Universidad Autónoma del Estado de México

Facultad de Ingeniería

Tesis

Diseño y análisis de un sistema de soporte para una turbina hidrocinética

Para obtener el grado de Ingeniero en Sistemas Energéticos Sustentables

Presenta

Alfonso Antonio Chávez Romero

Asesor: Dr. Boris Miguel López Rebollar

Enero 2025

Dedicatoria

Resumen

Esta investigación presenta el diseño y análisis estructural de un sistema de soporte para una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor, orientado a garantizar su estabilidad y durabilidad frente a cargas hidrodinámicas. Utilizando el método de elementos finitos (FEM) en ANSYS Mechanical, se desarrollaron y evaluaron tres configuraciones geométricas: un bastidor triangular, una base rectangular y soportes laterales.

El análisis consideró esfuerzos, deformaciones y vida a fatiga, empleando materiales seleccionados por su desempeño en entornos acuáticos altamente corrosivos: acero estructural A-36, acero inoxidable, aluminio y polietileno de alta densidad (HDPE). Los resultados indicaron que la geometría de base rectangular logró los mayores factores de seguridad y la mejor vida útil a fatiga bajo condiciones de velocidad nominal y máxima, seguida del bastidor triangular y, finalmente, los soportes laterales.

Adicionalmente, se comprobó la influencia del mallado en la precisión de los resultados y se garantizaron las condiciones de convergencia del análisis numérico. Este estudio no solo valida la viabilidad de soportes optimizados para turbinas hidrocinéticas, sino que también propone estrategias para reducir costos de instalación y mantenimiento, fomentando el desarrollo de tecnologías de hidrogeneración. Las conclusiones abren la puerta a futuras investigaciones, especialmente en manufactura y validación experimental.

Tabla de contenido

Índice de ilustraciones 8
Índice de ecuaciones 13
Índice de tablas 14
1. Introducción 17
1.1 Planteamiento del problema 18
1.2 Justificación 21
1.3 Hipótesis 23
1.4 Objetivo general 24
1.5 Objetivos específicos 24
2. Estado del Arte 25
2.1 Recurso oceánico 26
2.2 Corrientes marinas 26
2.3 Corrientes Oceánicas 28
2.4 Energía de las corrientes marinas 29
2.5 Turbinas hidrocinéticas 32
2.6 Disco Difusor 33
2.7 Sistemas de fijación de la Turbina 35
2.7.1 Base fijada por gravedad en el lecho marino 36
2.7.2 Pilotes 37
2.7.3 Fijaciones flexibles 37
2.8 Sistemas de posicionamiento 38
2.8.1 Puntos de anclaje 38
2.8.2 Líneas de anclaje 40
2.8.3 Conectores 42
2.9 Problemáticas a la hora de la extracción de la energía 44
2.10 Proyectos Desarrollados 46
2.10.1 Metodología para el diseño e implementación de un disco difusor sobre una turbina marina hidrocinética 48
3. Marco Teorico 49
3.1 Perfiles estructurales 49
3.2 Notación esencial 49

3.3 Esfuerzo y deformación 50
3.4 Deformación 52
3.5 Curva Esfuerzo – Deformación (Stress vs strain) 53
3.6 Ley de Hook (Elasticidad y linealidad) 55
3.7 Fatiga 57
3.8 Cargas que originan fatiga 58
3.9 Otras formas de cargas 58
3.9.1 Esfuerzo medio nulo ($\sigma m = 0$). 58
3.9.2 Esfuerzos de compresión 60
3.9.3 Torsión. 60
3.9.4 Concentración de esfuerzos 61
3.10 Parámetros característicos 61
3.11 Curva $S - N$ 62
4. Materiales y método 65
4.1 Materiales 65
4.2 Materiales compuestos 66
4.3 Propiedades mecánicas de los materiales a emplear 68
4.3.1 Acero A-36 68
4.3.2 Acero inoxidable 70
4.3.3 Aluminio 72
4.3.4 Polietileno de alta densidad 75
4.4 Cálculo numérico 75
4.5 Discretización con mallas 76
4.6 Discretizacion sin mallas 77
4.7 Metodologías del cálculo numérico 78
4.7.1 Métodos de discretización 78
4.8 Criterio de máxima tensión de von Mises 80
4.9 Criterio de tensión de Mohr-Coulomb 81
4.10 Desarrollo de simulaciones para el análisis estructural en Ansys Mechanical 82
4.12 Modelo Conceptual 84
..... 85
4.11 Pre-simulación 86
4.12 Características geométricas de las estructuras 86

4.13 Análisis estructural 88
4.13.1 Geometrías 88
4.13.2 Mallado 92
4.14 Simulaciones 97
5. Resultados 101
5.1 Efecto de la malla en el análisis 101
5.2 Efecto de la velocidad en la resistencia de los materiales sin turbina 102
5.3 Efecto de la velocidad máxima en la estructura 103
5.4 Comparación gráfica 105
5.4.1 Geometría bastidor triangular 105
5.4.2 Geometría base rectangular 108
5.4.3 Geometría soporte lateral 110
5.5 Acoplamiento de la turbina en el análisis 113
5.6 Efecto de la velocidad en la resistencia de los materiales 113
5.7 Efecto de la velocidad máxima en la estructura con turbina 115
5.8 Comparación gráfica con el acoplamiento de la turbina 116
5.8.1 Geometría bastidor triangular 116
5.8.2 Geometría base rectangular 119
5.8.3 Geometría con soportes laterales 122
5. 9 Resumen de resultados 125
6. Conclusiones y recomendaciones 129
Referencias 131
Anexos 139

Índice de ilustraciones

Ilustración 2.1 Efecto de la marea viva y marea muerta. 27

Ilustración 2.2 Prototipos: Izqueirda. Guinard Energies, Centro. ORPC RivGen y Derecha. Bio Stream. 30

Ilustración 2.3 Tipos de cimentación. 36

Ilustración 2.4 Tipos de Anclas. 36

Ilustración 2.5 Turbina LTT. 47

Ilustración 3.1 Deformación compartida γ o shear strain 53

Ilustración 3.2 Ejemplo de diagrama esfuerzo-deformación 54

Ilustración 3.3 Ejemplo Ley de Hook..... 57

Ilustración 3.4 Diagrama de Goodman modificado 59

Ilustración 3.5 Línea de Goodman sobre la resistencia a la fatiga en un caso de esfuerzo altérnate puro..... 60

Ilustración 4.1 Valores mínimos especificados para las propiedades mecánicas de los aceros inoxidables más comunes según EN 10088..... 71

Ilustración 4.2 Árbol de experimentos de las simulaciones realizadas (Parte 1/2).82

Ilustración 4.3 Árbol de experimentos de las simulaciones realizadas (Parte 2/2).83

Ilustración 4.4 Diagrama de cuerpo libre de la geometría bastidor triangular, vista frontal. 84

Ilustración 4.5 Diagrama de cuerpo libre de la geometría bastidor triangular, vista isométrica. 85

Ilustración 4.6 Perfiles estructurales empleados en la geometría con bastidor triangular, izquierda solera y derecha perfil cuadrado sólido. 86

Ilustración 4.7 Perfil estructural empleado en la geometría con base rectangular, perfil cuadrado sólido. 87

Ilustración 4.8 Perfil estructural empleado en la geometría con soportes laterales.87

Ilustración 4.9 Geometría bastidor triangular sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor..... 89

Ilustración 4.10 Geometría base rectangular sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor..... 89

Ilustración 4.11 Geometría soportes laterales sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor..... 89

Ilustración 4.12 Geometría con bastidor triangular con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor. 90

Ilustración 4.13 Geometría base rectangular con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor..... 90

Ilustración 4.14 Geometría soportes laterales con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor..... 91

Ilustración 4.15 Vistas complementarias de las geometrías propuestas con el acople de turbina, izquierda geometría bastidor triangular, centro geometría base rectangular y derecha geometría soportes laterales. 91

Ilustración 4.16 Elección del fixed support de la geometría con bastidor triangular.97

Ilustración 4.17 Caras de la geometría con bastidor triangular que recibirán el flujo de manera perpendicular. 99

Ilustración 5.1 Resultados de la deformación total en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 105

Ilustración 5.2 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 106

Ilustración 5.3 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 107

Ilustración 5.4 Resultados del factor de seguridad en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 107

Ilustración 5.5 Resultados de la deformación total en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 108

Ilustración 5.6 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 109

Ilustración 5.7 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 110

Ilustración 5.8 Resultados del factor de seguridad en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 110

Ilustración 5.9 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 111

Ilustración 5.10 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 111

Ilustración 5.11 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 112

Ilustración 5.12 Resultados del factor de seguridad en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 113

Ilustración 5.13 Resultados de la deformación total en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 117

Ilustración 5.14 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 118

Ilustración 5.15 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 118

Ilustración 5.16 Resultados del factor de seguridad en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 119

Ilustración 5.17 Resultados de la deformación total en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.120

Ilustración 5.18 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 120

Ilustración 5.19 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 121

Ilustración 5.20 Resultados del factor de seguridad en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 122

Ilustración 5.21 Resultados de la deformación total en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 123

Ilustración 5.22 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 123

Ilustración 5.23 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 124

Ilustración 5.24 Resultados del factor de seguridad en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material. 125

Ilustración 5.25 Vista frontal y lateral de la geometría bastidor triangular con el acople de la turbina. 127

Índice de ecuaciones

Ecuación 2.1 Ecuación de la energía cinética……..……26

Ecuación 2.2 Potencia extraída de una corriente…….……33

Ecuación 3.1 Esfuerzo……..51

Ecuación 3.2 Deformación por tracción…….52

Ecuación 3.3 Deformación por compresión…….…52

Ecuación 3.4 Deformación compartida…….53

Ecuación 3.5 Ley de Hook……...57

Ecuación 3.6 Ley de Goodman……...59

Ecuación 3.7 Factor de concentración de esfuerzos……...61

Ecuación 4.1 Esfuerzo de von Mises mayor o superior al límite permisible de esfuerzos…….……....80

Ecuación 4.2 Tensión de Von Mises expresada en términos de las tensiones principales…….…….....81

Ecuación 4.3 Factor de seguridad FDS…..……..81

Ecuación 4.4 Teorema de la cantidad de movimiento lineal para fluidos..……..98

Índice de tablas

Tabla 2.1 Tipos de corrientes oceánicas, Elaboración propia. 29

Tabla 2.2 Puntos de anclaje más comunes en los sistemas de posicionamiento ... 39

Tabla 2.3 Conectores en los sistemas de posicionamiento 43

Tabla 3.1 Nomenclatura más común en literatura relacionada a la fatiga 49

Tabla 4.1 Características de los materiales compuestos 67

Tabla 4.2 Descripción de las combinaciones existentes entre los materiales compuestos 68

Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero A36 69

Tabla 4.4 Espesores y aplicaciones de planchas de acero 70

Tabla 4.5 Propiedades mecánicas de fuerza de tracción, y el límite elástico de los distintos 72

Tabla 4.6 Densidad de algunos tipos de acero 72

Tabla 4.7 Propiedades mecánicas del aluminio a temperatura ambiente 73

Tabla 4.8 Propiedades físicas y mecánicas del aluminio 74

Tabla 4.9 Propiedades mecánicas del HDPE 75

Tabla 4.10 Clasificación de las mallas 77

Tabla 4.11 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con bastidor triangular. 86

Tabla 4.12 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con base rectangular. 87

Tabla 4.13 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con soportes laterales. 88

Tabla 4.14 Configuración del mallado fino en la geometría bastidor triangular. 92

Tabla 4.15 Configuración del mallado medio en la geometría bastidor triangular. 92

Tabla 4.16 Configuración del mallado grueso en la geometría bastidor triangular. 92

Tabla 4.17 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometria bastidor triangular. 93

Tabla 4.18 Configuración del mallado fino en la geometría base rectangular. 93

Tabla 4.19 Configuración del mallado medio en la geometría base rectangular..... 93

Tabla 4.20 Configuración del mallado grueso en la geometría base rectangular. .. 94

Tabla 4.21 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometría base rectangular. 94

Tabla 4.22 Configuración del mallado fino en la geometría soportes laterales..... 95

Tabla 4.23 Configuración del mallado medio en la geometría soportes laterales... 95

Tabla 4.24 Configuración del mallado grueso en la geometría soportes laterales. 95

Tabla 4.25 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometría soportes laterales. 96

Tabla 5.1 Resultados del análisis estructural en la geometría uno evaluado para los tres tipos de mallado, y para el Acero A-36 con la velocidad de operación (0.7 m/s). Elaboración propia. 101

Tabla 5.2 Resultados del análisis estructural y de fatiga en las tres geometrías evaluadas para los cuatro materiales (Acero A-36, acero inoxidable, aluminio y HDPE) con la velocidad de operación (0.7 m/s) y con un mallado fino. Elaboración propia. 102

Tabla 5.3 Resultados del análisis estructural en las tres geometrías evaluadas para tres materiales (Acero A-36, acero inoxidable y aluminio), empleando la velocidad máxima (2.67 m/s) y con un mallado fino. Elaboración propia 103

Tabla 5.4 Resultados del análisis estructural y de fatiga en las tres geometrías evaluadas para los tres materiales (Acero A-36, acero inoxidable, aluminio y HDPE), con la velocidad de operación (0.7 m/s) y con un mallado fino; con el acoplamiento de la turbina. Elaboración propia. 114

Tabla 5.5 Resultados del análisis estructural en las tres geometrías evaluadas para los tres materiales, con la velocidad máxima (2.67 m/s) y con un mallado fin; con él acoplamiento de la turbina. Elaboración propia. 115

Tabla 5.6 Tabla resumen 126

1. Introducción

La creciente necesidad de fuentes de energía renovables ha estimulado el desarrollo de tecnologías innovadoras, siendo las turbinas hidrocinéticas una solución eficiente para la generación de energía a partir de corrientes de agua.

