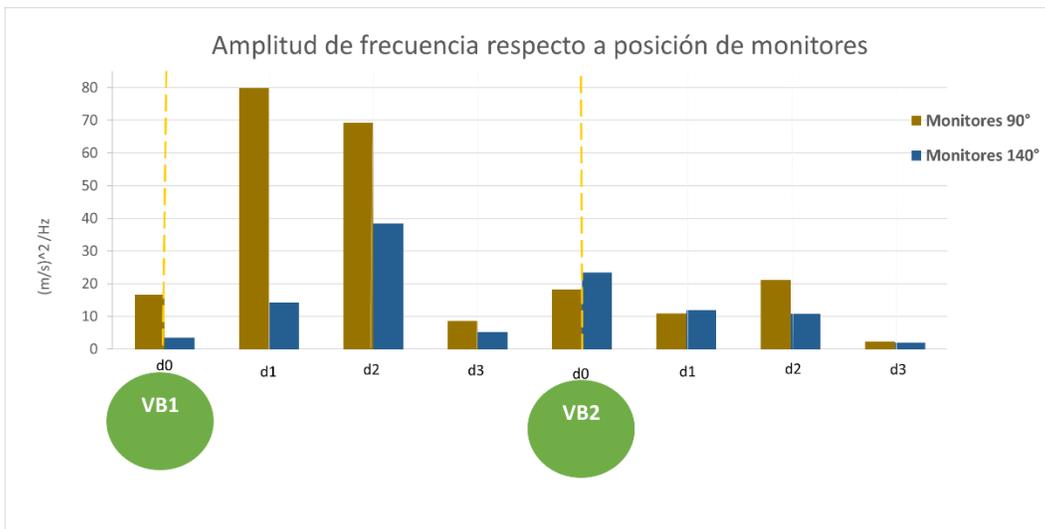


Figura 37. Amplitud de frecuencia respecto a posición de monitoreo de arreglo 0.25 h

En la Figura 38 se muestran las fluctuaciones de la fuerza de arrastre para ambos aerogeneradores y se observa que la frecuencia es la misma en ambos aerogeneradores, como en el caso de las fluctuaciones de velocidad. También se

observa que la amplitud de la fuerza de arrastre es mayor en el segundo aerogenerador, lo que ocasiona una disminución de la velocidad en el fluido.

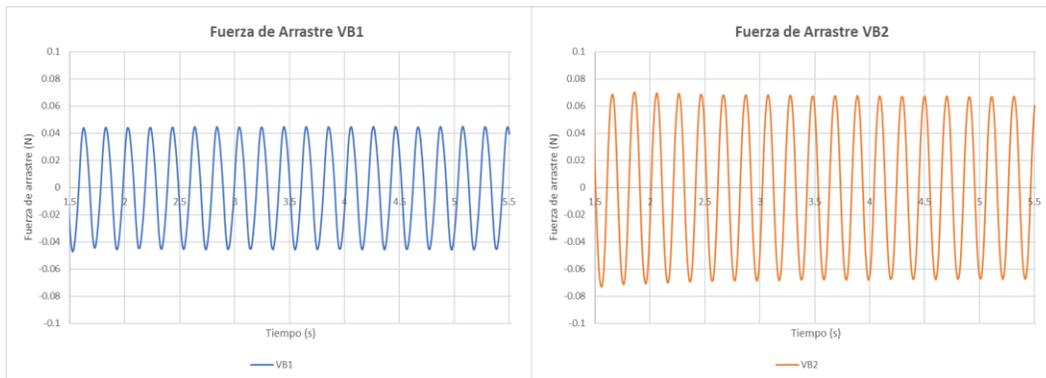


Figura 38. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.25 h, velocidad= 1.5

4.2.3. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h

Se presentan resultados de simulación de CFD en 2D, del arreglo de 2 aerogeneradores separados a 50% de h, con velocidad de viento igual a 1.5 m/s y el modelo de turbulencia k- ϵ realizable, de lo que se reporta que la frecuencia de desprendimiento de vórtice es la misma en los 16 monitores de velocidad que corresponden al primer aerogenerador, sin embargo, en el segundo aerogenerador la frecuencia de desprendimiento cambia y no es la misma en sus 16 monitores. En la Tabla 17 se muestran las frecuencias de desprendimiento de vórtice dominantes de cada aerogenerador y en la Figura 39 se muestra su contorno de velocidades, donde las líneas continuas en la ampliación indican la posición de los monitores a 90° y las líneas punteadas los monitores a 140°.

Tabla 17. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0. 5 h

		Aerogenerador 1 (VB1)	Aerogenerador 2 (VB2)
Velocidad (m/s)	No. Reynolds	Frecuencia de desprendimiento (Hz)	Frecuencia de desprendimiento (Hz)
1.5	3981.78	5.3125	4.0625

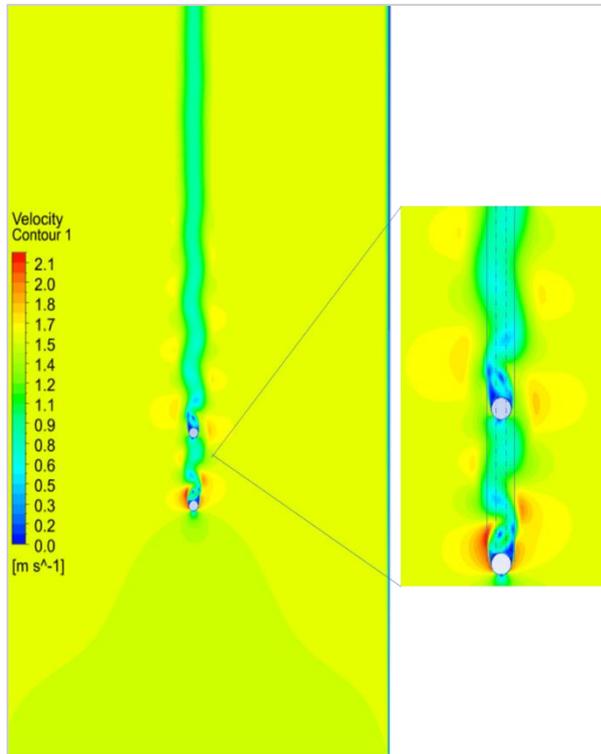


Figura 39. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.5 h, velocidad= 1.5 m/s

En la Figura 40 se muestran los espectros de frecuencia de desprendimiento de vórtice obtenidos a partir de la fluctuación de la velocidad en los 16 monitores de cada aerogenerador, en esta imagen se observa que como se mencionó anteriormente, el segundo aerogenerador presenta varias frecuencias y la amplitud de estas es menor que la del primer aerogenerador.

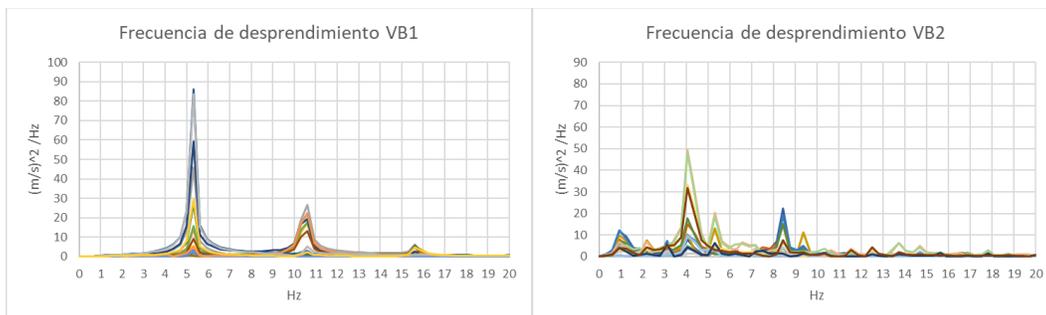


Figura 40. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.50 h en 2D

En la Figura 41 se muestran a detalle los espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para los 16 monitores que corresponden al segundo

aerogenerador, donde se puede observar que se presentan frecuencias de 0.9375, 4.0625, 5.3125 y 8.4375 Hz, sin embargo, la frecuencia de mayor amplitud y que más se repite es la de 4.0625, la cual representa el 76% de la frecuencia que presenta el primer aerogenerador.

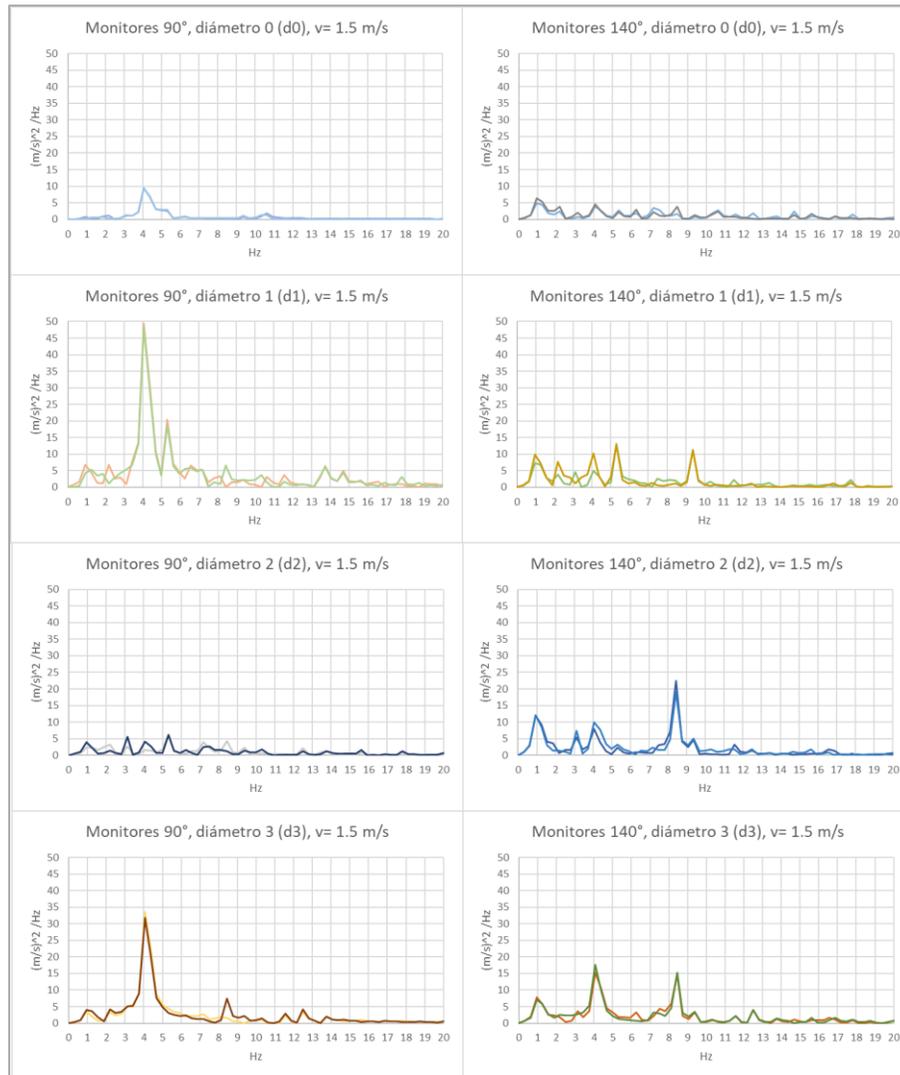


Figura 41. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para los 16 puntos de monitoreo que corresponden al segundo aerogenerador del arreglo 0.5 h con velocidad de 1.5 m/s

Las fluctuaciones de la fuerza de arrastre para ambos aerogeneradores se muestran en la Figura 42 y se observa que la forma de onda del primer aerogenerador es exactamente igual a la del primer aerogenerador del arreglo separado al 25 % de h, por ende, la frecuencia es la misma. En el caso del segundo aerogenerador se

observa que la forma de onda es una onda compuesta por varias ondas armónicas de diferente amplitud y frecuencia.

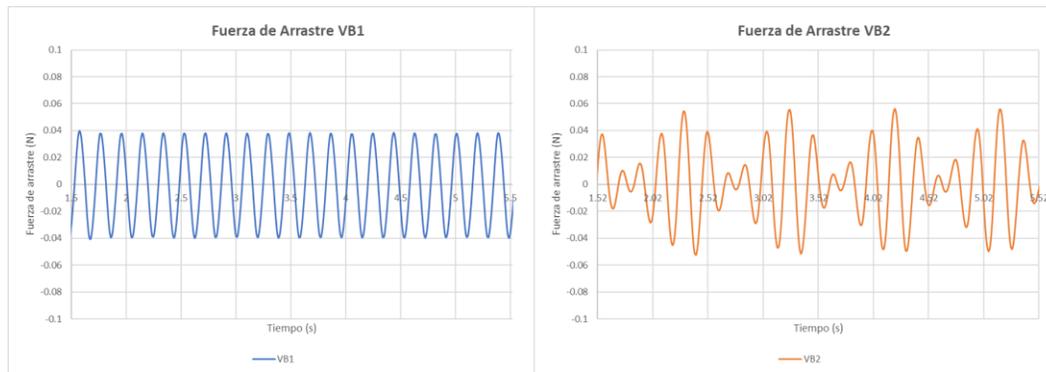


Figura 42. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.50 h, velocidad= 1.5

4.2.4. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h

Al igual que en las simulaciones de los arreglos 0.25 y 0.5 h, para el arreglo 0.75 h se hicieron análisis con la misma velocidad y modelo de turbulencia. La frecuencia de desprendimiento de vórtice en el primer aerogenerador de este arreglo presenta el mismo comportamiento que en los arreglos 0.25 y 0.5 h.

Sin embargo, en este arreglo el segundo aerogenerador, aunque presenta variaciones de la frecuencia de desprendimiento en sus monitores, presenta una frecuencia mucho más definida que en el caso del arreglo 0.5 h, véase la Tabla 18 y Figura 44.

Tabla 18. Resumen de resultados simulación de CFD en 2D de arreglo 0. 75 h

		Aerogenerador 1 (VB1)	Aerogenerador 2 (VB2)
Velocidad (m/s)	No. Reynolds	Frecuencia de desprendimiento (Hz)	Frecuencia de desprendimiento (Hz)
1.5	3981.78	5.3125	4.375

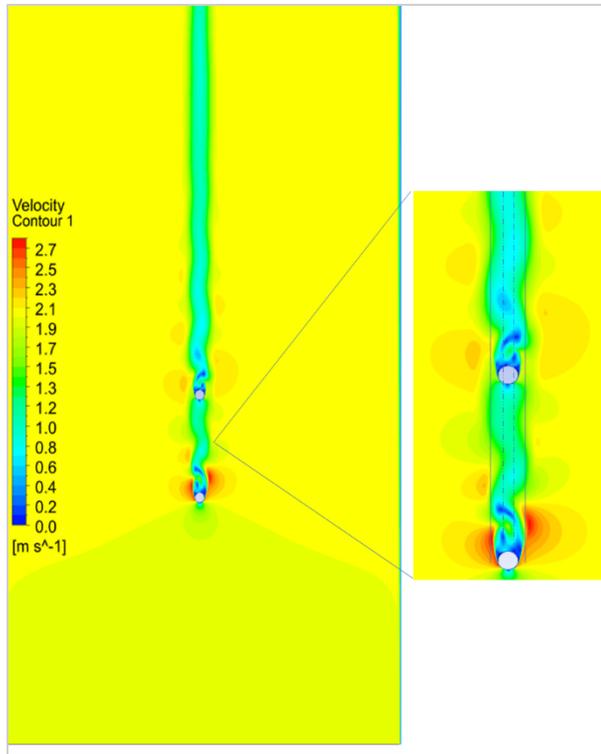


Figura 43. Contorno de velocidad de simulación 2D de arreglo 0.75 h, velocidad= 1.5 m/s

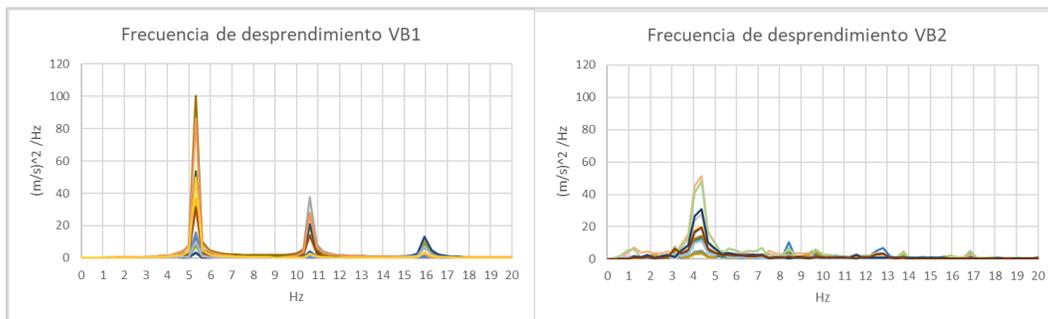


Figura 44. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice de arreglo 0.75 h en 2D

En la Figura 45 se muestran los espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para monitores del segundo aerogenerador, donde se observa que la frecuencia dominante es de 4.375 Hz, la cual representa el 82% de la frecuencia que presenta el primer aerogenerador.

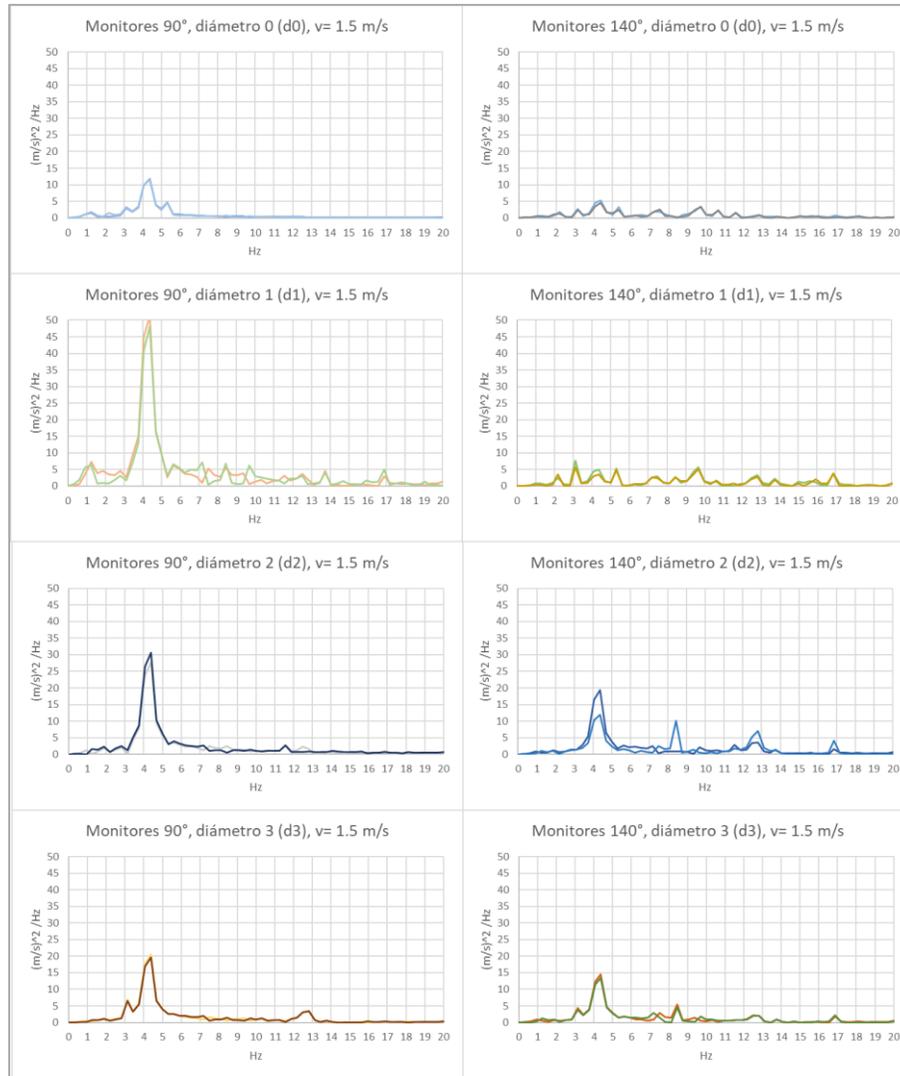


Figura 45. Espectros de la frecuencia de desprendimiento de vórtice para los 16 puntos de monitoreo que corresponden al segundo aerogenerador del arreglo 0.75 h con velocidad de 1.5 m/s

Las fluctuaciones de la fuerza de arrastre para ambos aerogeneradores se muestran en la Figura 46 y se observa que la forma de onda del primer aerogenerador es exactamente igual a la del primer aerogenerador del arreglo separado al 25 y 50% de h. En el caso del segundo aerogenerador se observa que la forma de onda es una onda compuesta por varias ondas armónicas de diferente amplitud, donde se debe resaltar que la máxima amplitud es más cercana a la del primer aerogenerador, que en el caso de los arreglos separados al 25 y 50 % de h.

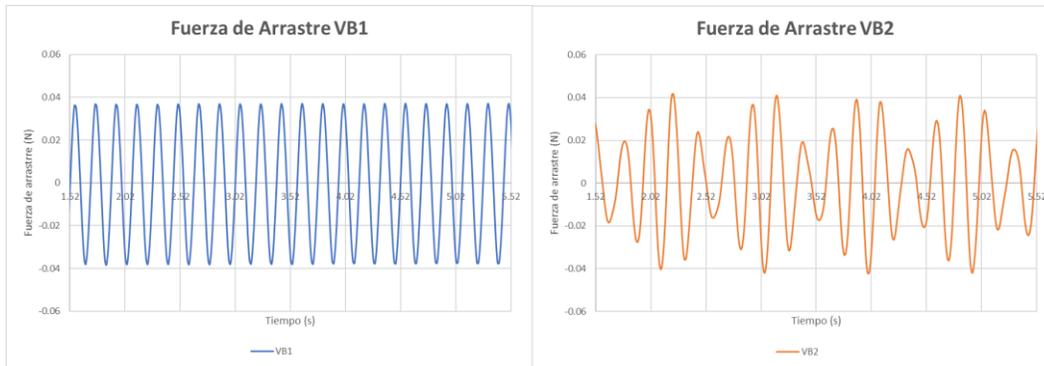


Figura 46. Fluctuación de la fuerza de arrastre de simulación 2D en arreglo 0.75 h, velocidad= 1.5

4.3. Cálculos de CFD en 3D

El resultado de mayor relevancia de las simulaciones de CFD en 3D es el perfil de presiones sobre la superficie de los aerogeneradores, pues, como se mencionó en el capítulo 3 estos perfiles sirvieron como condición de frontera para determinar sus desplazamientos máximos.