Este tipo de energía, que se obtiene del movimiento de las corrientes acuáticas, representa una alternativa prometedora para diversificar la matriz energética global, al ofrecer un recurso abundante y relativamente inagotable. Sin embargo, el diseño eficiente y duradero de las turbinas hidrocinéticas es esencial para maximizar su rendimiento y minimizar el impacto ambiental.

El presente estudio se enfoca en la evaluación de un sistema de soporte optimizado para una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor. A través de un análisis detallado mediante el método de elementos finitos (FEA) en el módulo mechanical de ANSYS, se busca validar la hipótesis de que es viable diseñar estructuras que aseguren la estabilidad y durabilidad requeridas frente a las cargas hidrodinámicas.

Para ello, se desarrollaron tres modelos geométricos tridimensionales de las estructuras de soporte, simulando condiciones de carga realistas que permitieron identificar parámetros críticos como esfuerzos, deformaciones y vida a fatiga.

Un aspecto clave de este trabajo es la selección adecuada de materiales para su uso en entornos acuáticos, considerando factores como la resistencia a la corrosión y la fatiga.

En este sentido, se llevó a cabo un análisis exhaustivo de las propiedades mecánicas de diversos materiales, orientado a garantizar su rendimiento bajo las condiciones operativas esperadas. Adicionalmente, se realizó un análisis de mallado para asegurar la independencia de los resultados respecto al mallado, lo que aumenta la fiabilidad de las simulaciones.

1.1 Planteamiento del problema

Hoy en día el ser humano está tomando consciencia sobre los efectos del cambio climático en el medio ambiente. En la actualidad existe una problemática inminente asociada con los altos niveles de contaminación que producen las formas en la que la energía se ha estado obteniendo, de acuerdo con Ibarra (2003). En las últimas décadas se ha optado por soluciones de índole ambiental y estas comienzan a ocupar los primeros lugares de la atención mundial.

Siendo reflejado en las iniciativas adoptadas por la comunidad internacional a partir de la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente Humano, celebrada en Estocolmo, Suecia, en junio de 1972. Como respuesta a esta preocupación medio ambiental se comenzó a hacer uso de las energías alternativas, ampliando así el campo de trabajo e investigación para la extracción de energía de las distintas fuentes de energía renovables con las que cuenta el planeta.

Niebuhr (2019) menciona que aunado a la crisis del cambio climático y la creciente demanda mundial de electricidad, existe la constante necesidad de realizar la transición energética a las energías renovables para así poder cumplir con la reducción de las emisiones carbono. No obstante, dentro de la disponibilidad de fuentes de energías renovables, se ha tenido un mayor grado de avance en desarrollo e investigación en tecnologías para la obtención de la energía solar, eólica, hidráulica y térmica.

El uso de la tecnología para la obtención de la energía hidráulica de acuerdo con Niebuhr (2019) comenzó con el uso de los molinos de agua para moler semillas, y en la actualidad es una de las tecnologías más recurridas al momento de extraer la energía por medio de centrales hidroeléctricas.

Para el diseño de la turbina Cano (2021) Cano-Perea et al (2023) emplea el uso de la teoría BEM ydel disco actuador, de acuerdo a Cano (2021) Cano-Perea et al (2023) la teoría BEM es empleada para discretizar los efectos producidos por la interacción entre la geometría del rotor y el fluido en movimiento.

Dentro de este diseño propuesto por Cano (2021) Cano-Perea et al (2023) encontramos que los componentes de la turbina son las aspas, el disco difusor propuesto y lo que la

principal aportación de este trabajo de investigación, la realización de la estructura de soporte para su emplazamiento.

En la aportación de Cano (2021) se analiza hidrodinámicamente una turbina hidrocinética con un anillo difusor, quedando pendiente el diseño del soporte en el que se emplazará la turbina, por lo que surge la necesidad de complementar su propuesta de turbina.

Es por lo que la presente investigación tiene como finalidad ofrecer diversas propuestas de soportes con distintas geometrías, empleando el método de elementos finitos (o por sus siglas en inglés FEM) para el análisis estructural de los soportes cuyo fin es el resistir los empujes y presiones ocasionadas por el flujo de agua a través de la turbina, siendo la propuesta geométrica del soporte de la turbina el aporte de esta investigación.

Una de las principales problemáticas a las que se enfrenta la implementación de turbinas hidrocinéticas o marinas de acuerdo con López (2015), es la profundidad a la que tiene que ser colocado el equipo de trabajo; tomando en cuenta que la mejor localización para este tipo de turbinas será donde la barimetría y las propiedades del lecho marino lo permitan, buscando tener el menor impacto en el lugar a emplazar y que tenga cierta cercanía con la red eléctrica a abastecer.

De igual forma Valentine (2023) hace hincapié en dos problemáticas que encarecen el costo de las turbinas hidrocinéticas sumergidas, la primera sería la instalación y la segunda el mantenimiento de la turbina.

Dejando el panorama al cual se enfrentan las turbinas hidrocinéticas bastante competitivo ya que la generación de electricidad a través de los medios convencionales como lo son las centrales hidroeléctricas presenta un menor costo de mantenimiento, así como más generación de energía.

En su investigación López (2015) también menciona la importancia de la consideración del ambiente altamente corrosivo al que la estructura está sometida, teniendo como consecuencia que en muchas ocasiones se busque optar por materiales no metálicos o por un mantenimiento continúo del equipo.

Es por eso que la presente investigación realizará las propuestas de diseño considerando cuatro materiales anticorrosivos y de larga duración (Acero estructural A-36, acero

inoxidable, aluminio y polietileno de alta densidad o por sus siglas en inglés HDPE), estos materiales son conocidos por su uso en la elaboración de estructuras en ambientes altamente corrosivos y con sometimiento a cargas.

De acuerdo con Barea (2016) dentro de la fijación de estos dispositivos existen problemas estructurales dentro de los cuales se encuentran: el fenómeno de cavitación, las tensiones que tiene que soportar la estructura y el anclaje de los dispositivos al fondo marino.

No obstante, la problemática que más le concierne a la presente investigación al ser un análisis estructural es el soporte de los esfuerzos y deformaciones a la que la estructura estará sometida por la hidrodinámica de la corriente.

De acuerdo a Agueldo (2021), la solución exacta para diversos modelos no lineales no existe, y para ello se emplean métodos numéricos con la finalidad de aproximar las soluciones. El Método de discretización numérica a emplear en este trabajo será la técnica FEM (Método de Elemento Finito).

Ahora bien, dentro de los problemas al usar FEM para análisis estructural se encuentra la necesidad de una computadora con componentes capaces de calcular dicho análisis, así como la utilización de un software confiable como ANSYS Mechanical y conocimientos sobre el mismo. De igual forma Molina (1992) menciona que la experiencia y el buen juicio ingenieril son necesarios para ladefinición de un buen modelo, ya que se requieren muchos datos de entrada y una extensa cantidad de resultados deben ser verificados y comprendidos.

El alcance del trabajo de investigación se limitará a la propuesta y análisis de tres geometrías evaluando su funcionalidad como soporte para el emplazamiento de una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor. La manufactura y la validación experimental del FEM queda fuera de los objetivos de la investigación, sin embargo, pueden ser objeto de estudio en investigaciones futuras.

1.2 Justificación

La finalidad de la propuesta de trabajo es dar una respuesta la inminente crisis ambiental y energética que asecha a nuestra sociedad. Para ello se ha optado por la propuesta geométrica de un soporte con la capacidad estructural de sostenerlas cargas estructurales ocasionadas por una corriente de agua.

Niebuhr (2019) menciona que en los últimos años, las fuentes de energía renovables han contribuido cada vez más a la producción mundial de energía alcanzando un complemento de unos 2 179 GW (aproximadamente el 34 % de la capacidad eléctrica instalada mundial), de los cuales la energía hidroeléctrica es el mayor contribuyente con aproximadamente 1151 GW (aproximadamente el 18 % de la capacidad de energía instalada mundial).

Así mismo Niebuhr (2019) comenta que esto puede lograrse en gran medida mediante la rápida expansión de proyectos y mercados de energía renovable siendo implementados en servicios públicos.

Cabe mencionar que México tiene un potencial eólico y marino bastante aprovechable, así como en la parte hidráulica, una zona ubicada dentro del territorio nacional identificada y estudiada por su posible vía de aprovechamiento para la obtención de energía por medio de las corrientes marinas es la zona de Cozumel. Aunado a esto tenemos una cantidad de ríos que abarcan todo el territorio nacional.

El desarrollo de las turbinas eólicas ha dado la pauta a la investigación de las turbinas hidrocinéticas y marinas. Nuñez, (2012) hace mención de la principal ventaja que las turbinas hidrocinéticas o marinas presentan en contra de las turbinas eólicas la cual radica en la densidad del fluido de trabajo, la densidad del agua de mar tiene un valor promedio de 1015 kg/m3, la cual mucho mayor a la de aire, de acuerdo a Nuñez (2012) la energía que se encuentra en una corriente marina con una velocidad de 2 m/s por cada m2 de área posee la misma energía que una corriente eólica de 18 m/s.

El diseño del soporte para la turbina hidrocinética sumergida plantea dar solución a las problemáticas mencionadas en torno a la resistencia y durabilidad del soporte, haciendo

énfasis en los criterios de seguridad estructural, de ciclo de vida asociado a cargas cíclicas y en la implementación del FEM para el análisis estructural considerando cargas asociadas al empuje hidrodinámico ocasionada por la velocidad de la corriente de diseño.

En dicho análisis, las estructuras se evaluaran siendo sometidas a dos cargas, la primera carga será una fuerza puntal de 1657N que simulara una velocidad de corriente nominal de 0.7 m/s y la segunda será la velocidad máxima de corriente empleada en el trabajo de Cano (2021) y Cano-Perea et al., (2023); la cual es de 24104N siendo una velocidad de 2.67 m/s.

Con ello, es posible establecer una geometría de soporte para su implementación en turbinas hidrocinéticas promoviendo una reducción en los costos de instalación y mantenimiento para este tipo de turbinas. Logrando posicionar este tipo de tecnologías para su uso en la hidrogeneración, incrementando su desempeño por medio de un análisis estructural estático con distintos materiales y ciclos de vida.

El método FEM es empleado en análisis estructural así como en la dinámica de fluidos, un ejemplo de esto es ANSYS CFX, Fluent y Mechanical, paquetes computacionales que son empleados en la actualidad para el análisis de fluidos, estructurales e incluso interacciones entre ellos.

El método FEM es útil en análisis estructurales para resolver ecuaciones diferenciales parciales en dominios complicados o en los casos en los que el dominio es variable Agueldo (2021).

Dentro de las ventajas del uso del método FEM en el diseño mecánico Lostado (2012), menciona las siguientes:

- Verifica el comportamiento ante diversos requerimientos de uso, facilita la comprobación de un amplio número de variables en cualquier parte del dominio (deformaciones, temperaturas, fuerzas, tensiones, desplazamientos, velocidades, aceleraciones, etc.).
- Permite la posibilidad de simular condiciones extremas difícilmente reproducibles en máquinas de ensayo, identificación de zonas débiles, etc.

El principal motivo por lo que este método no es tan atractivo es la gran cantidad de tiempo y potencia de cálculo necesario en cada simulación de determinados FEM. Sin embargo, con el rápido crecimiento de la industria computacional, actualmente existen computadoras con las características necesarias para realizar análisis complejos con resultados confiables y en poco tiempo.

Es por lo que en la presente investigación se utilizará software de análisis estructural basado en elemento finito, con el uso de un equipo de cómputo especializado para el diseño y evaluación de una propuesta de soporte para una turbina hidrocinética empleada en la generación hidroeléctrica.

La propuesta de análisis a realizar tendrá como función generar alternativas para la revisión estructural de cualquier geometría con un enfoque numérico, a bajo costo para las personas que se dedican al diseño estructural de este tipo de dispositivos de hidrogeneración.

1.3 Hipótesis

La hipótesis planteada en este trabajo busca resolver una problemática clave identificada en investigaciones previas: la necesidad de estructuras de soporte eficientes y duraderas para turbinas hidrocinéticas en ambientes marinos.

> “Es posible establecer una estructura de soporte acoplada a una turbina hidrocinética que garantice su estabilidad y durabilidad estructural ante cargas hidrodinámicas, mediante un análisis basado en el método elemento finito.”

Con esta hipótesis se pretende ofrecer una solución técnica fundamentada en herramientas de análisis computacional avanzado y criterios de diseño estructural, sentando las bases para futuras investigaciones en la implementación de turbinas hidrocinéticas.

1.4 Objetivo general

El objetivo general de este estudio retoma propuestas metodológicas destacadas en trabajos previos, como el de Cano (2021), y las amplía para abordar las necesidades específicas de diseño y análisis estructural de sistemas de soporte para turbinas hidrocinéticas.

> "Evaluar un sistema de soporte para una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor, mediante el análisis basado en el método de elemento finito usando el software ANSYS Mechanical, con el fin de garantizar su estabilidad y durabilidad ante esfuerzos ocasionados por corrientes de agua."

1.5 Objetivos específicos

Los objetivos específicos han sido definidos para cumplir con el propósito general del trabajo y abarcar las distintas etapas necesarias para garantizar un análisis integral.