Este perfil de presiones se ve influenciado por la presencia de cuerpos aguas arriba o abajo, por lo que además de analizar los perfiles de presión se muestran resultados de la longitud de vórtice en gráficos de líneas de corriente en 8 alturas del aerogenerador, en la Figura 47 se presentan estas alturas donde; H1 está al 98.5% de la altura total del aerogenerador (h), H2 al 87.5%, H3 al 75%, H4 al 62.5%, H5 al 50%, H6 al 37.5%, H7 al 25% y H8 al 12.5%.

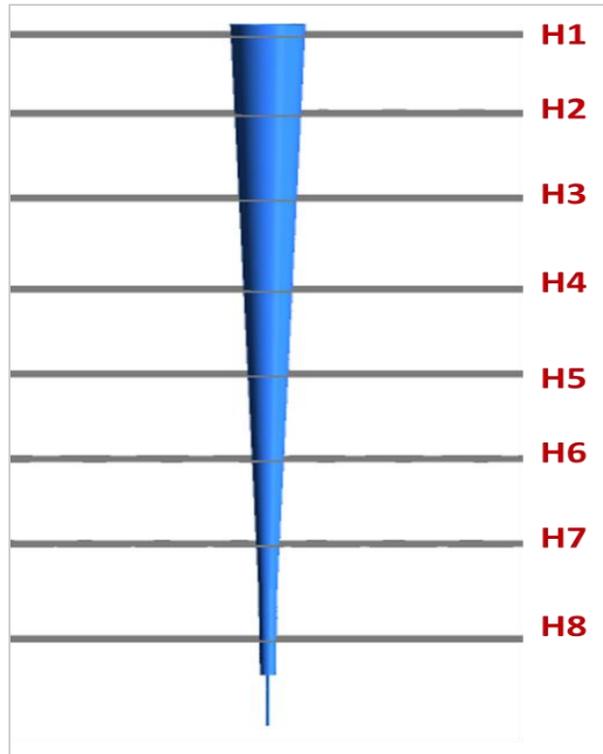


Figura 47. Alturas monitoreadas en aerogenerador VIV

4.3.1. 1 aerogenerador

En la Figura 48 se muestra el contorno de presiones en el plano medio axial y sobre la superficie del aerogenerador VB1 que se encuentra aislado, es decir, no hay presencia de otro cuerpo. La máxima presión se presenta en barlovento (cara de frente a la dirección desde la cual llega el viento) de manera uniforme en toda la altura del aerogenerador y la máxima depresión en los laterales de este (zona donde se comienzan a formar vórtices).

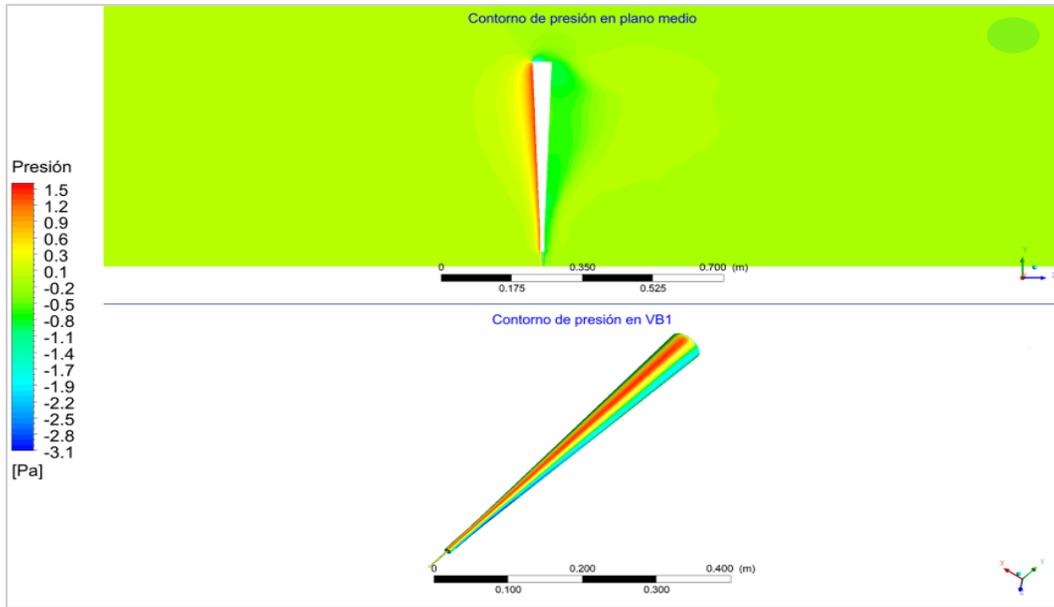


Figura 48. Contorno de presión de 1 aerogenerador aislado

En las figuras 49-51 se logra apreciar que la longitud de vórtice es mayor en H3 y a partir de aquí comienza a disminuir respecto a la altura. Se observan vórtices bien definidos desde H2 hasta H8.

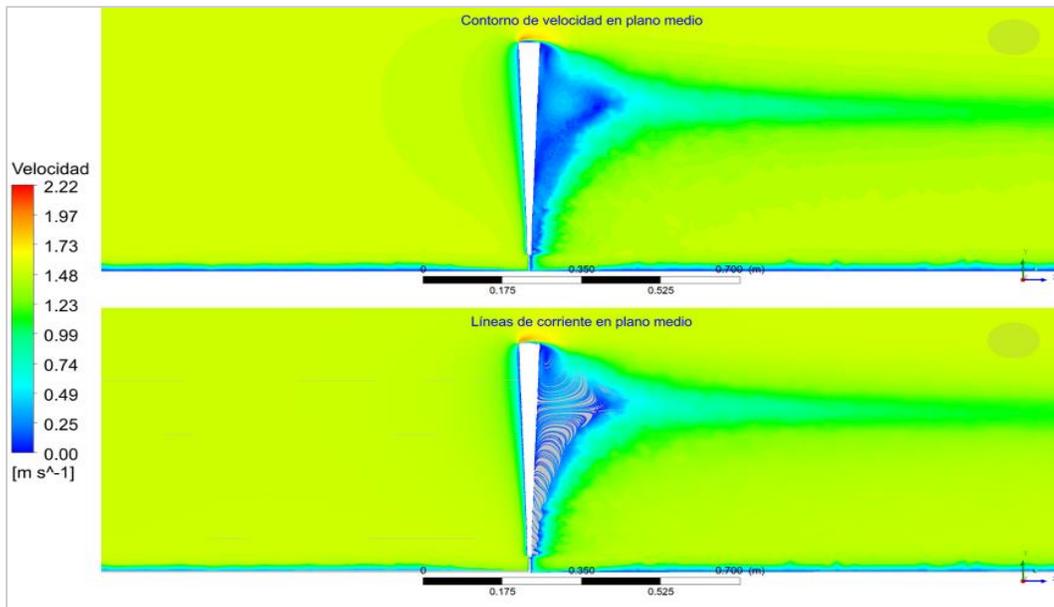


Figura 49. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio axial de 1 aerogenerador aislado

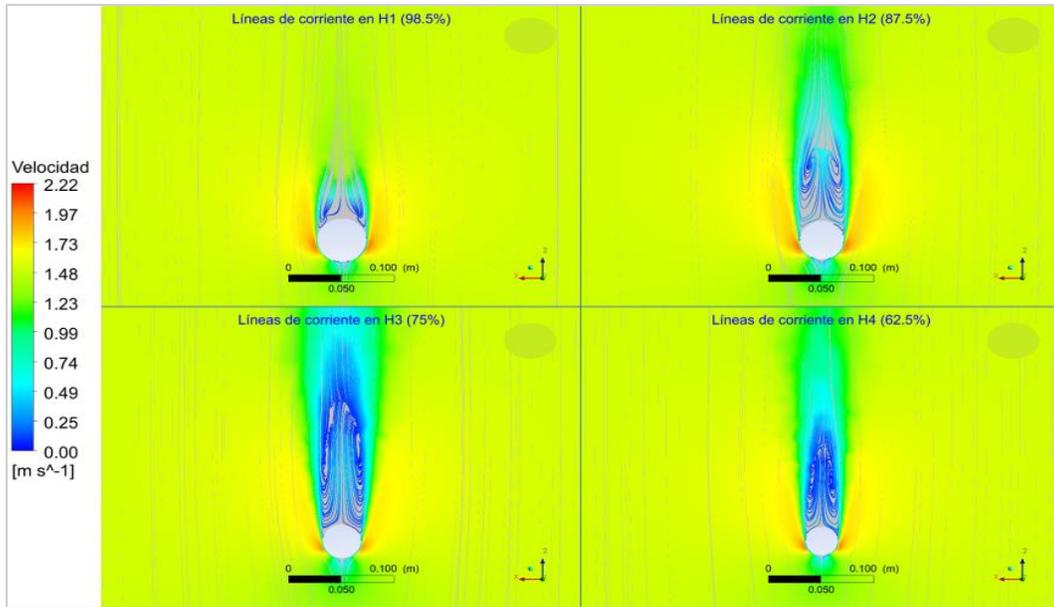


Figura 50. Líneas de corriente H1-H4 (1 aerogenerador)

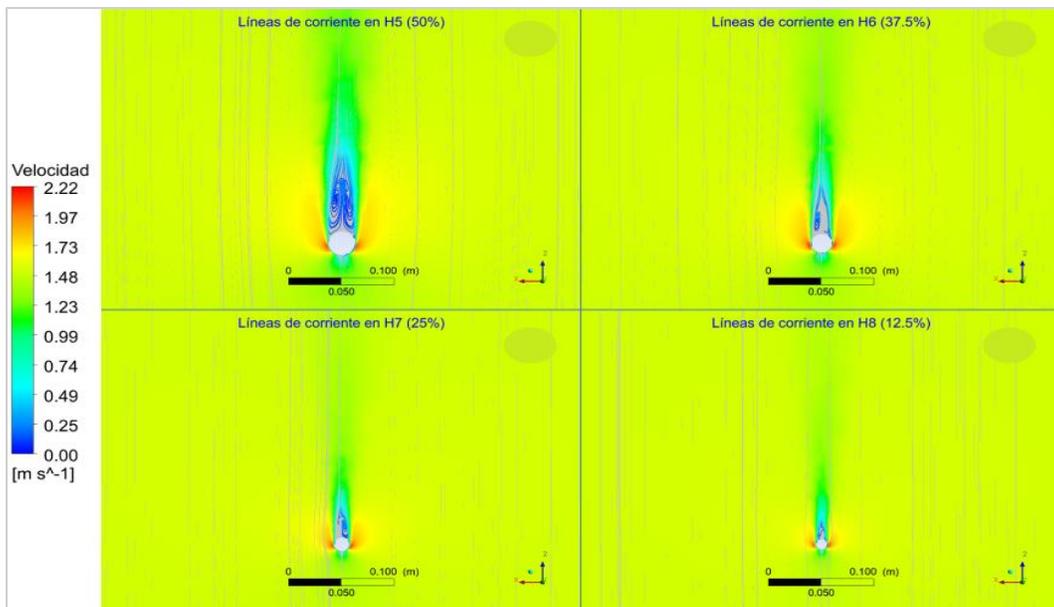


Figura 51. Líneas de corriente H5-H8 (1 aerogenerador)

4.3.2. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h

En la Figura 52 se muestra el contorno de presiones en el plano medio axial y sobre la superficie de los aerogeneradores. Se observa que el aerogenerador aguas arriba (VB1) presenta el mismo comportamiento que el del aerogenerador aislado, donde

la máxima presión se presenta en barlovento de manera uniforme en toda la altura y la máxima depresión en los laterales de este. Por otra parte, el aerogenerador aguas abajo (VB2) muestra una discontinuidad de la máxima presión en la zona de barlovento, esta discontinuidad se presenta aproximadamente desde H2 hasta H7.