- Establecer un modelo geométrico tridimensional de la estructura de soporte, para que pueda ser acoplado a la turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor dando continuidad al trabajo de Cano (2021) y Cano-Perea et al (2023).
- Identificar parámetros de resistencia, deformación y fatiga mediante el análisis de elemento finito para comprobar el comportamiento estructural de cada propuesta.
- Reconocer los materiales óptimos a través de la búsqueda bibliográfica de sus propiedades mecánicas para su implementación y evaluación en la estructura de soporte mediante su el análisis estructural.

El cumplimiento de estos objetivos específicos proporcionará una base técnica sólida para validar la hipótesis del estudio y contribuir al diseño eficiente de sistemas de soporte para turbinas hidrocinéticas.

2. Estado del Arte

La energía proveniente de los cuerpos hidrológicos es una de las formas de energía más antiguas empleada por los ser humanos. De acuerdo con Tatiana Montlloch (2010) en su tesis titulada: “Tidal Power Economic and Technological Assesment” publicada en la plataforma de la Universidad de Politécnica de Cataluya, menciona que la evidencia más reciente del uso de la energía de mareas y corriente marinas data de 900 años A.C., pero es probable que antecesores prehistóricos de igual forma la emplearan para crear movimiento; desafortunadamente se perdió algún indicio de esta situación.

El autor José María López Muñoz (2015) en su proyecto titulado: “Aprovechamiento de Corrientes Marinas para la Generación de Energía Eléctrica”, confirma el hecho mencionado con anterioridad a que:

> Los primeros dispositivos en aprovechar la energía contenida en las corrientes de agua fueron los molinos de molienda de cereales instalados en cauces de ríos y cuyos primeros vestigios datan del siglo I a. c. en el este del Mediterráneo y Oriente Medio (p.12 :2015).

Si bien esta tecnología ya se había desarrollado años antes, López (2015) advierte que no fue hasta la Edad Media que estas nuevas tecnologías alcanzaron un impacto social; teniendo como consecuencia que todas las poblaciones con cauces de ríos cercanos comenzaron a desarrollar molinos de agua.

Montolloch (2010) enfatiza que no fue hasta 1920, que la idea de generar energía eléctrica a partir de la energía de marea proveniente de los estuarios; fue propuesta en el Reino Unido. No fue hasta el año de 1967 en Bretaña, Francia que se construyó la primera planta eléctrica a nivel mundial y empleaba la energía de marea generada por el estuario del río Rance.

Posterior a este hecho Montolloch (2010) narra que otros países realizaron inversiones en este tipo de plantas eléctricas; cada vez más innovadoras y con una capacidad de mayor generación de energía, de esta manera se encuentra una similitud entre este tipo de generación de energía con las plantas hidroeléctricas actuales.

De acuerdo con López (2015), las energías renovables tuvieron su auge hasta el siglo XX, esto sucedió como una respuesta a la gran dependencia de energías contaminantes que se tenían en ese entonces (combustibles fósiles y energía nuclear). De igual forma

las tecnologías que fueron más estudiadas y con mayor grado de desarrollo son: la solar, eólica e hidráulica.

2.1 Recurso oceánico

Alvaro Echeverría (2017) en su Trabajo titulado: *Obtención de energía partir de las corrientes marinas*, menciona que:

> El mar y los océanos son grandes masas que recubren 361,000,000 Km^2 lo cual representa el 71% de la superficie terrestre total. Y dentro de estos océanos y mares se contienen 1,300 millones de km^3 de agua; este enorme volumen de fluido se encuentra en constante movimiento, ya sea por las corrientes marinas, las mareas o las olas (p.17: 2017).

Al saber las dimensiones del océano, se puede comprender la posibilidad de energía tan enorme que éste alberga; de esta forma la ecuación de la energía cinética la cual describe la cantidad de energía disponible en un cuerpo de acuerdo con su movimiento se plantea con la siguiente ecuación:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \qquad \text{(2.1 Ecuación de la energía cinética)}$$

Por otro lado, Ángeles Barea Luna (2016) en su proyecto titulado: *Energía de las corrientes marinas en el estrecho de Gibraltar: Parque de turbinas SEAGEN*, menciona que los sistemas más desarrollados para la obtención de ésta son: Energía térmica, energía del oleaje o undimotriz, energía de las mareas y energía de las corrientes marinas. También menciona que dentro de los sistemas menos desarrollados se encuentra: la energía de gradiente de salinidad, las ventilas submarinas y la biomasa.

El presente trabajo de investigación tiene como objeto de estudio las corrientes marinas, no se ahondará en los distintos sistemas de obtención de energía descritos por los autores antes mencionados, sino que se centrará en el diseño y análisis estructural de un sistema de soporte para una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal.

2.2 Corrientes marinas

Las corrientes marinas hacen referencia a cualquier desplazamiento de masas de agua, pueden presentarse en la forma de ríos, lagunas, pantanos o en su forma más extensa y con mayor cantidad de corriente; los océanos (López Muñoz 2015).

Estas corrientes marinas son un fenómeno que se presenta de manera principal por los efectos gravitacionales que ejercen el Sol y la Luna sobre la Tierra, López Muñoz (2015), define este fenómeno como el movimiento cíclico de las masas de agua de la Tierra debido a las fuerzas gravitatorias creadas por el sistema Sol-Tierra-Luna.

De igual forma menciona que estos movimientos cambian los niveles de los océanos en las costas, creando flujos cíclicos conocidos como corrientes marinas. El Sol y la Luna interactúan con la Tierra y sus masas de agua, a través de las fuerzas gravitatorias, y dependiendo de su posición relativa producen diferentes tipos de mareas con un amplio espectro de variaciones en el mismo.

Cuando el Sol y la Luna están separados 90º vistos desde la Tierra, las fuerzas gravitacionales producen las mareas muertas o mareas de menor rango, y cuando están alineados Luna y Sol, las fuerzas gravitacionales son tales que producen las mareas vivas, las de mayor rango de marea y corrientes marinas más fuertes. Esto se aprecia en la ilustración 1.

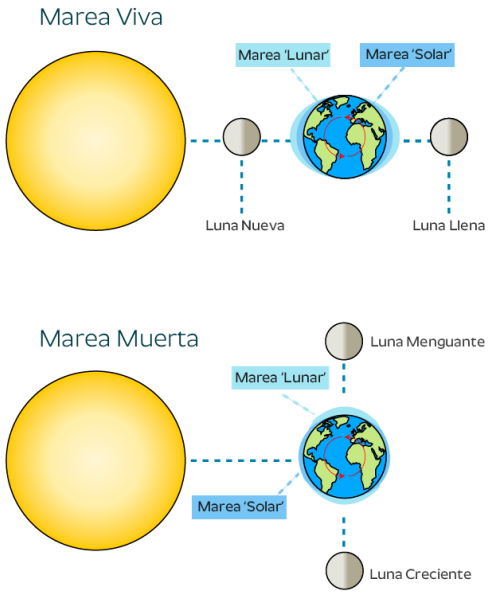


Ilustración 2.1 Efecto de la marea viva y marea muerta, mimeturismo (2017).

Montolloch (2010) hace alusión a este fenómeno de una manera muy similar a la de López (2015), quien menciona que cuando el Sol y la Luna están alineados, ya sea tirando del mismo lado o del lado opuesto (Luna llena o Luna nueva), la combinación de la atracción gravitatoria provoca mareas altas, conocidas como mareas vivas.

Por el contrario, cuando el Sol y la Luna son ortogonales, sus fuerzas gravitacionales atraen el agua en diferentes direcciones, lo que hace que estas se cancelen entre sí, dando lugar a mareas muertas. La máxima potencia se produce durante la marea viva mientras que la mínima es durante la marea muerta.

2.3 Corrientes Oceánicas

De acuerdo con Echeverría (2017) las corrientes oceánicas se generan por efecto de las fuerzas que actúan sobre el gran volumen de agua contenido en la Tierra, describe las siguientes: El viento, la rotación de la tierra, la fuerza gravitacional de la Luna, las diferentes temperaturas y niveles de salinidad que podemos encontrar en el océano (circulación termohalina), la topografía del fondo marino, etcétera. Para contextualizar las principales fuerzas que tienen un efecto en las corrientes oceánicas se encuentra con mayor relevancia, el viento, la marea y la circulación termohalina.

De igual forma Echeverría (2017) clasifica las corrientes oceánicas en:

Tabla 2.1 Tipos de corrientes oceánicas, elaboración propia, Echeverría (2017).

Tipos de corrientes oceánicas	Descripción
Corrientes profundas	Se le denominan ríos submarinos debido a su profundidad de más de 100 metros y son impulsadas en su mayoría por su diferencia termohalina.
Corrientes superficiales	Representan del 8 al 10% del agua contenida en el océano teniendo un movimiento a favor de las manecillas del reloj en el hemisferio norte y en contra de las manecillas en el hemisferio sur.
Corrientes costeras	Se forman por el viento que sopla a lo largo de las costas teniendo incidencia en las olas del mar y por consecuente en las corrientes.
Corrientes de marea	Tienen su origen de acuerdo con la marea.

2.4 Energía de las corrientes marinas

La energía de las corrientes marinas como se ha mencionado a lo largo del texto es una fuente de obtención de energía viable de igual forma tiene la cualidad de ser abundante e inagotable.

Montolloch (2010) menciona que estudios recientes al momento de publicación del trabajo de investigación indican que las corrientes marinas tienen el potencial de abastecer en un futuro una fracción grande del consumo de electricidad. El potencial del Recurso Europeo está estimado para exceder los 12,000MW de la capacidad instalada.

Las corrientes marinas son una fuente de energía bastante confiable además de abundante, de acuerdo con Núñez, la confiabilidad de esta fuente de energía se debe a que las causas inerciales de las que depende son constantes además de conocidas, ya que éstas solo suelen variar con la época del año.

Cabe recalcar que de igual forma existe una mayor capacidad energética en un medio donde el fluido de trabajo es agua comparado a uno donde el fluido es aire, ya que la densidad del agua de mar tiene un valor promedio de 1.015 Kg/m3, lo que de acuerdo con Núñez (2009) en términos prácticos si se tuviera una corriente de agua marina que discurre a una velocidad de 2 m/s posee por cada m2 de área perpendicular a su flujo, la misma energía que una corriente eólica de 18 m/s.

Los dispositivos que permiten la extracción de la energía de corrientes marinas a través de un generador basan su funcionamiento en la forma en la que serán posicionados en medio del flujo y si bien los diseños pueden ser bastantes amplios Núñez (2009) los agrupa en tres tipologías:

- **Rotores de flujo axial,** estos son aquellos cuyo eje es horizontal y en la misma dirección del flujo, podemos encontrar una similitud en la forma que poseen los generadores eólicos o con las hélices que propulsan los buques.
- **Rotores de eje vertical**, en estos rotores el flujo de la corriente es en sentido transversal al eje y lo forman conjuntos de palas verticales que giran sobre ese eje, impulsadas transversalmente por el flujo.
- **Alerones que basculan alternativamente,** estos funcionan cuando el flujo de agua las impulsa causando que, debido a la fuerza de sustentación que la corriente provoca, el alerón oscile en un movimiento vertical que independientemente de si la posición de la aleta es horizontal o en un plano ligeramente inclinado con la dirección de la corriente genera energía eléctrica, muchos prototipos de tienen una forma similar a las alas de un avión o como es el caso del prototipo BioStream tiene forma de aleta de tiburón.



Ilustración 2.2 Prototipos: Izqueirda. Guinard Energies, Centro. ORPC RivGen y Derecha. Bio Stream, Niebuhr, C (2019) y GTD (2009).

De acuerdo con Núñez (2009) en cuanto al sistema:

> "que permite su posicionamiento en la corriente, puede ser una estructura apoyada por gravedad en el fondo marino o bien pilotada en el lecho marino, al modo de los grandes generadores de aprovechamiento eólico offshore y también estructuras flotantes, que actúan bien a flote o en inmersión y, en todos estos últimos casos debe disponerse el correspondiente sistema de fondeo (p.102: 2009)."

Más adelante en temas posteriores se hará una descripción más detallada de los sistemas de anclaje o de soporte, que permiten en el posicionamiento en el emplazamiento deseado y que siguen siendo los más utilizados.

De igual forma Núñez dice que las condiciones del lecho marino son las que dictaminaran qué tipo de sistema de soporte se empleará, además en su investigación se menciona que para ese año el Reino Unido era el país que había producido más diseños para la obtención de energía a través de las corrientes marinas, ya que su litoral posee las condiciones idóneas para este tipo de tecnología, de igual forma menciona que en ese momento era de los países que más destinaban grandes cantidades de dinero para la investigación y desarrollo en este tipo de tecnologías.

De igual forma Montolloch (2010) menciona que, si bien estas tecnologías pueden ser una respuesta latente al problema con los combustibles fósiles, aún se encuentran en etapa precomercial con un alto precio en el costo por energía, aunque se espera que para el 2020 se logre un costo nivelado de la energía en 150 Libras /MWh tanto para la energía de marea como de corriente.

Ante el gran desarrollo e investigación en formas de extraer la energía marina, se presentaron alternativas que complementaran el aumento creciente de parques eólicos off-shore, ya que muchos de estos son colocados kilómetros mar adentro teniendo en muchas localizaciones la posibilidad de poder emplear nuevas tecnologías tal como lo es la colocación, esta tecnología tiene como ventaja el uso compartido de la conexión eléctrica así como de la estructura y el sistema de soporte que de estabilidad.

Todo esto tiene como consecuencia que los costos de operación sean más baratos además de que permite darle un tratamiento compartido a la corriente de salida teniendo de igual forma una reducción en el costo de la generación de electricidad, así mismo genera más estabilidad en la estructura y la red teniendo menos intermitencias.

2.5 Turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas extraen la energía cinética de una manera muy similar a como lo hacen los aerogeneradores, sin embargo, hay diferencias en las condiciones de operación.

Como se mencionó con anterioridad la diferencia entre la densidad del aire como del agua permite el desarrollo de turbinas hidrocinéticas más pequeñas; en comparación con los aerogeneradores, y que obtengan una generación de energía equiparable.

En comparación con las corrientes de aire, la disponibilidad de las corrientes marinas se puede predecir de una manera muy precisa. De acuerdo a López (2015), otra ventaja de las turbinas hidrocinéticas es la limitación en el impacto ambiental, ya que su instalación requiere la cantidad mínima de tierra necesaria, de igual forma los dispositivos que estén totalmente sumergidos no afectarán con contaminación óptica y acústica.

Así mismo, las turbinas hidrocinéticas sumergidas son elementos que se consideran que trabajan en un ambiente seguro, ya que las condiciones extremas de clima disminuyen significativamente en las profundidades de 20 a los 30m, por esta razón muchas turbinas son colocadas a esta profundidad (López 2015).

Ya que las turbinas hidrocinéticas tienen como fluido el agua, (Montolloch, 2010) menciona que éstas se ven sometidas a esfuerzos y momentos mayores comparado con los aerogeneradores. En adición a eso, las turbinas hidrocinéticas deben de ser capaces de generar electricidad sin importar los cambios en las corrientes, de igual forma deben soportar las cargas estructurales a las que se sometan cuando no generan electricidad

El funcionamiento de las turbinas de corriente comienza por el número de palas, así como su conilustracióncón geométrica y sus perfiles hidrodinámicos que se empleen, todo montado sobre una góndola, o carcaza; conectado a una caja multiplicadora y posterior a un generador.

El efecto hidrodinámico del agua cuando fluye a través de las palas, causa que el rotor gire, el cual está conectado por un eje a la caja multiplicadora, la caja multiplicadora o caja de transmisión es usada para transformar la velocidad rotacional en el eje del rotor

a la velocidad deseada en el generador, para así producir electricidad en el generador ya que éste transformará la energía de rotación en electricidad.

La energía producida es llevada a tierra través de conexiones eléctricas. Las turbinas son montadas en una estructura capaz de soportar las condiciones de la zona.

Diego Hincapié Zuluaga (2018) en su trabajo titulado: “Turbinas Hidrocinéticas de eje horizontal: una revisión a la literatura”, menciona

> La fabricación de una THCEH no es una labor sencilla, debido a que deben considerarse factores como rentabilidad, inversión, costos de operación y fuentes alternativas, por lo cual, con el fin de mejorar su rentabilidad de forma directa, se deben reducir los costos de diseño, materiales, fabricación y mantenimiento (p.189: 2018).

Es importante mencionar que la abreviación que el autor ocupa THCEH, es una abreviación para Turbinas Hidrocinéticas de Eje Horizontal, así mismo Hincapié (2018) menciona que para la correcta implementación de este tipo de turbinas es necesario tener como respaldo un análisis estructural que avale la factibilidad y rentabilidad del material a emplear.

2.6 Disco Difusor

La potencia extraíble de una corriente haciendo uso de una turbina hidrocinética estará limitada por la Ley de Betz, Echeverría (2017) quien menciona que en el año de 1919 el físico alemán Albertz Betz concluyó que el máximo coeficiente de potencia extraíble en los diseños de turbinas de tipo hidrocinéticas como aerogeneradores será de 0.593.

Por otro lado, Barea (2016) define esta ley como:

> La potencia extraída de una corriente depende de la densidad del fluido, de su velocidad al cubo y de la superficie de la sección atravesada por el fluido en la turbina (p.49: 2016).

Esto se puede ejemplificar a manera de ecuación de la siguiente forma:

$$P = \frac{1}{2}\rho A C_p v^3 \qquad \text{(2.2 Potencia extraída de una corriente)}$$

De acuerdo con Barea el enunciado antes mencionado es la conclusión de la ley de Betz, la cual demuestra que es imposible extraer en su totalidad la energía cinética contenida por una corriente de algún fluido cuando esta pase a través de una turbina.

Con el fin de elevar la potencia generada por las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal se hace uso de los discos difusores, estos permiten elevar el coeficiente de potencia por encima del límite de Betz, de acuerdo con Hincapié (2018) el uso de un disco difusor permite aumentar el flujo de agua a la entrada de la turbina y acelerar la salida del fluido de aguas abajo del rotor, mejorando la circulación y reduciendo el estancamiento del agua en dicha zona.

El aumento de la potencia percibida tras la inclusión de un disco difusor es el resultado de dos principios fundamentales:

- El primero como un incremento en el flujo másico que pasa a través del rotor y un intenso mezclado de flujos en la periferia de la estela turbulenta.
- El segundo principio se encuentra ligado directamente a la incidencia de vorticidades, las cuales generan una mayor velocidad en el perímetro del tubo de corriente y una caída de presión en la zona posterior, siendo estos fenómenos precursores parciales del incremento del flujo másico.

De acuerdo con Hincapié se realizaron numerosos estudios con el fin de analizar los discos difusores, menciona uno realizado por Gaden y Bibeau (2018), en el cual se analizó su viabilidad en turbinas hidrocinéticas de eje horizontal, teniendo como resultado que con el difusor empleado la potencia extraíble era de hasta 3.1 veces más en comparación con una turbina hidrocinética de las mismas características pero sin el disco difusor.

Hincapié menciona que el disco difusor presenta un problema general cuando existe una caída en la presión generada a la salida, esto es provocado por la extracción de energía de la turbina que existe en el interior del conductor. Para contrarrestar esta perdida en la presión se emplea una sección convergente, con cierto ángulo de inclinación en la parte delantera del conducto y en la parte trasera se agrega una sección divergente pronunciada.

2.7 Sistemas de fijación de la Turbina

Francisco Bañuelos en su libro publicado por CEMIE-Océano (2021), Centro Mexicano de Innovación de Energía Océano por sus siglas, clasifica los sistemas de fijación de la turbina en dos: plataformas flotantes y plataformas fijas, muy diferente a la clasificación que se menciona posteriormente en el trabajo empleada por López (2015).

De acuerdo a Montolloch (2010), la elección del sistema de fijación a emplear, estará dado por las condiciones de la zona, teniendo como principal incidencia, la estratigrafía del lecho marino, las condiciones geográficas, profundidad al lecho marino, corrientes marinas, etcétera. Todo esto es para que el sistema de soporte tenga una mayor rentabilidad.

Para Bañuelos (2021), dentro de los parámetros más importantes para la selección de este tipo de sistema están:

- La profundidad a la que se colocará el sistema.
- El tipo de suelo que se encuentre en la cimentación.
- La complejidad de la instalación así como su costo.
- Las características que posee la turbina.
- Transporte de materiales para la cimentación y la instalación.

Bañuelos define la cimentación como la conexión de la plataforma (para plataformas fijas) o de la línea de amarre (para plataformas flotantes) con el lecho marino. Independientemente del tipo de plataforma que se emplee, estas se pueden cimentar por medio de pilotes, por succión o con sistemas de gravedad.

Si bien la cimentación para plataformas fijas y flotantes se rige bajo el mismo mecanismo, la elección del tipo de cimentación tendrá una gran repercusión en el sistema con el cual se conservará la posición de la turbina.

De igual forma Bañuelos (2021) menciona que:

> Para suelos rocosos las cimentaciones más recomendables son pilotes y las estructuras por gravedad. En la ilustración 2.3 podemos apreciar una descripción de los sistemas de cimentación descritos por el mencionado autor, siendo: Mono-pilote

(a), peso muerto (b) y pilotes (c).

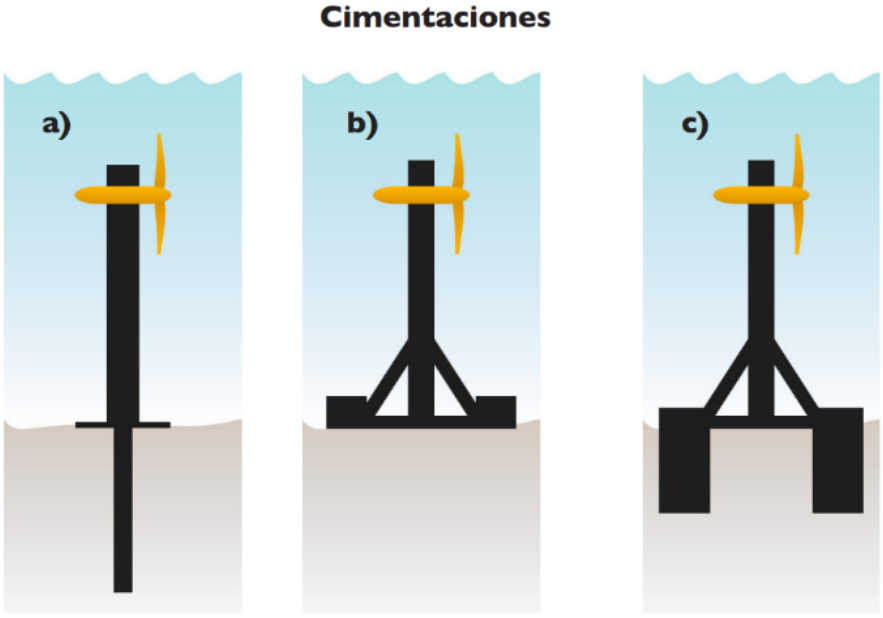


Ilustración 2.3 Tipos de cimentación. CEMIE-Océano.

Y posteriormente el autor en la ilustración 2.4 menciona de forma muy general los tipos de anclas, siendo: Arrastre (a), pilotes (b), gravedad (c) y placas (d).

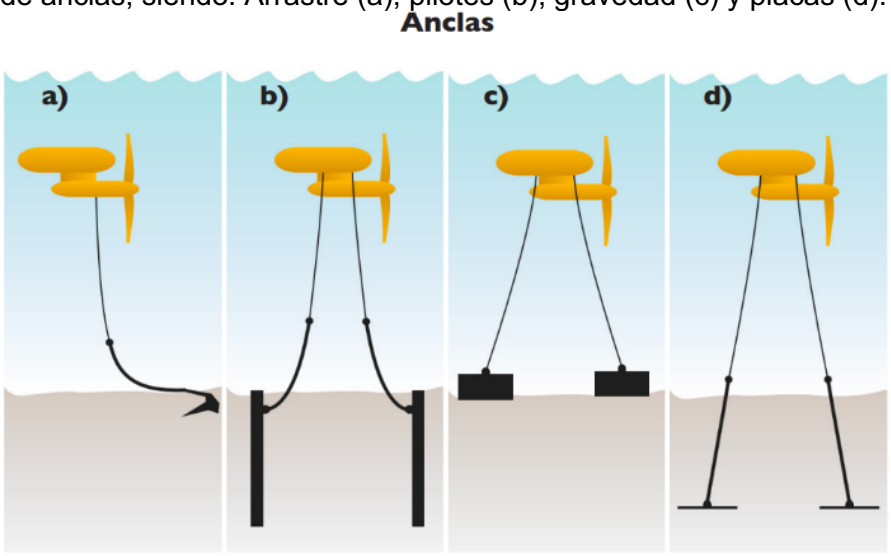


Ilustración 2.4 Tipos de Anclas. CEMIE-Océano.

2.7.1 Base fijada por gravedad en el lecho marino

Este tipo de anclaje es conocido también como anclaje por gravedad o peso muerto, ya que sus cimentaciones son fuertes y solidas debido a ese principio. En este tipo de

anclajes suelen emplearse un bloque de grandes dimensiones el cual es fijado al lecho marino ayudado de su alto peso.

López (2015) menciona que dependiendo de las condiciones se suele hacer uso de anclajes adicionales o enterramiento de parte de la base para así fijar e inhabilitar a la turbina de tener movimientos laterales.

El pilote es fijado a la base ya que de esta forma, la góndola puede desprenderse de éste, para así poder elevarla hasta la superficie y cumplir con las tareas de mantenimiento. De acuerdo con López de esta forma se reducen los costos de mantenimiento ya que de lo contrario se tendría que hacer una extracción total de la estructura o realizar el mantenimiento bajo el agua.

2.7.2 Pilotes

López hace referencia a este tipo de estructuras mencionando que son similares a las empleadas en aerogeneradores off-shore. En este tipo de estructuras se incrusta un pilote en el lecho marino, lo cual se complica ya que la cimentación en muchas ocasiones deberá ser realizada a profundidades considerables debido a las condiciones del lecho marino.

De acuerdo con López existen varias conilustracióncionesposibles para este tipo de anclajes, las cuales pueden ser: pilotes únicos, pilotes gemelos o pilotes enterrados superficialmente y anclados al lecho mediante tirantes.

Así mismo López que anclaje por pilotes, está orientada principalmente a turbinas de corrientes marinas de eje horizontal.

2.7.3 Fijaciones flexibles

López (2015) divide este tipo anclaje en tres grupos principales:

> a) **Anclaje flexible**. La turbina es anclada mediante tensores, cadenas o cables a una base fija anclada al lecho marino, esto le permite a la turbina aprovechar en su totalidad el flujo de la corriente marina ya que se puede atender a los cambios de dirección que está presente.

b) **Anclaje rígido**. El anclaje rígido como podemos deducir de su nombre hace referencia a la restricción parcial o total de los grados de libertad en la turbina. Este tipo de anclaje tiene como principal ventaja que las instalaciones con este principio ocupen una menor área y la posición de la turbina sea conocida en todo momento

Dentro de estos dos grupos pueden englobarse los anclajes de varios diseños de turbinas que se encuentran en desarrollo actualmente.

c) **Estructura flotante**. Existen dos casos posibles en la estructura flotante, la turbina puede estar flotando en conjunto con la estructura en la superficie marina o a cierta profundidad.