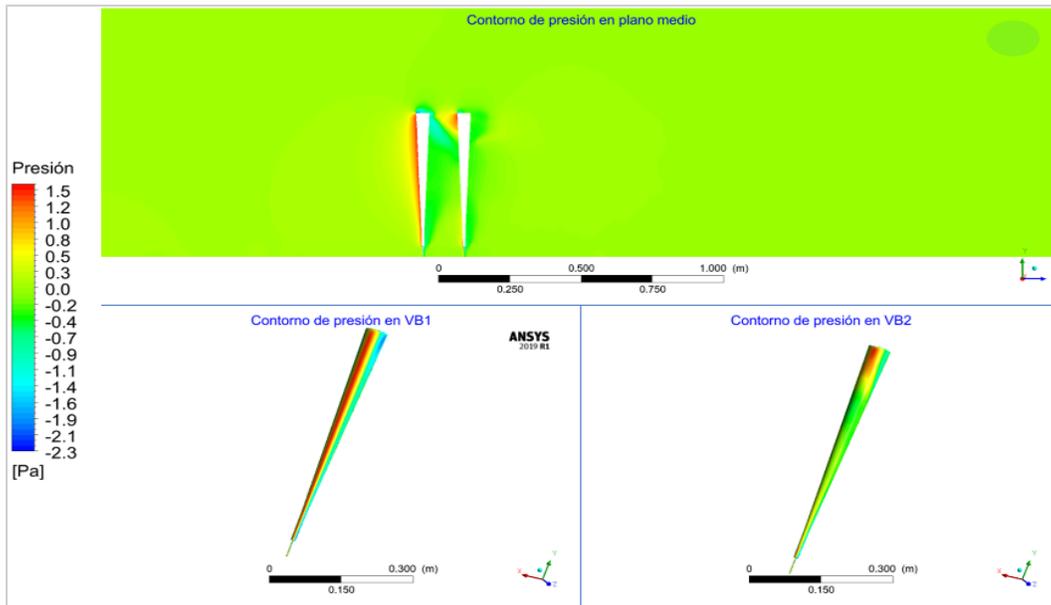


Figura 52. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h

La discontinuidad de la máxima presión en la zona de barlovento de VB2 se debe al efecto de la estela de vórtices generado en VB1, en las figuras 53-55 se observa que desde H2 hasta aproximadamente H7 la longitud de vórtice del cuerpo aguas arriba logra impactar a VB2 ocasionando una disminución en la velocidad y por ende en la presión dinámica de esta zona.

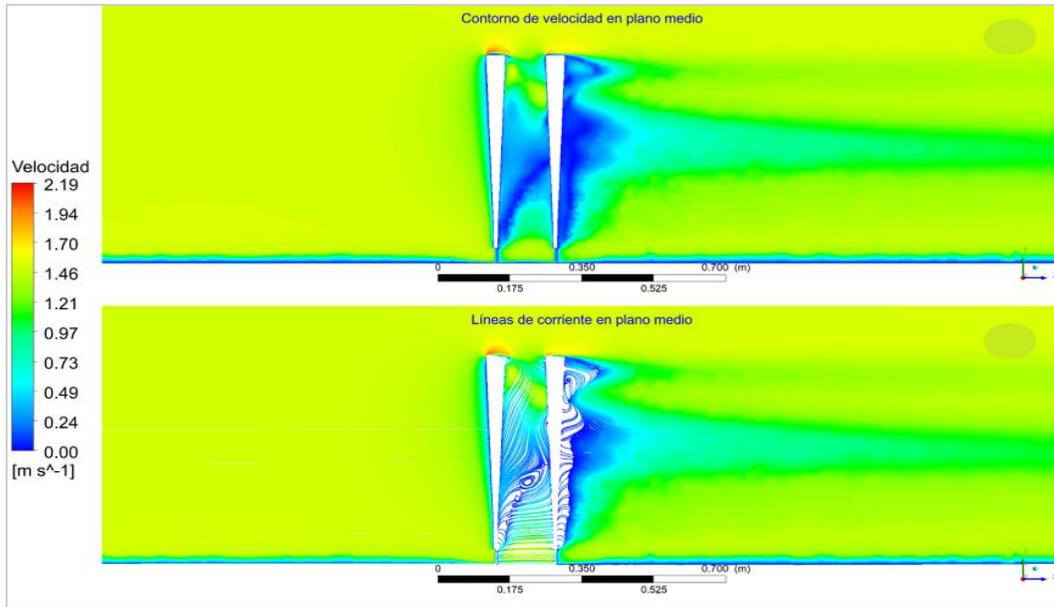


Figura 53. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio axial de conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h

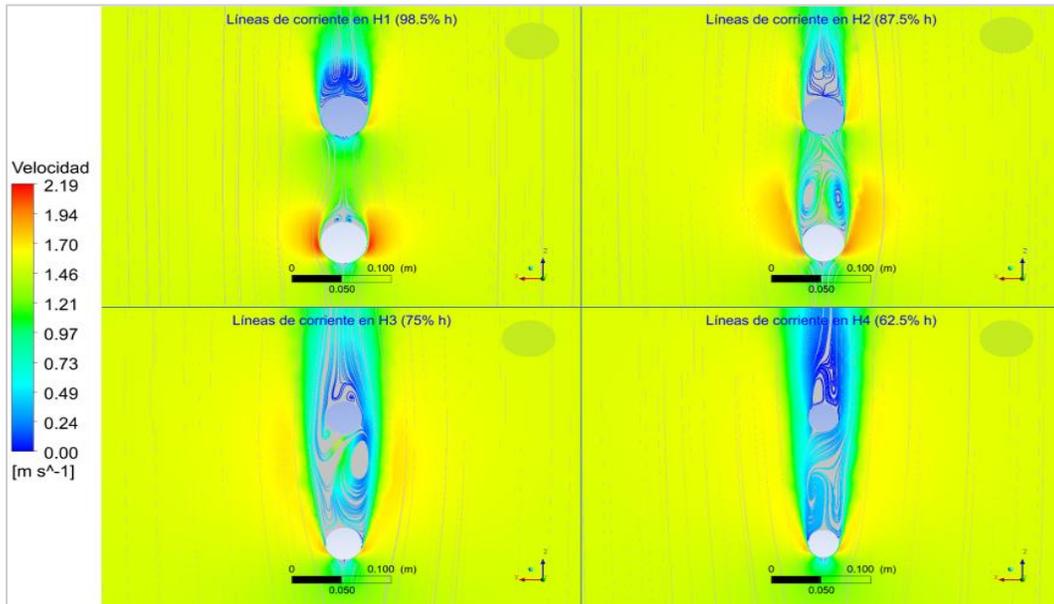


Figura 54. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h)

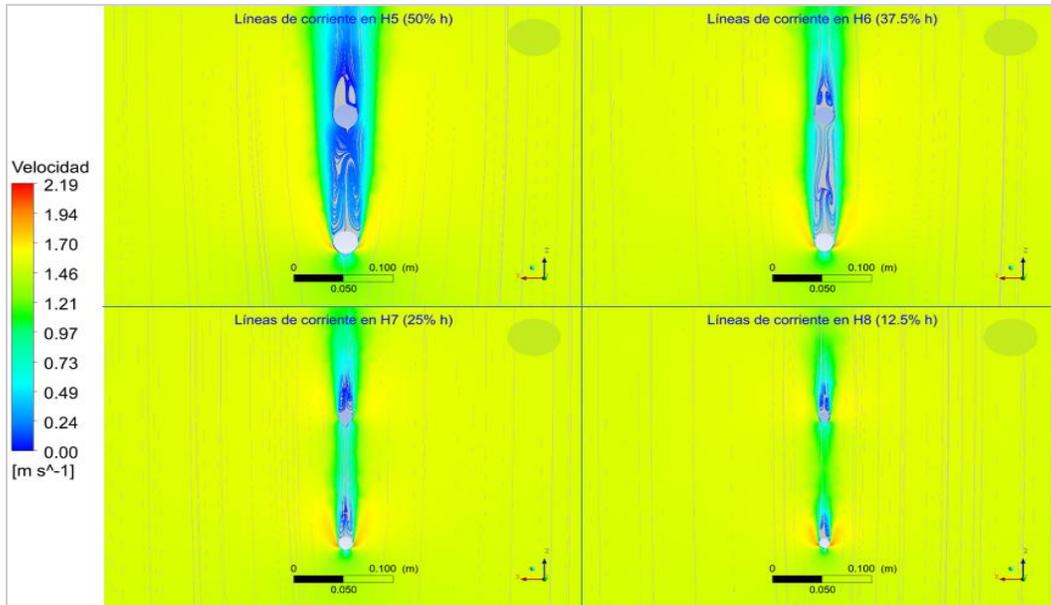


Figura 55. Líneas de corriente H5-H8 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.25 h)

4.3.3. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h

En la Figura 56 se muestra el contorno de presiones en el plano medio y sobre la superficie de los aerogeneradores separados al 50 % de h. Se observa que ambos aerogeneradores presentan un comportamiento similar al del conjunto separado al 25% de h, donde VB1 presenta la máxima presión en barlovento de manera uniforme en toda la altura y VB2 muestra una discontinuidad de la máxima presión en la zona de barlovento. Para el caso de los aerogeneradores separados al 50% de h, la discontinuidad se presenta aproximadamente desde H2 hasta H4 y según las figuras 57-59 es en H3 donde se presenta la mayor longitud de vórtice