Este tipo de estructuras suelen estar acompañadas de tensores, cables o cadenas que se fijen a la turbina y en el otro extremo al lecho marino, para brindarle en muchos casos la estabilidad necesaria a la turbina.

De acuerdo con López este tipo de soportes o estructuras son las que presentan un costo de mantenimiento menor, ya que no es necesario incorporar un sistema para sumergir o hacer emerger la turbina. Aunado a esto la estructura que permanecerá flotando en la superficie marina, puede tener un segundo uso siendo empleada para el ordenamiento marítimo.

Además, menciona que la principal desventaja de este tipo de estructuras es su vulnerabilidad ante el oleaje, ya que al encontrarse en constante movimiento, es probable que esta oscile varios metros de altura. Para ello es necesario que la turbina cuente con un sistema de desconexión que sea estable ante marejadas para así proteger las turbinas

2.8 Sistemas de posicionamiento

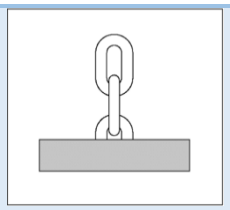
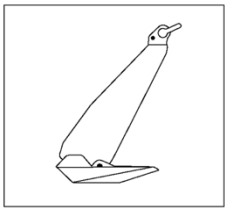
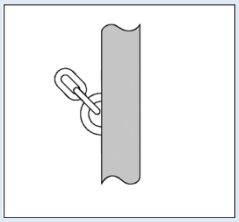
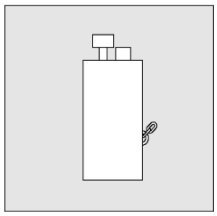
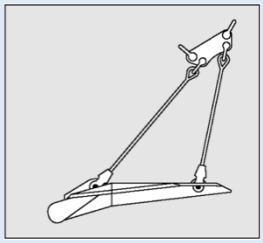
Los sistemas de posicionamiento son una parte muy importante de cualquier estructura marina flotante. Son los encargados de proporcionar estabilidad adicional y mantener la posición, evitando por ejemplo que la estructura se gire sobre sí misma o se desplace a otra ubicación.

De acuerdo a Guillermo Almazán (2001) los sistemas de anclaje constan de tres componentes: punto de anclaje, conectores y línea de anclaje.

2.8.1 Puntos de anclaje

Almazán menciona que los puntos de anclaje pueden ser de distintos tipos siendo los principales descritos en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2 Puntos de anclaje más comunes en los sistemas de posicionamiento, Almazán (2001).

Tipo de anclaje	Descripción	Ilustración
1.Peso muerto	Se realiza la fijación de cierto punto empleando su peso, el material para la fabricación de pesos muertos más comunes son de acero y hormigón.	
2.Ancla convencional	Es el tipo de anclaje más utilizado está diseñado para penetrar en el fondo, parcial o completamente. Ideal para esfuerzos horizontales y no para esfuerzos verticales.	
3.Pilotes	Es un tubo de acero hueco, ara conseguir la resistencia necesaria es necesario hincar el pilote a una gran profundidad. Son aptos para esfuerzos horizontales y verticales.	
4.Ancla de succión	Es un tubo de acero hueco, similar a un pilote pero de mucho mayor diámetro. Se introduce en el lecho marino empleando una bomba, creando así un diferencial de presión, causando que el tubo sea succionado y penetre el terreno.	
5.Ancla de carga vertical	Es un método de anclaje similar al anclaje convencional, solo que este penetra mucho más profundo en el lecho marino. Una vez instalado se posiciona en modo de carga vertical y es capaz de soportar cargas horizontales y verticales.	

En su trabajo Bañuelos (2021) hace mención del documento iec-62600-10, dicho documento proporciona metodologías para el diseño y evaluación de sistemas de amarre, para convertidores de energía marina flotantes; enlistando las anclas adecuadas para turbinas de corrientes marinas, las cuales son:

• Anclas de gravedad

• Anclas de arrastre

• Anclaje mediante pilotes

• Anclas de succión

• Anclas instaladas por gravedad

• Anclas de placa

• Anclas de hélice

No se ahondará en este tipo de anclas ya que no es la finalidad del presente trabajo.

2.8.2 Líneas de anclaje

Para aguas poco profundas las líneas de anclaje están en su mayoría compuestas por cadenas o cables de acero, sin embargo, Almazán (2001) menciona según que conforme alaumento de la profundidad, el ángulo que forma con el elemento flotante se hace más pronunciado.

2.8.2.1 Cadenas

Las cadenas son las líneas de anclaje más empleadas, estas se encuentran en distintos tamaños y grados. Para Almazán (2001) existen dos diseños principalmente: Simples y compuestas. El uso de este tipo de anclaje es ideal cuando es necesario un elemento con grandes resistencias o se prevé una abrasión excesiva en la línea.

Álvaro Igartua San Segundo en su proyecto de fin de grado titulado: “Diseño y cálculo de una plataforma flotante para un aerogenerador marino de 15MW (2021), menciona que este tipo de línea de anclaje presenta una gran resistencia mecánica y a la abrasión, lo

cual hace a este elemento idóneo para el contacto con fondo marino. De acuerdo con el autor el peso de las mismas genera una gran fuerza gravitacional incrementada así la flotabilidad de la estructura.

Cabe mencionar que este tipo de líneas de anclaje es de las más caras, debido a los altos costos de mantenimiento y a las fallas que se pueden presentar en las mismas. San. asevera que es la línea de anclaje más común para aguas de hasta 100 metros de profundidad.

2.8.2.2 Cables ligeros

El uso de fibras de materiales como: nylon, poliéster, polipropileno y polietileno; ha tenido un gran aumento en cuestiones de ingeniería marítima, ya que muchas de éstas presentan resistencias superiores al acero y módulos de elasticidad similares; aunado a esto son más fáciles de transportar y plegar.

El comportamiento de las fibras depende del material usado, con estas un peso despreciable y la flotabilidad es prácticamente neutra. Además, este tipo de materiales no sufre corrosión, lo cual lo hace un material ideal en ambiente marino.

San. (2021) menciona que este tipo de línea de anclaje es sensible a la abrasión interna entre fibras y externa con otros objetos, especialmente durante la instalación; además es sensible a cortes o a mordiscos de peces, muy diferente si se habla de cadenas y cables de acero.

2.8.2.3 Cables pesados

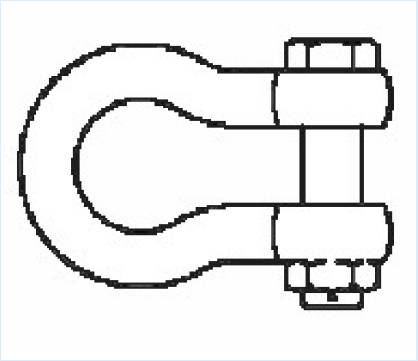
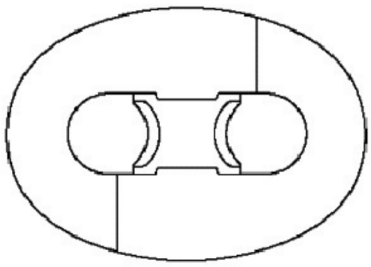
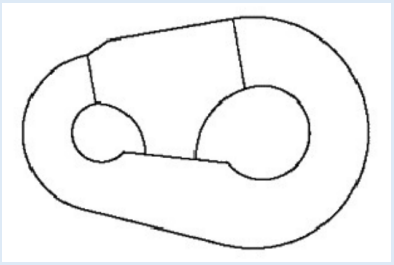
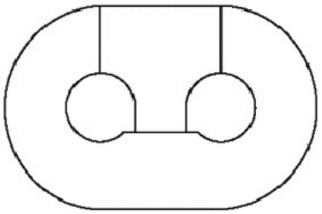
Estos se componen por los números alambres de acero torcidos en cierta forma y con características especiales, para así aumentar su resistencia, flexibilidad y en consecuencia y confiabilidad como producto. De acuerdo con Almazán (2001) la flexibilidad de un cable está en relación inversa al diámetro de los alambres individuales que lo componen, a mayor diámetro, menor flexibilidad.

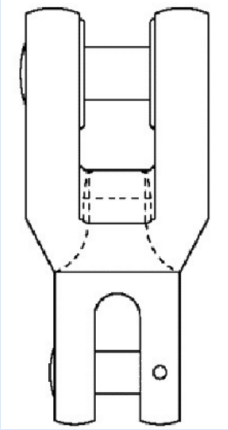
Estos tipos de cables tienen uno uso extensivo en las líneas de anclaje, uno de sus usos es resistir mordiscos de peces siendo una alternativa mucho más económica a las cadenas. San (2021) los comparan con las cadenas, mencionando que los cables tienen mayor elasticidad, menor peso y una resistencia similar; lo cual presume ser una ventaja cuando se trata de profundidades de 300m o más.

2.8.3 Conectores

Los diferentes tipos de conectores y su función se mencionan en la Tabla 2.3

Tabla 2.3 Conectores en los sistemas de posicionamiento, Almazán (2001).

Nombre del Conector	Descripción	Ilustración
Argolla	Se emplea en anclajes temporales y permanentes, además de ser muy utilizado en la industria off-shore. Su funcionamiento consiste en un arco que se cierra o abre mediante un perno o pasador.	
Eslabón de conexión tipo Kenter	No se emplean en fondeos permanentes ya que presentan una menor vida útil y una menor resistencia a la fatiga, en comparación con las cadenas.	
Eslabón de conexión en forma de pera	Es muy similar al tipo Kenter solo que cambia la forma de la conexión, así mismo estos no se emplean en fondeos permanentes.	
Eslabón de conexión tipo C	Se emplea en líneas de fondeo para unir dos tramos de cadena cuando estas tienen las mismas condiciones, su diferencia del eslabón tipo Kenter radica en su cierra del eslabón y su mecanismo de apertura.	

Eslabón giratorio	Se usa en sistemas de fondeo temporales, para liberar la línea de giro y la torsión que se genera. Generalmente los eslabones giratorios se posicionan cerca del punto de anclaje, pero de igual forma es común encontrarlos en tramos de cadena.	

2.9 Problemáticas a la hora de la extracción de la energía

Uno de los factores importante a la hora de realizar la puesta en marcha del proyecto es definir una buena localización para una turbina marina, la cual será aquella cuyas barimetrías y propiedades del lecho marino sean las idóneas para poder limitar el impacto ambiental en la zona donde se realizará el emplazamiento.

De acuerdo con López (2015):

> Uno de los principales inconvenientes a que se debe hacer frente a la hora de encarar la problemática que supone la extracción de este tipo de energía es la profundidad de trabajo de los equipos. Las principales fuentes de recurso se encuentran en zonas donde la profundidad del agua es relativamente poco profunda, existe una gran amplitud de mareas y la velocidad de las corrientes es amplificada por canalizaciones naturales que hacen que la sección de agua disminuya (p.14: 2015).

También se deberá considerar la distancia con la red eléctrica local, así como las condiciones orográficas y biológicas del terreno. Estas características, limitan las posibles ubicaciones a zonas costeras o próximas a la costa con una orografía suave y que no estén protegidas por leyes medioambientales.

Así mismo la viabilidad económica de un proyecto de esta índole; donde la generación de energía eléctrica será a partir de las corrientes marinas, es la velocidad de corriente que debe existir en el medio teniendo como referencia que una velocidad aceptable es entre 2 y 2.5 m/s de acuerdo con López (2015) ya que de lo contrario la densidad energética no sería la suficiente.

Para optimizar el rendimiento de la turbina y su sistema de soporte en entornos marinos, es crucial considerar el impacto de la salinidad, que puede causar corrosión en los componentes. Para mitigar este efecto, se recomienda utilizar materiales no metálicos y realizar un mantenimiento regular, asegurando así una mayor durabilidad de los equipos.

No obstante, el hecho de que las turbinas estén sumergidas o muy cerca del lecho marino permite que agentes naturales tales como tormentas y ciclones tengan un efecto mínimo en la estructura de éstas. Pero uno de los factores que si puede afectar es el daño por escombros que se encuentren en los lechos marinos o suspendidos en el agua, ya que la corriente en muchos casos favorece el arrastre de éstos.

Otro inconveniente además de los mencionados es la fauna marina que se adhiere a las palas del rotor, reduciendo la efectividad con el paso del tiempo por desprendimiento de capa límite del flujo. López (2015) menciona que este problema se resuelve con el uso de pinturas y materiales con efectos antiincrustantes.

Guillem Candelas Corrales (2020) en su trabajo de investigación titulado *Diseño de un aerogenerador con soporte jacket*, menciona que un gran inconveniente que acomete en contra de las grandes estructuras de soporte es la corrosión, ya que esta afecta directamente en la durabilidad de la estructura.

Así mismo Candelas (2020) menciona que:

> Si bien es cierto, que evitar la corrosión es casi imposible, se puede conseguir una gran reducción en sus efectos y retrasar su aparición en la estructura. Para ello, se emplean distintas técnicas como son los recubrimientos especiales. Estos recubrimientos, para evitar la corrosión, son altos en zinc debido a que es uno de los metales anódicos más eficientes en relación calidad/precio (p. 31).

Los recubrimientos por TSA (Thermally Sprayed Alluminium), es una de las tecnologías empleadas en Europa, la cual otorga una resistencia que puede llegar a los 20 años, este recubrimiento tiene su funcionamiento en la pulverización térmica del aluminio.

Otro método mencionado por Candelas para evitar la corrosión en las estructuras es la colocación de ánodos de sacrificio, los cuales se conectan eléctricamente a la estructura, se colocan previendo evitar el daño cuando existan operaciones de transporte y fondeo a lo largo de sus años de servicio.

Si bien lo que menciona el autor es para estructuras de soporte usadas en aerogeneradores off-shore, en donde las estructuras son mucho más grandes además de que son diseñadas para soportar mayores cargas debido al peso del aerogenerador.

Se entiende que las condiciones del medio a las que estarán expuestas serán similares. Es por eso que los tratamientos en contra de la corrosión el mencionado autor, pueden ser empleados en las estructuras de soporte para turbinas hidrocinéticas que presenten los mismos materiales a las estructuras de los aerogeneradores off-shore.

2.10 Proyectos Desarrollados

En su trabajo de investigación el autor López (2015) menciona una turbina que se aprovecha del efecto Venturi, este efecto no ha sido mencionado anteriormente en el trabajo de investigación actual.

Ya que si bien la estructura de un efecto Venturi, (Fauroux, L., Eterovic, J. y Degaetani, O. 2018) el efecto venturi y su incidencia en puede parecer similar a la de un disco difusor, no se rigen bajo el mismo principio; ya que en el caso del disco Venturi este se aprovecha de los cambios de presiones que ocurren dentro de su estructura favoreciéndose principalmente de la aparición de presiones negativas. Por el contrario de los discos difusores que se aprovecha de las turbulencias generadas por el fluido a la entrada de las estructuras.

Esta turbina es desarrollada por la compañía Lunar Energy su nombre es “LTT” con una capacidad de 2,4 MW, lo que la hace la turbina de mayor potencia desarrollada en ese momento. El prototipo, consta de una turbina de eje horizontal con el acoplamiento para el uso de un disco difusor.



Ilustración 2.5 Turbina LTT. López (2015).

Este tipo de acoplamientos en las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal tienen como ventaja que a partir de una misma corriente marina, el tamaño del rotor puede ser hasta cinco veces menor a las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal que no tengan este acoplamiento.

Las características de la LTT, permiten que ésta sea utilizada en localizaciones donde la profundidad del lecho marino es poca y esta es probablemente una limitación del algún tipo. El diseño con el que está elaborada la turbina hidrocinética, le permite trabajar con la misma eficiencia sin importar el sentido de ésta, ya que de acuerdo con López, el ángulo de las palas del rotor es el óptimo para de esta forma poder obtener la máxima extracción de energía contenida en la corriente.

La forma en la que está diseñada esta turbina hace innecesario el uso de palas a paso a móvil, estas palas son una solución en las zonas donde existe un gran paso de material que puede estorbar o atorarse en las palas del motor; consiguiendo con esto una simplificación en el diseño del rotor, lo cual trae consigo de acuerdo con López consistencia y fiabilidad a la turbina, teniendo como resultado un diseño más económico junto con su fabricación y se desea la explotación de la misma.

El uso del disco difusor de acuerdo a la investigación de López permite de igual forma conocer las líneas de flujo, concentrando y acelerando las líneas de corriente a su paso por la misma.

De acuerdo con lo presentado en la investigación de López (2015), uno de los puntos que tiene más incidencia en el desempeño de las turbinas de eje horizontal con este tipo de dispositivos, es el ángulo de ataque de la corriente sobre el eje axial del rotor, de acuerdo a los estudios mostrados dentro de esa investigación se evidencia que el máximo de potencia se obtiene para un ángulo de 27°.

2.10.1 Metodología para el diseño e implementación de un disco difusor sobre una turbina marina hidrocinética

Entre los trabajos más recientes relacionados con el estudio de turbinas hidrocinéticas destaca el desarrollado por Cano (2023), quien analizó el desempeño hidrodinámico de una turbina tripala de eje horizontal con anillo difusor.

Su investigación abordó aspectos como la optimización del diseño geométrico y la evaluación del desempeño energético mediante simulaciones computacionales. Este trabajo sienta una base fundamental para el presente estudio, ya que proporciona una metodología sólida y resultados clave.

Es por ello que esta investigación da continuidad a su trabajo, enfocándose en el diseño y análisis estructural del sistema de soporte acoplado, evaluando su estabilidad y durabilidad bajo las condiciones hidrodinámicas propuestas.

3. Marco Teorico

3.1 Perfiles estructurales

En el anexo, se encuentran las tablas de los perfiles estructurales a considerar por este trabajo así como sus momentos de inercia.

3.2 Notación esencial

Para una mejor comprensión del lector en este capítulo es necesario conocer la nomenclatura mencionada en la Tabla 3.1, la cual no es universal pero de acuerdo a García, P (2009) es la notación más empleada en la literatura relacionada a la fatiga:

Tabla 3.1 Nomenclatura más común en literatura relacionada a la fatiga, García, P (2009).

Nombre	Notación	Descripción
Esfuerzo máximo	σ_{max}	El valor algebraico más alto de esfuerzo durante un ciclo
Esfuerzo mínimo	σ_{min}	El valor algebraico más bajo de esfuerzo durante un ciclo. Este puede ser de compresión o tracción.
Esfuerzo medio	σ_m	El esfuerzo constante (o el promedio), sobre que el que se superpone el esfuerzo oscilante.
Amplitud de esfuerzo o esfuerzo alternante	σ_a $\sigma_{max} - \sigma_m$	La amplitud del esfuerzo oscilante superpuesto
Rango de esfuerzo	σ_r	Poco empleada en la terminología de fatiga.

	$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2\,\sigma_a$	
Relación de esfuerzos	R $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}.$	Se hace uso de esta simbología para personalizar algunos estudios de fatiga con esfuerzos medios no nulos
Ciclos de aguante	$n.$	El número de ciclos de esfuerzo al que una estructura es sometida a fatiga sin fallar.
Vida en fatiga	N	El número de ciclos requeridos que llevan a la fractura final bajo una condición determinada de uso (por ej.: dados σ_{max} y σ_m, o dados σ_m y σ_a).
Resistencia a la fatiga	S_n	Es el esfuerzo que el material puede soportar durante n repeticiones o ciclos.
Límite de fatiga	S_e	Es el esfuerzo máximo que un material puede soportar durante n repeticiones o ciclos, cuando n es muy grande.

3.3 Esfuerzo y deformación

Esfuerzo.

Joel Guerrero (2015), en su trabajo titulado “Principios de Geonavegación”, define el esfuerzo como:

> “La fuerza por unidad de superficie que soporta o se aplica sobre un cuerpo, es decir es la relación entre la fuerza aplicada y la superficie en la cual se aplica (p.8; 2008).”

Es importante entender que al variar la superficie en el cuerpo la relación fuerza/superficie también varía, es por eso que una fuerza aplicada a un cuerpo no va a generar el mismo esfuerzo sobre cada una de las superficies del cuerpo.

En el documento rescatado del portal de material bibliográfico de la universidad “DPG Polytechnic”, S.F. y autor desconocido; se define el esfuerzo como:

Cuando un material es sometido a una fuerza externa, se establece una fuerza resistente dentro del componente. La fuerza de resistencia interna por unidad de área que actúa sobre un material o la intensidad del campo de fuerzas distribuido sobre una sección dada, se llaman esfuerzos en un punto. La expresión matemática más empleada de esfuerzo es:

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad \text{(3.1 Esfuerzo)}$$

Donde:

- σ representa el esfuerzo, con unidades como: $\frac{N}{m^2}$ o Pa.
- F representa la carga, en Newtons usualmente es representada por una P.
- A es el área de la sección transversal en la cual la fuerza es aplicada, con unidades de m^2

Dentro de los esfuerzos a estudiar en este trabajo de investigación, se encuentran los siguientes

- Esfuerzo de tracción, σ_t (Tensile stress)

Si σ > 0 la tensión es de tracción, es decir, las fibras del componente tienden a alargarse debido a la fuerza externa.

- Esfuerzo de compresión, σ_c (Compressive stress)

Si σ < 0 la tensión es de compresión, es decir, las fibras del componente tienden a acortarse debido a la fuerza externa.

- Esfuerzo compartido, τ (Shear stress)

Cuando las fuerzas actuantes son transmitidas de una parte del cuerpo a la otra, los esfuerzos resultantes que se encuentren en un plano paralelo al de las fuerzas aplicadas se denominaran esfuerzos compartidos. Los esfuerzos compartidos actuaran de forma paralela al plano de interes.

3.4 Deformación

Guerrero, J (2015) define la deformación como cualquier modificación en la posición o en las relaciones geométricas internas a causa de un cuerpo como consecuencia de la aplicación de un campo de esfuerzos, ocasionando un cambo de forma, de posición, de volumen o de orientación. Esta deformación puede tener todos estos componentes, cuando esto ocurre se dice que la deformación es total.

En el documento rescatado de DPG polytechnic se define la deformación como el desplazamiento por unidad de longitud (adimensional). Existen varios tipos de deformación y estos varían dependiendo de la naturaleza del material y las condiciones bajo las que se encuentre, en el trabajo de DPG polytechnic se mencionan las siguientes:

- Deformación por tracción, ε_t (Tensile strain)

La elongación por unidad de área producida en la pieza se define matemáticamente:

$\varepsilon_t = \Delta L/L_0$ (3.2 Deformación por tracción)

- Deformación por compresión, ε_c (Compressive strain)

Si el campo de fuerzas aplicado es comprensivo, entonces la reducción en la longitud por unidad de longitud de la pieza, es conocida como deformación por compresión. Ya que esta es negativa la forma matemática es:

$\varepsilon_c = (-\Delta L)/L_0$ (3.3 Deformación por compresión)

- La deformación compartida, γ (Shear Strain)

Cuando una fuerza F es aplicada tangencialmente en el siguiente elemento (ilustración 3.1). El borde en el que se aplica la fuerza es desplazado y ejemplificado por la línea puntuada. Donde Δx (también se ejemplifica como δ) es el desplazamiento lateral de la cara superior del elemento con respecto a la cara inferior y h es la distancia entre las caras. Siendo así la deformación compartida se representa como:

$$\gamma = \frac{\Delta x}{H} = \frac{\delta}{H} \qquad \text{(3.4 Deformación compartida)}$$

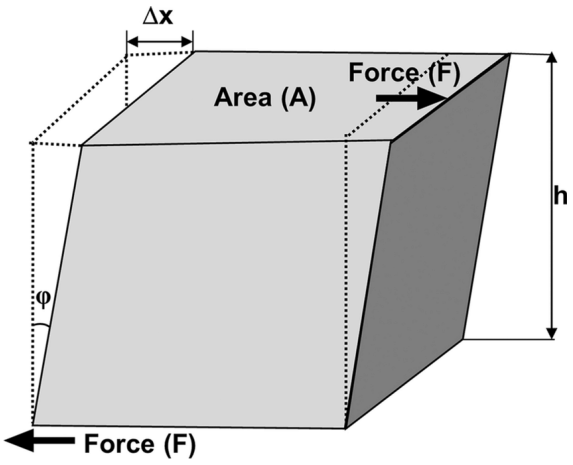


Ilustración 3.1 Deformación compartida Y o shear strain, Rovira, M (2020).

3.5 Curva Esfuerzo – Deformación (Stress vs strain)

Esta curva es la representación gráfica de la relación entre esfuerzo – deformación (stress – strain) en un material. Se obtiene sometiendo una muestra de un material a niveles de tensión, los cuales aumentan gradualmente, a la par se mide la deformación que se produce en el material.

Los diagramas esfuerzo-deformación (stress – strain) se utilizan frecuentemente para analizar el comportamiento de un material durante su carga hasta su falla. Cada material exhibe un patrón de esfuerzo-deformación único, el cual es empleado por los ingenieros de diseño para extraer propiedades mecánicas importantes como resistencia, tenacidad, elasticidad, límite elástico, energía de deformación, resiliencia y ductilidad.

La curva esfuerzo-deformación suele tener dos partes:

- La región elástica

En ella el material se deforma en respuesta a la tensión aplicada, pero la deformación no es permanente. El material vuelve a su forma y tamaño originales cuando se elimina la tensión. La relación entre tensión y deformación en esta región es lineal y la pendiente de la línea se llama módulo de Young o módulo elástico del material.

- La región plástica.

En la región plástica, la deformación que los materiales presentan a la tensión aplicada es permanente, esto quiere decir que el material no se recupera cuando se elimina la tensión. La relación entre tensión y deformación en esta región no es lineal. Depende de las propiedades del material, como su límite elástico, resistencia última y ductilidad.

En la ilustración 3.2 se aprecia la curva de esfuerzo-deformación, la región plástica se encuentra después del punto C y la región elástica antes de la raya punteada, así mismo se aprecia que la al final de la elongación se llega a la fractura. Así mismo en la ilustración 3.3 se aprecia como en el eje X se encuentra la Deformación y en el eje Y el esfuerzo.