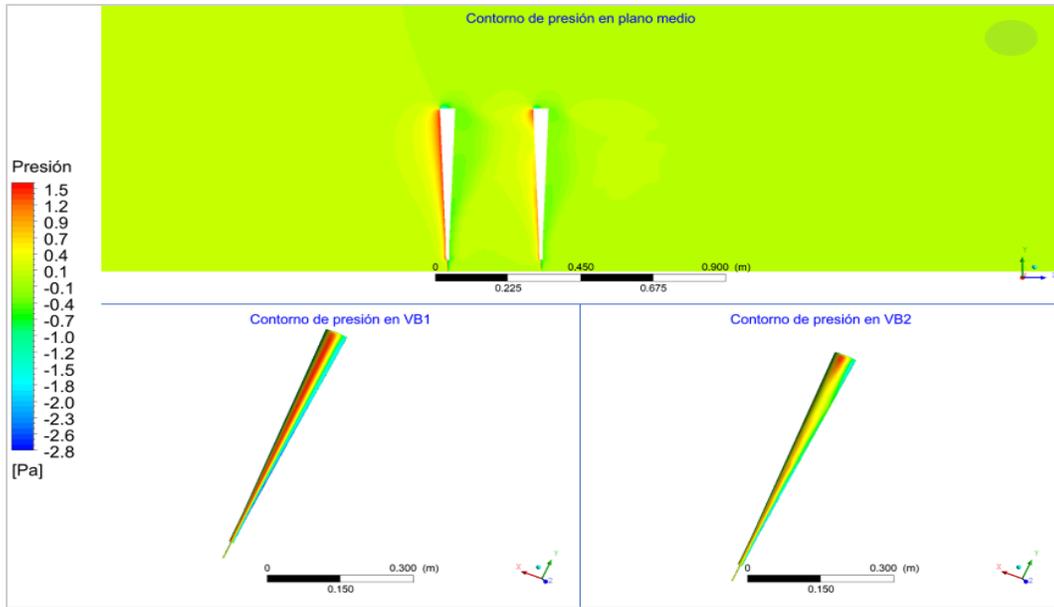


Figura 56. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h

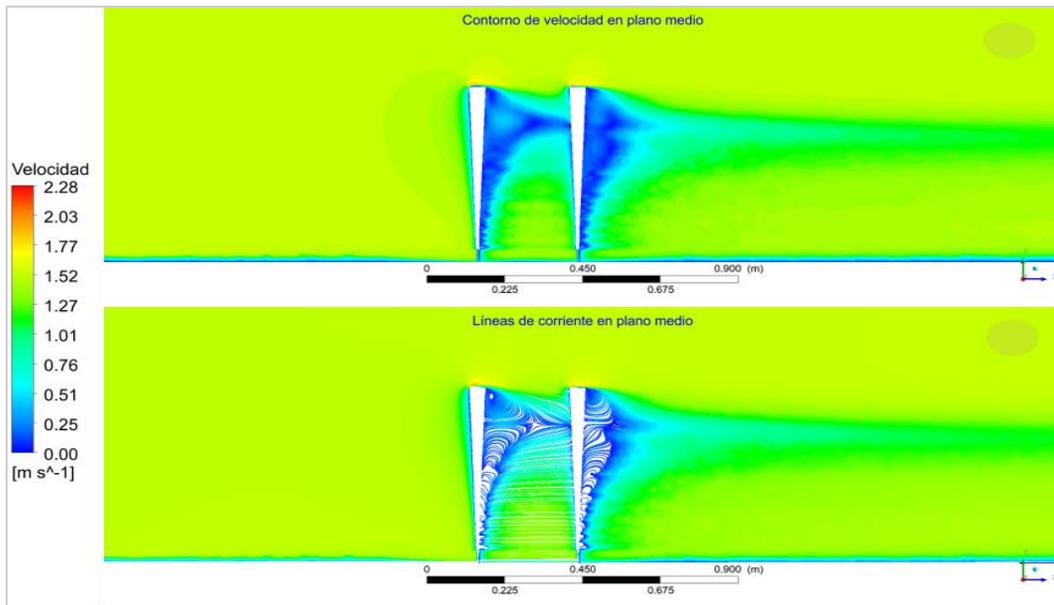


Figura 57. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio de conjunto de aerogeneradores separados a 0.50h

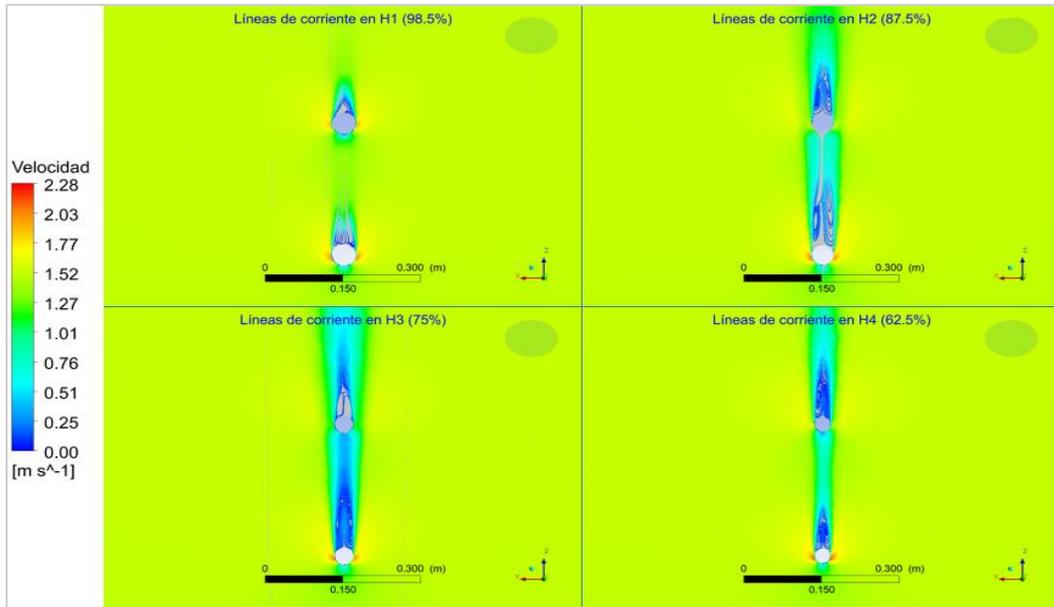


Figura 58. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h)

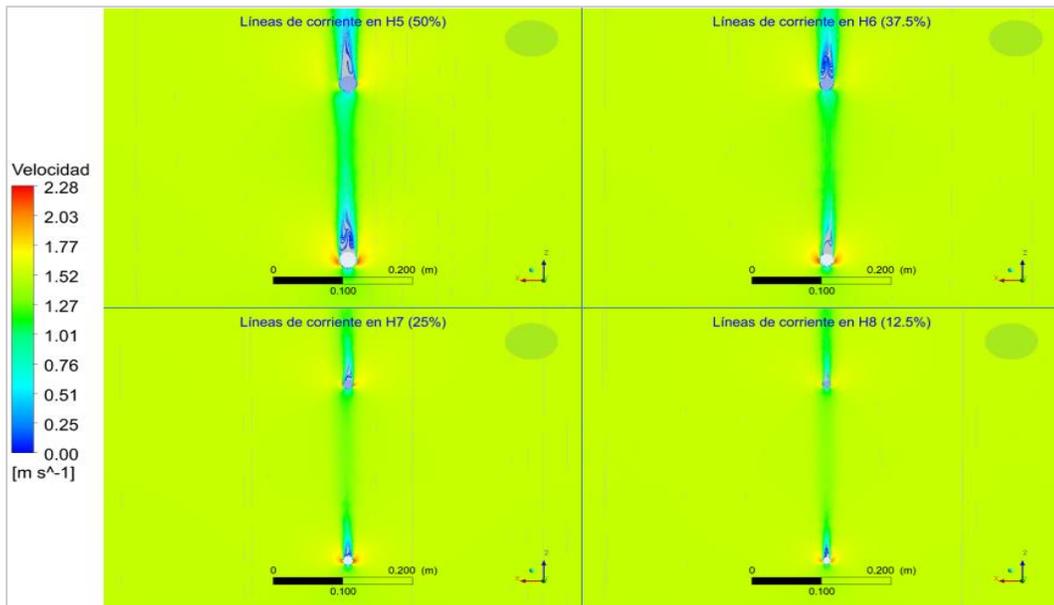


Figura 59. Líneas de corriente H5-H8 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.50 h)

4.3.4. Conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h

La separación del 75 % de h entre aerogeneradores ocasiona que estos presenten un comportamiento similar entre sí, en la Figura 60 se muestra su contorno de presiones en el plano medio y sobre su superficie, donde se observa que ambos cuerpos presentan su máxima presión en barlovento de manera uniforme en toda la altura. Sin embargo, la presión máxima en VB2 es menor a la de VB1, pues, aunque (como se ve en las figuras 61-63) en ninguna altura (H1-H8) la longitud de vórtice del cuerpo aguas arriba logra impactar directamente al cuerpo aguas abajo, VB1 logra frenar el fluido detrás de él.

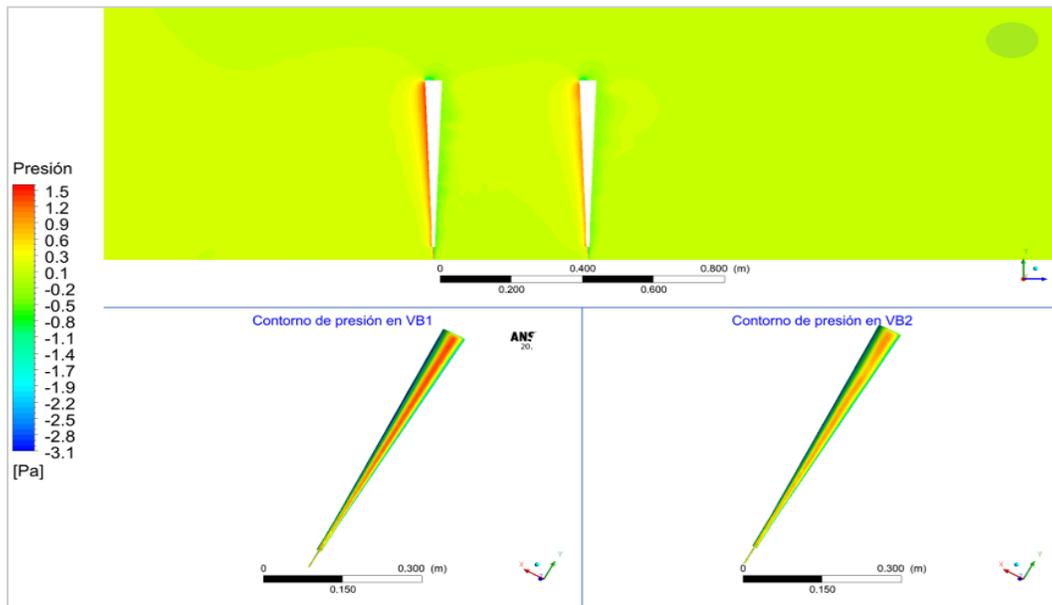


Figura 60. Contorno de presión de conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h

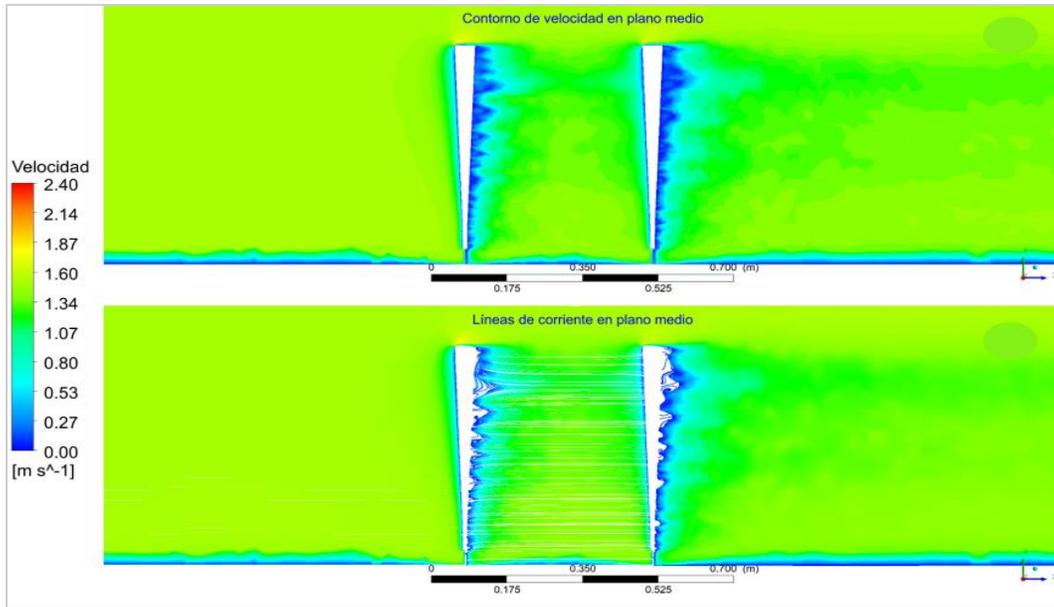


Figura 61. Contorno de presión y líneas de corriente en plano medio de conjunto de aerogeneradores separados a 0.75h