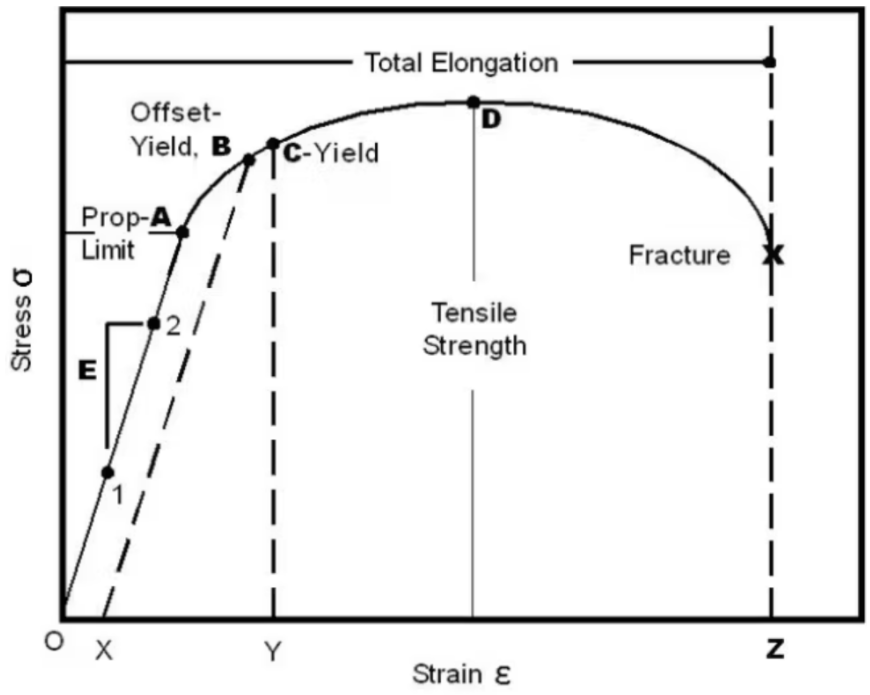


Ilustración 3.2 Ejemplo de diagrama esfuerzo-deformación, DPG Polytechnic (S.F.).

Es importante resaltar de igual forma que en el documento de “DPG Polytechnic” (S.F.), se menciona que dentro de las propiedades mecánicas de cualquier material con fines estructurales o aquellas que hacen referencia a la reacción de una carga aplicada y su relación esfuerzo – deformación se encuentran:

- Resistencia a la tracción (tensile strength)

Esta es la cantidad de carga o esfuerzo que puede soportar un material antes de que se estire y se rompa. La resistencia a la tracción es la capacidad de resistencia máxima que presenta un material ante la tensión que es causada por cargas mecánicas en el material.

- El Límite elástico (Yield Stress o Yield Strength): Es la cantidad de carga o deformación que un material puede soportar sin sufrir una deformación permanente. Es usado para calcular la máxima cantidad de carga permisible en una estructura o parte mecánica. Cualquier deformación causada por una carga mayor a la del límite elástico sería irreversible.

- Módulo de elasticidad: Es la relación entre el esfuerzo o carga en un cuerpo y la deformación correspondiente. Cuando una fuerza es aplicada en un material, esta se deformara y se elongará en la dirección de la fuerza. Como se mencionaba si la fuerza supera el límite elástico la deformación será irreversible pero si el módulo de elasticidad es mayor esto quiere decir que el material es rígido.

- Alargamiento de rotura: Es la relación entre la medida inicial antes de la rotura del material y la medida del material a la rotura. Expresa la capacidad de resistir cambios de forma sin sufrir la formación de una fractura.

3.6 Ley de Hook (Elasticidad y linealidad)

Miguel Cervera Ruiz junto con Elena Blanco Díaz en su libro titulado “Resistencia de Materiales” publicado en el 2015 por la editorial CIMNE, nos comentan que:

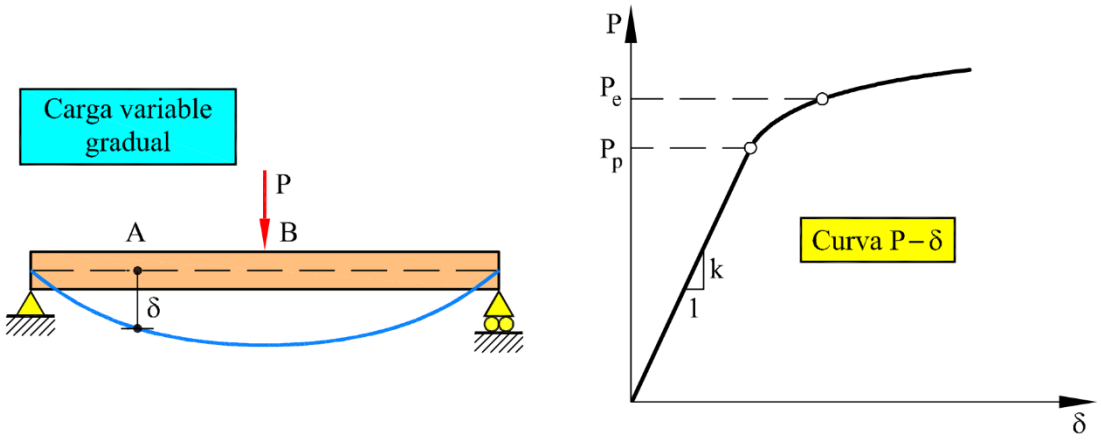
> Todo cuerpo salido se deforma bajo la acción de fuerzas aplicadas, y al cesar éstas, el cuerpo tiende a recuperar su forma primitiva. Esta tendencia que, en mayor o menor grado, tienen todos los sólidos se denomina elasticidad.

Podemos apreciar que la elasticidad no solo se remite a la deformación elástica como se había comentado anteriormente, si no a la tendencia que tiene un cuerpo a recuperar su forma después de que el esfuerzo se le sea aplicado.

Así mismo Cervera, M (2015) menciona que las deformaciones que en ellos se producen constan de una parte de deformación elástica, que desaparece al cesar las fuerzas aplicadas, y una parte de deformación permanente, que se mantiene posteriormente. En un elevado número de sólidos, si las fuerzas no sobrepasan determinados valores, las deformaciones permanentes son muy pequeñas, y en consecuencia, dichos cuerpos pueden considerarse elásticos.

En el mismo capítulo el autor Miguel, C. (2015) nos da un ejemplo para comprender de mejor manera esta Ley de Hook:

> Consideremos un experimento sencillo: se monta una viga biapoyada como la de la Ilustración 3.3 y se mide el desplazamiento vertical de un cierto punto A de la misma producido por una fuerza P aplicada en otro punto B de dicha viga. La fuerza P se aumenta de forma gradual hasta un cierto valor y se dibuja la curva $P - \delta$ obtenida.
>
> Si ahora descargamos la viga de forma gradual y dibujamos también la curva $P - \delta$ en descarga, observaremos que para valores máximos de P menores que cierto valor límite



P_e, llamado límite elástico, las ramas de carga y descarga coinciden, no hay deformación permanente, y por lo tanto, el comportamiento es elástico. Si la carga P excede el límite elástico, la rama de descarga se separa de la de carga, se producen deformaciones permanentes y se dice que el comportamiento no es perfectamente elástico.

Ilustración 3.3 Ejemplo Ley de Hook, Miguel, C. (2015).

En el mismo experimento observaremos que existe otro valor límite P_p, menor que P_e (y, normalmente, próximo a éste), llamado límite de proporcionalidad, tal que para cargas menores que éste los desplazamientos son proporcionales a las fuerzas que los originan. Este enunciado define el comportamiento elástico lineal y se conoce como ley de Hooke, ya que fue establecido por Robert Hooke en 1678 en su trabajo "De Potentia Restitutiva (of Springs)" (p.38: 2015).

Matemáticamente, la ley de Hooke se expresa de la forma:

$$P = k\,\delta \qquad \text{(3.5 Ley de Hook)}$$

Donde k es la constante de proporcionalidad entre la fuerza aplicada P y el desplazamiento δ que ésta produce. Es evidente que, esta constante depende de la geometría del problema y de las propiedades mecánicas del material.

3.7 Fatiga

Pierre García en su trabajo titulado: "Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos" (2009), menciona a la fatiga como:

El fenómeno que se produce cuando una estructura es sometida a una seria de cargas, cuyas aptitudes son variables a lo largo del tiempo, y estas causan una rotura a valores de esfuerzos inferiores a los producidos por cargas de amplitud constante.

De acuerdo a García P (2009) la normativa ASTM, define este fenómeno como: "el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a esfuerzos y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos".

La fatiga es la responsable de causar la mayor parte de roturas en las piezas en servicio, así como en los mecanismos actuantes en estructuras aeronáuticas, navales y automovilísticas, como en las estructuras civiles de puentes, etc.

El estudio de la fatiga demanda comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de la plasticidad y/o daño y que la rotura se produce bajo cargas que están aún en el periodo elástico del comportamiento del material. Lo que realmente ocurre es una pérdida de resistencia en función del número de ciclos que induce a un rebase de la resistencia máxima, causando un problema de plasticidad y/o daño secundario.

3.8 Cargas que originan fatiga

El tipo más simple de fatiga, es la carga repetida, esta es un esfuerzo alternante (los esfuerzos de flexión en un eje rotativo varían de esta manera). La amplitud de esfuerzo es igual al esfuerzo máximo, y el esfuerzo medio o promedio es nulo.

Una pieza que es deformada alternamente sobre cada lado de su conilustracióncón de equilibrio, está también fija a un esfuerzo simple alternante. Si la pieza lleva además una carga constante (como el peso de una máquina), el esfuerzo alternante se superpone a un esfuerzo medio que se deriva de la carga constante.

Por ende el esfuerzo medio ya no es cero, es igual al valor del esfuerzo constante; el esfuerzo máximo es igual al valor de la suma del esfuerzo medio y el esfuerzo alternante. Las variaciones sinusoidales simples de esfuerzo como las descritas ocurren en muchas partes de máquinas rotativas.

3.9 Otras formas de cargas

Existen una infinidad de estados de carga que originan fatiga y este trabajo de investigación se remitirá a mencionar los más básicos e importantes:

3.9.1 Esfuerzo medio nulo ($\sigma_m = 0$).

Este ocurre regularmente cuando a un esfuerzo medio se le superpone un esfuerzo alternante de cierta amplitud (σ_a). Si se llama σ_a a la amplitud del esfuerzo alternante

para cierta vida en fatiga, vemos que en términos generales el efecto del esfuerzo medio sobre σ_a es pequeño, siempre que el esfuerzo de fluencia no sea excedido, por lo tanto, la amplitud de esfuerzo σa es el factor controlador en la fatiga simple.

Existen muchas ecuaciones empíricas propuestas para representar la variación de σ_a con σ_m, García P (2009) menciona que la más usada es la ley de Goodman:

$$\sigma_a = S_e\,(1 - \sigma_m\,/Sut) \qquad \text{(3.6 Ley de Goodman)}$$

Donde S_e es la resistencia a la fatiga para un esfuerzo medio igual a cero.

La ecuación representa una variación en línea recta, empezando en el punto P sobre el eje σ_a y terminando en U sobre el eje σ_m. La Ley de Goodman proporciona valores en su mayoría son conservadores y por ende seguros para ser usados en diseño. Sólo son necesarias dos constantes del material (el esfuerzo último en tracción y el límite de resistencia a la fatiga para esfuerzos alternantes). El diagrama más común para representar la ley de Goodman se aprecia en la ilustración 3.4 así como el caso donde se encuentra en análisis de fatiga en la ilustración 3.5.

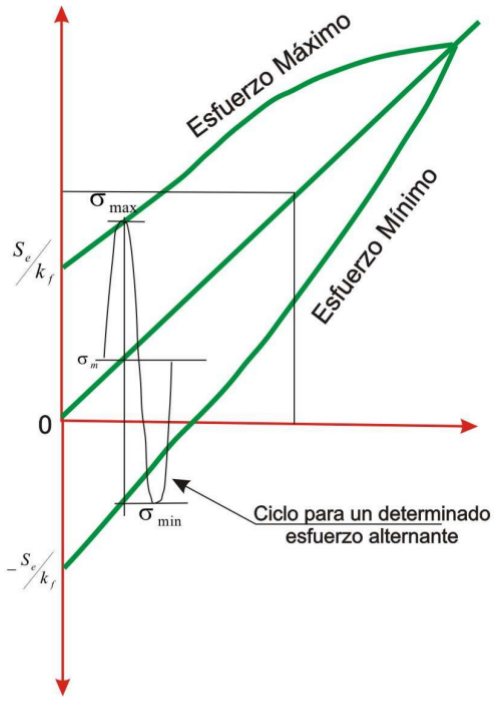


Ilustración 3.4 Diagrama de Goodman modificado, García P. (2009).

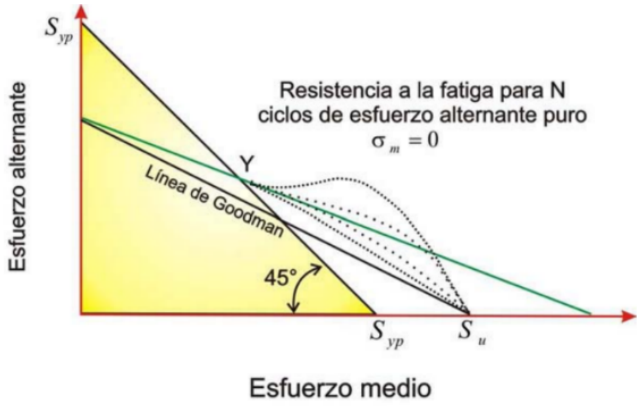


Ilustración 3.5 Línea de Goodman sobre la resistencia a la fatiga en un caso de esfuerzo altérnate puro, García P. (2009).

3.9.2 Esfuerzos de compresión

Cuando se tiene un esfuerzo medio negativo (compresión), el valor de σ_m disminuye y σ_a aumenta. Si se consideran esfuerzos alternos de compresión, el tipo de fractura puede ser diferente dependiendo del material:

- Materiales frágiles, la rotura es igual a la falla bajo compresión estática (en planos a 45°),
- Materiales dúctiles, usualmente se requieren esfuerzos superiores al de fluencia en compresión para que aparezca la falla.

Sin importar el caso, las roturas son precedidas por una deformación considerable.