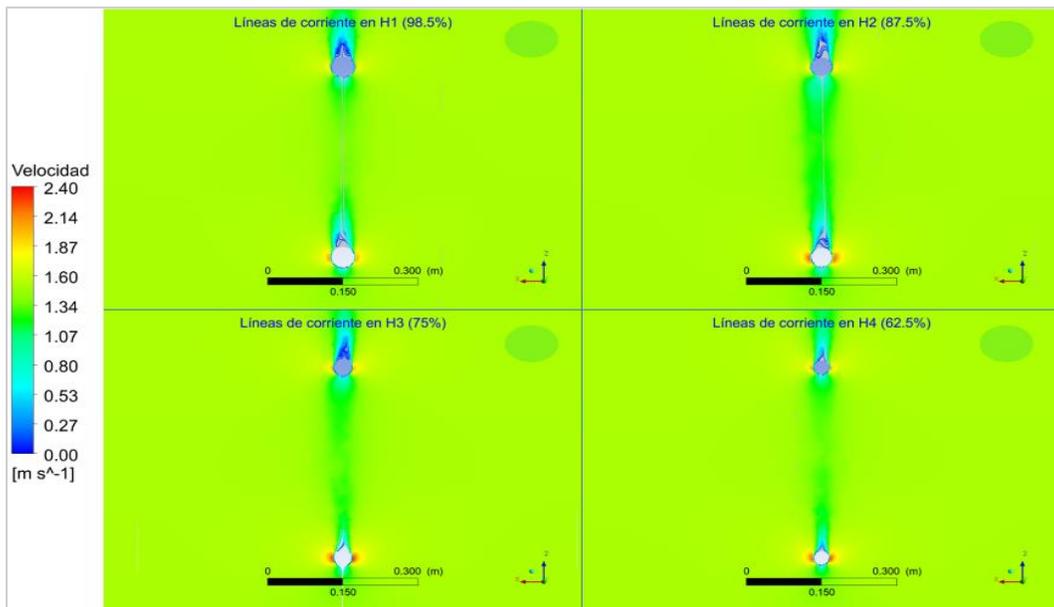


Figura 62. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h)

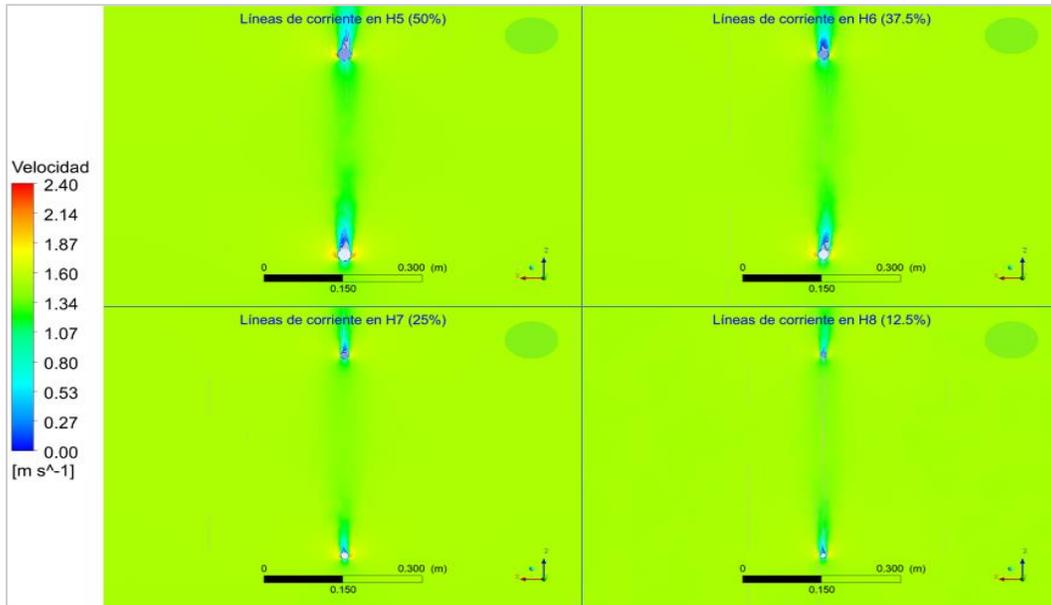


Figura 63. Líneas de corriente H1-H4 (conjunto de aerogeneradores separados a 0.75 h)

4.4. Análisis armónico

4.4.1. 1 aerogenerador

El estudio que involucra la presencia de un solo aerogenerador permitió determinar los desplazamientos de este cuando es excitado a frecuencias cercanas a la resonancia y compararlo con los resultados experimentales-numéricos reportados por Cajas en 2016.

En la Figura 64 se observa que a medida que la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia de resonancia, la amplitud de desplazamiento se amplifica y alcanza su máximo en 5.4 Hz. La máxima amplitud de desplazamiento para este caso es de 17.08 mm y presenta una diferencia del 0.4 y 5.6 % con los resultados experimentales y numéricos (respectivamente) de Cajas. En la Figura 65 se muestra el desplazamiento del aerogenerador en resonancia, donde el máximo desplazamiento se presenta en la parte más alta de este.

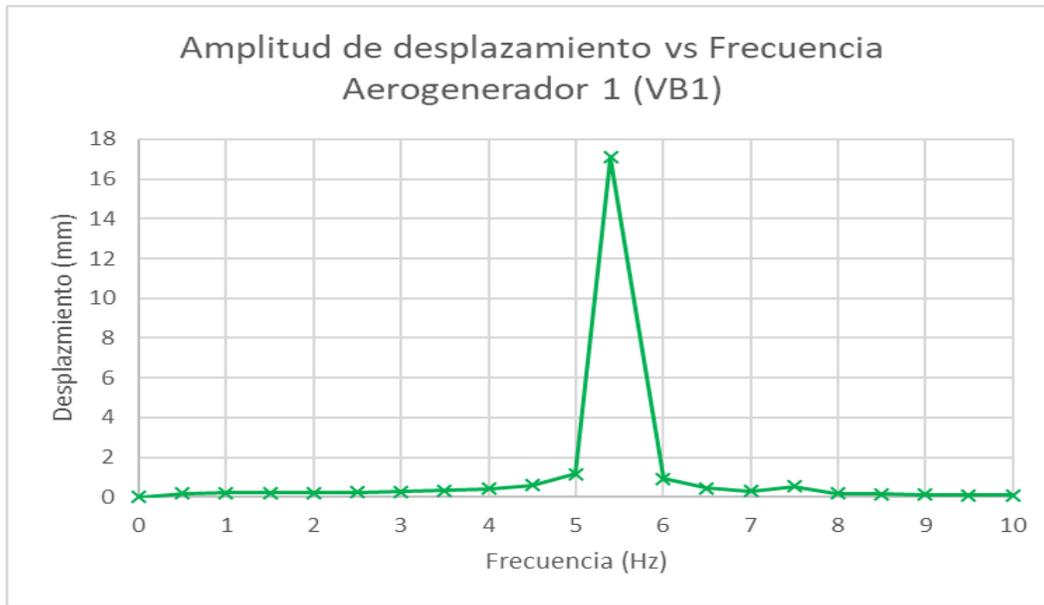


Figura 64. Frecuencia de excitación vs. desplazamiento de 1 aerogenerador.

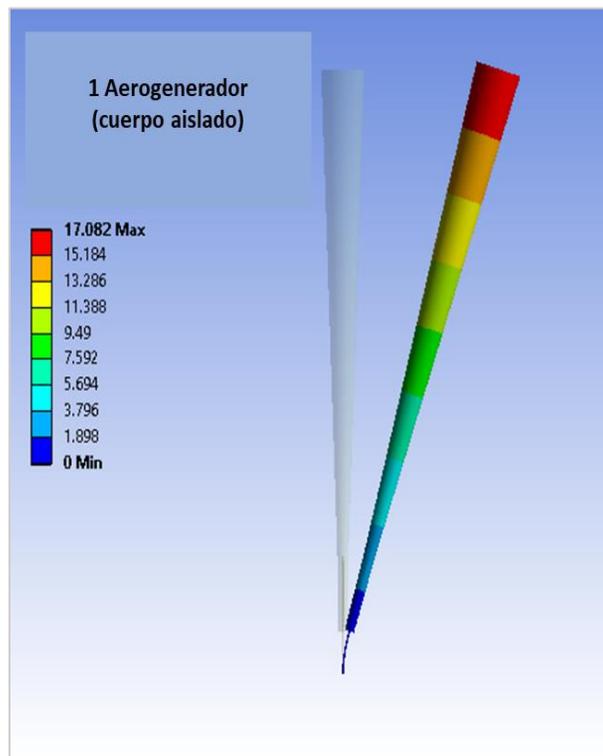


Figura 65. Desplazamientos (mm) máximos en condiciones de resonancia en 1 aerogenerador.

4.4.2. Conjuntos de aerogeneradores

En la Figura 66 se muestran los gráficos de desplazamiento contra frecuencia, del aerogenerador 1 y 2 de cada conjunto estudiado (0.25, 0.5 y 0.75 h), donde se logra apreciar que la frecuencia que genera la mayor amplitud de desplazamiento en ambos aerogeneradores y en todas las distancias de separación es 5.4 Hz, primera frecuencia natural del sistema y frecuencia de excitación generada por el viento. Aunque con un desplazamiento muy pequeño en el gráfico se alcanza a ver otro pequeño pico de amplitud en 7.5 Hz (segunda forma modal del aerogenerador). Lo que indica que la velocidad de viento usada en las simulaciones de CFD en 3D excita a los aerogeneradores a frecuencias cercanas a su primera frecuencia natural.

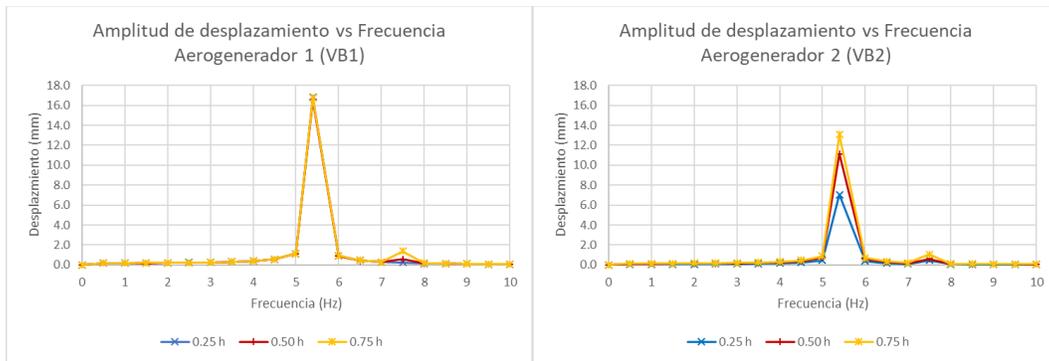


Figura 66. Frecuencia de excitación vs. desplazamiento de conjuntos de aerogeneradores

En la Tabla 19 se muestra un resumen de los resultados de desplazamientos máximos en la frecuencia de resonancia (5.4 Hz), donde es claro que el aerogenerador 1 (aguas arriba) presenta el mismo comportamiento para las tres separaciones entre aerogeneradores, mientras que el aerogenerador 2 (aguas abajo) presenta desplazamientos menores al cuerpo ubicado aguas arriba. Cuanto menor es la separación entre cuerpos menor es el desplazamiento del cuerpo aguas abajo. En la Figura 67 se muestran los contornos de desplazamiento de los conjuntos de aerogeneradores, cuando son excitados por las cargas aerodinámicas del viento a las frecuencias de los vórtices causados por el flujo.

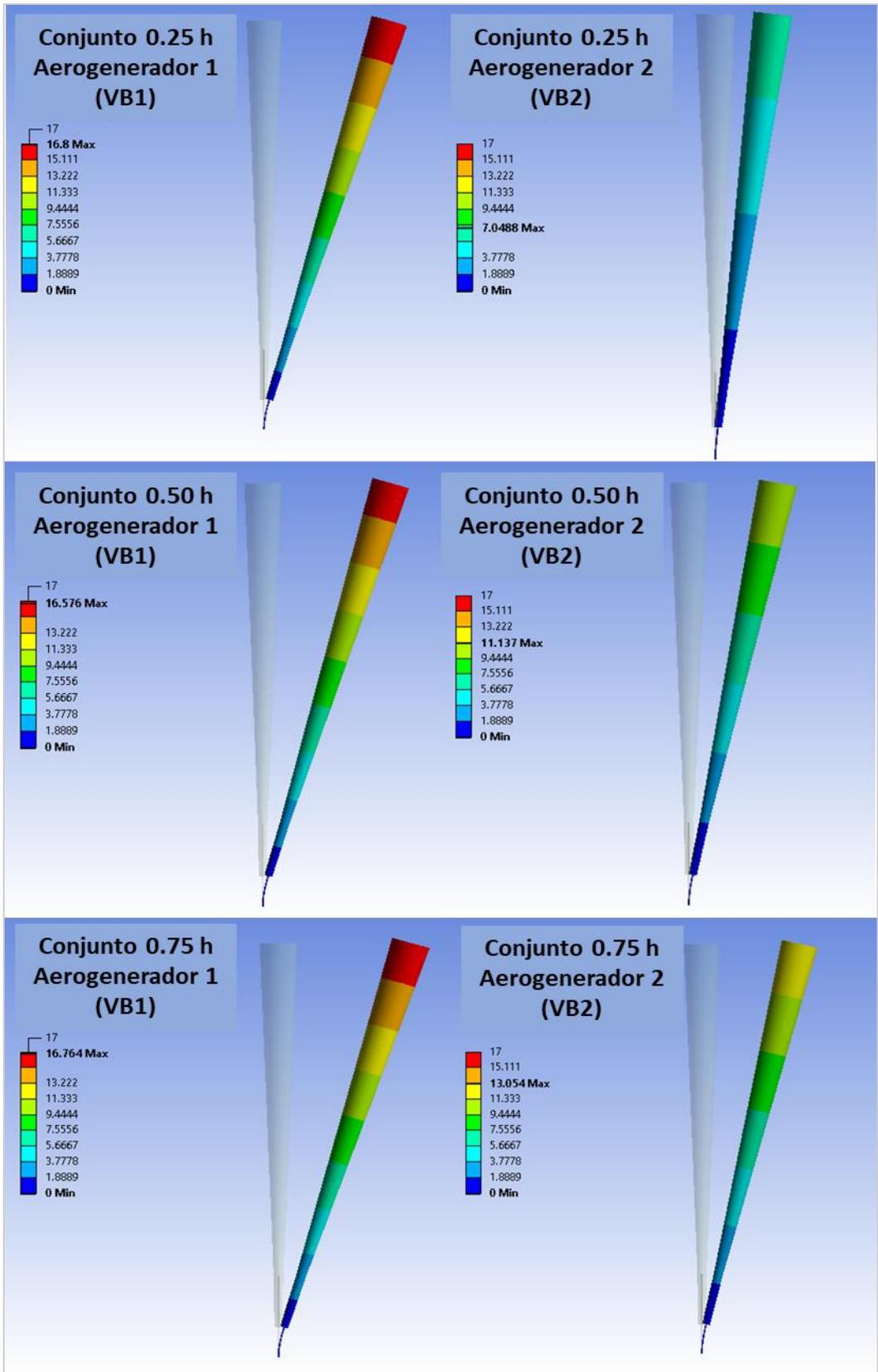


Figura 67. Desplazamientos máximos en conjuntos de aerogeneradores

Tabla 19. Resumen de resultados de desplazamientos máximos en conjuntos de aerogeneradores

Conjuntos de aerogeneradores	Desplazamiento (mm)	
	Aerogenerador 1 (VB1)	Aerogenerador 2 (VB2)
25% h	16.8	7.0
50% h	16.6	11.1
75% h	16.8	13.1

4.5. Análisis de fatiga mecánica

Los resultados del análisis de fatiga que se muestran son del ángulo de flexión ocasionado por el máximo desplazamiento (que se presentó en el análisis armónico) para cada frecuencia de excitación, el valor de dicho ángulo de flexión es mayor en las frecuencias cercanas a la resonancia .

Además, se encontró que cuanto más cercana es la frecuencia de operación a la frecuencia natural, menor es el número de ciclos que soporta la estructura de montaje antes de llegar a la fatiga mecánica, pues a medida que crece el ángulo de flexión, mayor es el esfuerzo al que se somete, y según la Tabla 20, cuando el aerogenerador se encuentra en resonancia (frecuencia de operación= 5.4 Hz y ángulo de flexión=1.7°) pasan 310,975.5 ciclos para que la estructura de montaje llegue a la fatiga mecánica.

Por otra parte, la estructura de montaje se encuentra anclada al piso, comportándose como una viga en cantiléver, dónde el esfuerzo al que es sometida es mayor a medida que se aproxima a la zona de anclaje, como se observa en la Figura 68. Por tanto, es esta la zona donde se presenta la fatiga mecánica al ser la zona concentradora de esfuerzos, Figura 69.

Tabla 20. Resultados de análisis de fatiga mecánica (vida en ciclos)

Frecuencia de operación (Hz)	Número de ciclos
1	1,000,000
1.5	1,000,000
2	1,000,000
2.5	1,000,000
3	1,000,000
3.5	1,000,000
4	1,000,000
4.5	1,000,000
5	1,000,000
5.3	579150
5.4	310975.5
5.5	539487.2
6	1,000,000
6.5	1,000,000
7	1,000,000
7.5	1,000,000
8	1,000,000
8.5	1,000,000
9	1,000,000
9.5	1,000,000
10	1,000,000

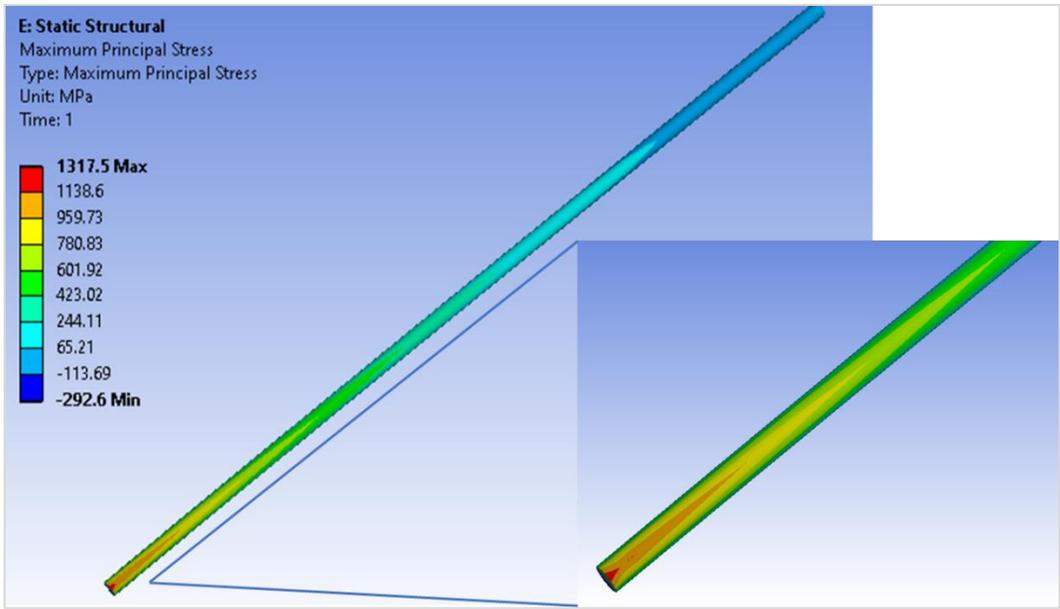


Figura 68. Contorno de esfuerzo en la estructura de montaje, ángulo de flexión= 1.7° y frecuencia de operación=5.4 Hz

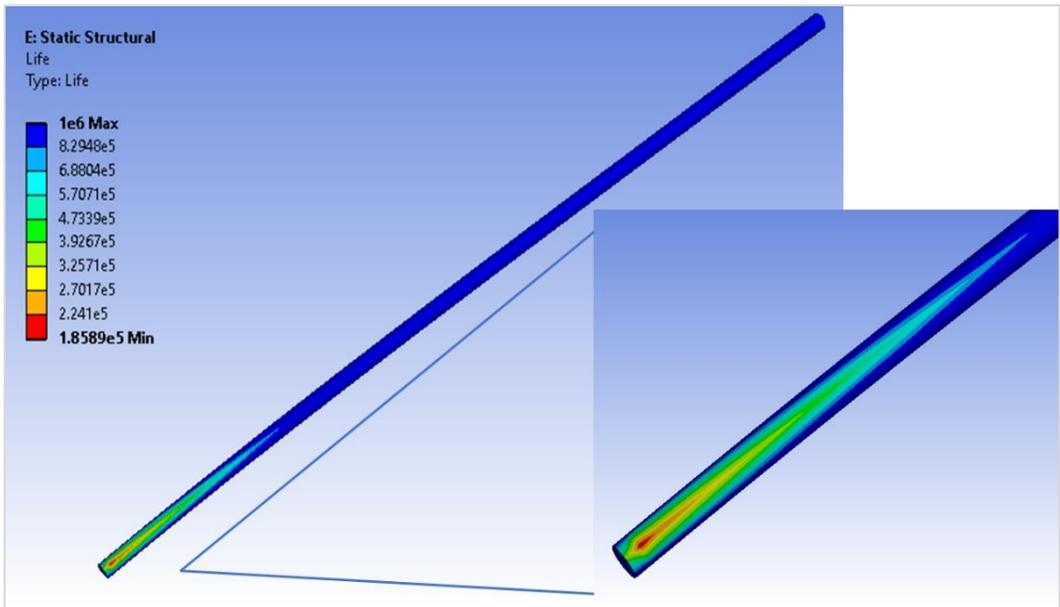


Figura 69. Contorno de vida en ciclos de la estructura de montaje, ángulo de flexión= 1.7° y frecuencia de operación=5.4 Hz

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

De la simulación modal se tiene que la primera frecuencia natural del aerogenerador es de 5.35 Hz y para lograr que la estructura entre en resonancia es necesario tener la velocidad de viento adecuada para generar el desprendimiento de vórtices a esta frecuencia (1.5 m/s para este caso).

Gracias a las simulaciones en 2D de CFD de un aerogenerador (aislado), se encontró que a mayor velocidad del fluido mayor frecuencia de desprendimiento de vórtice, sin embargo, para Reynolds ubicados entre 10^3 - 10^4 el número de Strouhal presenta un ligero decaimiento en la curva Reynolds vs Strouhal, ocasionando con esto que el valor de Strouhal no tienda a ser asintótico en dicha zona. Además, se encontró que, de los modelos de turbulencia estudiados el que mejor reproduce el fenómeno de desprendimiento de vórtices en cilindros circulares es k- ϵ (realizable), pues es el que mejor se ajusta para números de Reynolds bajos (10^2) y altos (10^3).

Por otra parte, de las simulaciones de CFD en 2D de conjuntos de 2 aerogeneradores, se concluye que la separación que genera menor conflicto en el cuerpo colocado aguas abajo es la del 75% de la altura (0.75 h), ya que, a esta distancia, los vórtices generados en el primer cuerpo no generan perturbaciones en la frecuencia de desprendimiento de vórtice del segundo cuerpo. La distancia de 0.5 h genera que el cuerpo colocado aguas abajo se vea perturbado por la estela de vórtices del primer cuerpo, ocasionando diferentes frecuencias de desprendimiento en el segundo. Por último, la separación de 0.25 h no genera perturbaciones en la frecuencia de desprendimiento del segundo cuerpo, no obstante, ocasiona que la amplitud de la frecuencia de desprendimiento disminuya de manera significativa en este, ocasionando con esto que el cuerpo colocado aguas abajo no presente su propio desprendimiento de vórtices y el conjunto de cuerpos se comporte como uno solo.

Respecto a los desplazamientos en los aerogeneradores se encontró que, cuanto más cercana se encuentre la frecuencia de excitación a la frecuencia natural, mayor es la amplitud de desplazamiento. Además, se concluye que a medida que la distancia de separación entre cuerpos disminuye, mayor es la diferencia de las máximas amplitudes de desplazamiento entre cuerpos, siendo el cuerpo aguas arriba el que presenta la máxima amplitud. Por lo tanto, de las separaciones estudiadas, 0.75 h es la que ocasiona menor diferencia de amplitud de desplazamiento entre el cuerpo aguas arriba y el cuerpo aguas abajo.

Por último, del análisis de fatiga mecánica se concluye que, a mayor amplitud de desplazamiento en el aerogenerador, mayor es el ángulo de flexión y mayor es el esfuerzo al que se somete la estructura, donde la zona cercana al anclaje es donde se concentran los máximos esfuerzos, por lo tanto, es esta la zona donde se puede presentar el fallo por fatiga mecánica. Respecto al efecto de la frecuencia de operación se encontró que, a medida que la frecuencia de operación (ininterrumpida) se acerca a la frecuencia natural, la vida en ciclos de la estructura disminuye, siendo el número de ciclos igual a 310975.5 (57,588 segundos).

5.2 Recomendaciones

Para trabajos futuros se recomienda realizar pruebas experimentales de análisis modal y fatiga mecánica de un modelo a escala en el que se usen materiales comerciales y de esta manera poder caracterizar la curva S-N a mayor detalle.

Se recomienda realizar pruebas de túnel de viento de los conjuntos de aerogeneradores estudiados en el presente, separaciones 25, 50 y 75 % de la altura del aerogenerador (h) con incidencia de viento 0°. Además, sería muy interesante estudiar la incidencia de viento igual a 45° con las separaciones indicadas, aunadas a una separación adicional (100% de h).

Por último, en caso de que se desee realizar estudios en conjuntos de más de 2 aerogeneradores mediante la herramienta de dinámica de fluidos computacionales se recomienda utilizar el modelo de turbulencia k- ϵ realizable.

BIBLIOGRAFÍA

- Abasolo, M., Aguirrebeitia, J., Coria, I., & Heras, I. (2017). *Guía práctica de Elementos Finitos en estática*. Madrid: Ediciones Paraninfo.
- Achenbach, E. (1974). Vortex shedding from spheres. *Journal of Fluid Mechanics*, 209-221.
- Alam, M., & Meyer, j. (2011). Two interacting cylinders in cross flow. *Physical Review E* 84, 056304 (2011), 056304-16.
- Barrera Avendaño, E. (2011). *Reducción del arrastre de un cuerpo romo mediante una barra de control*. CDMX: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Bartoletti, J. (2013). *Caracterización a fatiga de compuestos de fibra de carbono unidireccionales a 0° y 45°*. Universidad de Sevilla.
- Bearman, P. (1969). On vortex shedding from a circular cylinder in the critical Reynolds number régime. *Journal of Fluid Mechanics*, 577-585.
- Bhatt, R., & Alam, M. (2018). Vibrations of a square cylinder submerged in a wake. *Fluid Mech.* 853, 301-332.
- Bilbao, P. A. (2013). *Dimensionamiento óptimo de sistemas de almacenamiento para centrales eólicas*. Santiago de Chile: Universidad de Chile, Facultad de ciencias físicas y matemáticas.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ed., McGraw Hill. CAE Associates 2011, Fatigue Analysis in ANSYS, Engineering.
- Cajas, J. (2016). SHAPE Project Vortex Bladeless: Parallel multi-code coupling for Fluid-Structure Interaction in Wind Energy Generation. *Partnership for Advanced Computing in Europe*.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana.
- Chizfahm, A. (2018). Dynamic modeling of vortex induced vibration wind turbines. *Renewable Energy* 121, 632-643.
- Crespo, V. (2006). *Giancoli, & Giancoli, C. (2006). Física. Principios con aplicaciones. España: Progreso. México: Tesis Licenciatura. Cap. V, Historia del análisis modal. UDLAP.*
- Cubo Pérez, J. M. (2010). *Aplicación del "análisis por elementos finitos" en la Ingeniería Naval*. Cádiz: Universidad de Cádiz.
- Derakhshandeh, J., & Alam, M. (2019). A review of bluff body wakes. *Ocean Engineering* 182 , 475-488.

- Fey, U., König, M., & Eckelmann, H. (1998). A new Strouhal–Reynolds-number relationship for the circular cylinder in the range $47 < Re < 2 \times 10^5$. *Physica Fluids*, 1547-1549.
- Gardea, V. (2001). Conceptos Básicos sobre la formación y teoría de los vórtices. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 81-87.
- Gholamhosein, S., Hassan, S., & Mirzaei, M. (2011). Force coefficients and Strouhal numbers of three circular cylinders subjected to a cross-flow. *Archive of applied mechanics*, 1725-1741.
- Giancoli, & Giancoli, C. (2006). *Física. Principios con aplicaciones*. España: Progreso.
- Goldstein, S. (1938). *Modern developments in fluid dynamics; an account of theory and experiment relating to boundary layers, turbulent motion and wakes*. Oxford at the clarendon press.
- Hibbeler, R. (2006). *Mecánica de materiales* (sexta ed.). México: Pearson Educación de México.
- Hidalgo, M. Á. (2007). Nuevo concepto de generacion eolica. *Tecnología y desarrollo. Revista de ciencia, tecnología y medio ambiente*, 1-18.
- Holmes, J. D. (2015). *Wind Loading of Structures*. Australia: Taylor & Francis Group.
- Kahil, Y., Benhamadouche, S., Berrouk, A., & Afgan, I. (2019). Simulation of subcritical-Reynolds-number flow around four cylinders in square arrangement configuration using LES. *European Journal of Mechanics / B Fluids*, 111-122.
- Koumoutsakos, P., & Leonard, A. (1995). High-resolution simulations of the flow around an impulsively started cylinder using vortex methods. *Fluid Mech*, 1-38.
- Kumar, M. (2014). *Simulation of vortex shedding from groups of three*. Kurukshetra, Haryana: Department of mechanical engineering.
- KUMAR, M. (2014). *Simulation of vortex shedding from groups of three*. National Institute of Technology Kurukshetra.
- Kundu, R. K., & Cohen, I. M. (2002). *Fluid Mechanics*. USA: Elsevier Science.
- Kusiak, A., & Song, Z. (2010). Design of wind farm layout for maximum wind energy capture. *Renewable Energy*, 685-694.
- Kwak, D., & Kiris, C. (2011). *Computation of viscous incompressible flows*. New York: Springer.

- Lam, K., & Fang, X. (1995). The effect of interference of four equispaced cylinders in cross flow on pressure and force coefficients. *Journal of Fluids and Structures*, 195-214.
- Lam, K., Li, J., & So, R. (2003). Force coefficients and Strouhal numbers of four cylinders in cross flow. *Journal of Fluids and Structures* 18, 305-324.
- Lee, S.-W., Jung, H.-J., & Jang, D.-D. (2009). Feasibility study on a new energy harvesting electromagnetic device using aerodynamic instability. *Magnetics, IEEE Transactions*, 4376–4379.
- Lienhard, J. (1966). *Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders*. Washington: Washington State University.
- Lin, Z. (2008). Large-eddy simulation of flow around cylinder arrays at a subcritical reynolds number. *Journal of Hydrodynamics* 20, 403-413.
- López, O. (2002). Modelamiento computacional de la calle de vortices de Karman por dinámica de vorticidad. *Mecánica Computacional Vol.XXI*, 274-292.
- Martínez Piquer, T. (1988). *Medida de velocidad por desprendimiento de vortices. Aportación a la medida de caudales másicos*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
- MatWeb. (s.f.). *MatWeb Material Property Data*. Obtenido de <http://matweb.com>
- MirHassani, S., & Yarahmadi, A. (2017). Wind farm layout optimization under uncertainty. *Renewable Energy*, 288-297.
- Munson, B., Young, D., & Okiishi, T. (1990). *Fundamentals of*. New York.
- Parada, L., Herrera, C., Flores, P., & Parada, V. (2017). Wind farm layout optimization using a Gaussian-based wake model. *Renewable Energy*, 531-541.
- Paz, M. (2002). *Dinámica estructural*. Barcelona: Editorial Reverté.
- Ponta, F., & Aref, H. (2004). Strouhal-Reynolds number relationship for vortex Streets. *Physical review letters*, 084501.
- Qin, B., Alam, M., & Zhou, Y. (2019). Two tandem cylinders of different diameters in cross-flow: flow-induced vibration. *Fluid Mech* 829., 621-658.
- Rao, S. (2012). *Vibraciones mecánicas*. México: Pearson.
- Roache, J. (1998). *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. Albuquerque, Nuevo Mexico: Hermosa.
- Rodríguez Pestaña, C. (2015). *Simulación Numérica de la Estela tras un Cuerpo de Base Roma a Números de Reynolds Altos: La Influencia de los Modelos de Turbulencia*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.

- Sahin, M., & Owens, R. (2004). A numerical investigation of wall effects up to high blockage ratios on two-dimensional flow past a confined circular cylinder. *Physics of fluids*.
- Sakamoto, H., & Haniu, H. (1990). A study on vortex shedding from spheres in a uniform flow. *J. Fluids Eng.*, 386-392.
- Salinas Vázquez, M. e. (2007). Simulación de la turbulencia de un flujo que pasa alrededor de un cilindro de. *Revista Mexicana de Física*, 461–469.
- Sohankar, A., Davidson, L., & Norberg, C. (1995). Numerical simulation of unsteady flow around a square two-dimensional cylinder. *Twelfth Australasian Fluid Mechanics Conference*. Australia: The university of Sydney.
- Soto Valle, R. A. (2016). *Conversión de energía eólica mediante vibraciones inducidas*. Santiago de Chile: Universidad de Chile, Facultad de ciencias físicas y matemáticas.
- Tokoro, S., Komatsu, H., Nakasu, M., Mizuguchi, K., & Kasuga, A. (1999). study on wakegalloping for stay cables of extradosed bridges employing full aeroelastic cable model. *Proceedings of Wind Engineering into the 21st Century*, 1055-1062.
- Villarreal, Y. (2016). *United States Patent No. US 9.444,372 B2*.
- Vortex Bladeless*. (s.f.). Obtenido de <https://vortexbladeless.com>
- Williamson, C. (1996). Vortex dynamics in the cylinder wake. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 477-539.
- Williamson, C., & Brown, G. (1998). A series in $1/\sqrt{Re}$ to represent the Strouhal-Reynolds number relationship of the cylinder wake. *Journal of Fluids and Structures*, 1073-10-85.
- Yáñez Villareal, D. (07 de Junio de 2018). *Vortex Bladeless*. Obtenido de <https://vortexbladeless.com/es/>
- Zahari, M., & Dol, S. (2015). Effects of different sizes of cylinder diameter on vortex-induced. *Journal of Applied Sciences*, 15(5):783.