3.9.3 Torsión.

La fatiga por torsión alternada representa un factor importante en la vida de todos los elementos estructurales, y este aqueja en mayor medida a aquellos elementos que están sometidos a corte puro. La nucleación del daño por este tipo de fatiga aparecerá en la superficie, según el plano de corte máximo (ya sea el longitudinal o el transversal), mientras que la propagación se desarrollará a 45º respecto al eje del spindle o del alambre, en forma frágil hasta la fractura final.

3.9.4 Concentración de esfuerzos

De acuerdo a García, P (2009), la fatiga que más sucede en la práctica es la concentración de esfuerzos. En materiales dúctiles el pico de esfuerzo bajo cargas estáticas se produce en la entalla (coeficiente que se genera por la pérdida de resistencia mecánica en las piezas o elementos mecánicos dónde exista un cambio de sección) u otra discontinuidad, esto usualmente aumenta la fluencia en ese punto y la carga se transfiere a otras partes de la pieza, esto quiere decir que la fluencia remueve la concentración de esfuerzos.

Bajo cargas repetidas, la fluencia se limita a regiones mucho más pequeñas y no puede hacer mucho para distribuir los esfuerzos, los ciclos agotan rápidamente la capacidad de deformación en frío (stress-hardening) llevando prontamente a la fisura.

García, P (2009) menciona que el factor de concentración de esfuerzos bajo régimen elástico K_t es utilizado para calcular el esfuerzo, ocasionando una reducción en el esfuerzo real aplicado.

$$\sigma_n = \frac{\sigma_n}{K_t} \qquad \text{(3.7 Factor de concentración de esfuerzos)}$$

Los valores de K_t dependen de la forma de la discontinuidad (, generalmente son obtenidos de tablas, siendo su valor máximo $K_t = 3$.

3.10 Parámetros característicos

En los ejercicios de fatiga existen parámetros y notaciones que deben de conocerse para poder realizar una interpretación acertada de los resultados arrojados por el software a la hora de probar la estructura.

La variable independiente que se controla se denomina solicitación, estás pueden ser cargas o deformaciones. Las solicitaciones que originan el fenómeno de fatiga pueden ser de distintos tipos, los casos más comunes son:

- flexión rotativa.
- flexión plana.

- tracción-compresión (axial).
- torsión, etc.

Aunado a esto a la hora de realizar la solicitación es necesario conocer, el grado de variación y el tipo de ciclo, dentro de los más comunes se encuentran:

- con inversión completa de carga (alternada pura).
- esfuerzos repetidos.
- esfuerzo irregular o aleatorio (definidos estadísticamente).

La variable dependiente, la cual es computada como resultado del ensayo, es denominada ciclos. Esta denominación de ciclos solo engloba vueltas (repeticiones o ciclos) y no el número empleado para representarlo en unidad de tiempo (en dado caso se emplea la frecuencia).

Se puede considerar que de manera general que un ciclo de esfuerzos fluctuantes está compuesto por:

- Esfuerzo medio o estacionario.
- Esfuerzo alternado o variable.
- Intervalo de esfuerzos.
- R = relación de esfuerzos.

3.11 Curva $S - N$

El diagrama $\sigma - n$, o también conocido como diagrama $S - N$ (Stress - Number of Cicles (N)) o curva de Fatiga, es la forma fundamental de ejemplificar los datos de la duración de una probeta o estructura a la fatiga, esta gráfica nos permite visualizar la variación de vida media en fatiga con el esfuerzo.

Así mismo indica la duración de la probeta expresada en números de ciclos hasta la rotura para el máximo esfuerzo aplicado. Además en el eje de las ordenadas (eje Y) se encuentran los esfuerzos máximos que producen la rotura por fatiga; y en el eje de las

abscisas (eje X), se encuentra su duración en ciclos (suele representarse en escala logarítmica $log\ N$ en lugar de N).

El diagrama se realiza gracias a una serie de ensayos a los que se somete la probeta o estructura, para así determinar el número de ciclos (N) que resiste el material a distintos σ_a, se puede considerar como un modelo gráfico de la manera en que trabaja una pieza bajo cargas de fatiga en general.

Cuando la curva $S - N$ se acerca asintóticamente a la horizontal, el esfuerzo resultante se llama límite de fatiga, también se conoce como límite de aguante, duración o endurance limit (S_e); cabe mencionar que la vida en fatiga a esfuerzos más bajos se presume ser infinita.

4. Materiales y método

4.1 Materiales

Un diseñador estructural debe tomar conciencia de que el entorno oceánico es bastante diferente del terrestre en su naturaleza química, biológica y física. La composición química del agua del océano puede variar sustancialmente según la estación así como su ubicación geográfica

Los efectos causados por el medio son muy diferentes en materiales empleados en la superficie a que si se usan los mismos pero en un medio hostil como lo es el océano. Es por eso que el diseñador estructural de cualquier proyecto tiene que tener en cuenta los cambios característicos presentados en este tipo de medios, Reddy, D. junto con Swamidas, A. en su libro “Essentials of offshore structures” (2014), estos cambios a considerar:

- La variación térmica se encuentra en rangos de variación relativamente cortos que varían de los -2°C a los 38°C.
- Contenido de sal en el océano el cual varía en rangos de 34.0 a 41.0 ppt (Partes por miles)
- La corrosividad del agua salada
- Ya que el agua es incompresible relativamente y su densidad es 800 veces la del aire (a 10°C), los grandes impactos causados sobre el océano así como otros efectos son transmitidos a través de este a grandes distancias.
- Además, los océanos imponen cargas estáticas y dinámicas muy grandes a las estructuras que operan en el océano.

Por lo tanto, los materiales utilizados en el entorno oceánico deben poder soportar grandes cargas ambientales, tener una influencia reducida de la corrosión, una alta vida útil, resistencia a la fatiga y facilidad de fabricación; aunado a esto, también debe ser económico en comparación con otros materiales alternativos como: aluminio, titanio, hormigón, etc.

4.2 Materiales compuestos

El ingeniero Juan José Viladoms Weber, (2002) en su trabajo titulado “Análisis de las propiedades de los materiales compuestos sometidos a tensión o flexión; menciona que las características de los materiales compuestos se pueden clasificar en cinco clases: homogéneos, heterogéneos, isotrópicos, ortotrópicos y anisotrópicos.

A continuación se describirán en la tabla 4.1 las características de los materiales compuestos con base en la información de Viladoms (2002):

Tabla 4.1 Características de los materiales compuestos, Viladoms (2002).

Clase	Descripción
Homogéneos	Las propiedades del material son constantes en cualquier punto en una dirección particular del cuerpo, es decir, las propiedades del material no son función de la posición en el cuerpo en una dirección particular.
Heterogéneos	Las propiedades del material cambian de un punto a otro en la misma dirección, es decir, las propiedades son función de posición en el cuerpo.
Isotrópicos	Las propiedades son las mismas en cualquier dirección en un punto dado, tendrá la misma propiedad del material en cualquier plano que pasa por un punto, es decir, todos los planos que pasan por un punto en un material isotrópico son planos de simetría de las propiedades del material.
Ortotrópicos	Tiene tres diferentes propiedades en tres diferentes direcciones perpendiculares entre si, y tiene solo tres planos perpendiculares entre si que definen la simetría de las propiedades del material. Un material ortotrópico, tendrá tres diferentes propiedades del material en las direcciones X, Y, Z. Por ejemplo, el módulo de Young se tendrá que definir en tres direcciones: Ex, EY, Ez. Por lo tanto, los planos XY, YZ y ZX deben formar los planos de simetría de las propiedades del material.
Anisotrópicos	Las propiedades del material van a ser diferentes en todas las direcciones en cualquier punto, no hay planos de simetría de las propiedades del material en cualquier punto dentro del cuerpo. En otras palabras las propiedades del material son función de la dirección en un punto determinado.

Asi mismo existen materiales isotrópicos, ortotrópicos y anisotrópicos; los cuales pueden ser homogéneos y heterogéneos. La descripción de las combinaciones de estos se exponen en la tabla 4.2:

Tabla 4.2 Descripción de las combinaciones existentes entre los materiales compuestos, Viladoms (2001).

	Clase y descripción		
	Isotrópico	Ortrotrópico	Anisotrópico
Homogéneo	Tiene todos los planos de simetría de las propiedades del material en cualquier punto, por ejemplo, el módulo de Young del material será el mismo en cualquier punto y en cualquier dirección.	Las propiedades del material en una dirección particular serán las mismas en todos los puntos dentro del cuerpo.	Las propiedades del material en una dirección particular serán iguales en cualquier otro punto en la misma dirección.
Heterogéneo	Tiene todos los planos de simetría de las propiedades del material en un punto dado, pero cualquier propiedad del material tendrá un valor diferente en cualquier otro punto, sin embargo en ese otro punto las propiedades del material van tener el mismo valor en cualquier dirección.	Las propiedades del material en una dirección particular serán diferentes en cualquier otro punto del material en el cuerpo.	Las propiedades del material en una dirección particular, serán diferentes en cualquier otro punto en la misma dirección.

4.3 Propiedades mecánicas de los materiales a emplear

4.3.1 Acero A-36

Yanqui Telenchana junto con su equipo en su trabajo titulado “Análisis de revestimientos duros en uniones soldadas de acero al carbono A36 mediante el proceso SMAW y su

incidencia en las propiedades mecánicas", comentan que el acero es muy empleado en la construcción de maquinaria, herramientas, edificios y obras públicas; por la variedad que presenta y sobre todo por la disponibilidad en el mercado.

Una ventaja muy primordial de este material es que tienen un comportamiento lineal y elástico hasta la fluencia, lo que hace que sea predecible en las estructuras, y por lo tanto es el más empleado en la industria.

Debido a la gran variedad de aceros existentes se impusieron ciertas Normas con la finalidad de regular esto, estas son impuestas por cada país, fabricante de acero y en ciertos casos también por los consumidores de este material.

La ASTM A36 cubre los requerimientos químicos y mecánicos para formas de acero al carbono, placas y barras de calidad estructural para uso en construcción remachada, atornillada o soldada de puentes, edificios y propósitos estructurales generales.

Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero A36, Mathweb (S.F.)

Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Máxima resistencia a la tracción (Tensile Strength, Ultimate)	400-550	MPa
Límite elástico (Tensile Strength, Yield)	250	MPa
Límite de fluencia a compresión (Compressive Yield Strength)	152	MPa

Las planchas de acero se usan para elaborar perfiles para las estructuras metálicas, en la siguiente tabla se describen los espesores y sus aplicaciones.

Tabla 4.4 Espesores y aplicaciones de planchas de acero Villegas, M (2009).

Espesor (mm)	Aplicación
2-4,5	Estructuras de baja resistencia, tubería soldada, piezas no críticas y que no se expongan a altos esfuerzos de puentes, construcciones y edificios.
5-13	Construcción de puentes, estructuras metálicas

4.3.2 Acero inoxidable

De acuerdo a Uriel Pérez (2018) en su trabajo “Implementación de una báscula llenadora de costales de dúplex” existen muchos tipos de acero inoxidable y no todos son adecuados para aplicaciones estructurales, en especial cuando se llevan a cabo trabajos de soldadura. Hay cinco grupos principales de acero inoxidable clasificados de acuerdo con su estructura metalúrgica: austeníticos, ferríticos, martensíticos, dúplex y endurecimiento por precipitación.

Los aceros inoxidables austeníticos y dúplex son, en general, los grupos más empleados en aplicaciones estructurales. Los aceros inoxidables austeníticos proporcionan una buena resistencia a la corrosión y propiedades de fabricación.

Los aceros inoxidables dúplex tienen una resistencia elevada y también una alta resistencia al desgaste, con una muy buena resistencia a la corrosión bajo tensión.

	Grado	Producto[1]	Espesor máximo (mm)	Mínima resistencia[2] correspondiente al 0.2% (N/mm^2)	Resistencia última a tracción (N/mm^2)	Alargamiento de rotura (%)
Aceros inoxidables austeníticos básicos de cromo y níquel	1.4301	C	8	230	540 – 750	45[3]
		H	13,5	210	520 – 720	45[3]
		P	75	210	520 – 720	45
	1.4307	C	8	220	520 –700	45
		H	13,5	200	520 –700	45
		P	75	200	500 – 700	45
Aceros inoxidables austeníticos de molibdeno, cromo y níquel	1.4401	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
	1.4404	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
Aceros inoxidables austeníticos estabilizados	1.4541	C	8	220	520 – 720	40
		H	13,5	200	520 – 720	40
		P	75	200	500 – 700	40
	1.4571	C	8	240	540 – 690	40
		H	13,5	220	540 – 690	40
		P	75	220	520 – 670	40
Aceros inoxidables austeníticos bajos en carbono, altos en nitrógeno	1.4318	C	8	350	650 – 850	35
		H	13,5	330	650 – 850	35
		P	75	330	630 – 830	45
Aceros inoxidables dúplex	1.4362	C	8	450	650 – 850	20
		H	13,5	400	650 – 850	20
		P	75	400	630 – 800	25
	1.4462	C	8	500	700 – 950	20
		H	13,5	460	700 – 950	25
		P	75	460	640 – 840	25

Notas:
1) C=fleje laminado en frío, H=fleje laminado en caliente, P=chapa laminada en caliente
2) Propiedades transversales
3) Para material más estirado, los valores mínimos son un 5% más bajos

Ilustración 4.1 Valores mínimos especificados para las propiedades mecánicas de los aceros inoxidables más comunes según EN 10088, recuperado de Uriel, P. (2018).

En la ilustración 4.1 se aprecian los valores mínimos especificados para las propiedades mecánicas de los aceros inoxidables más comunes según EN 1008, recuperado de Uriel, P (2018). De igual forma a continuación se aprecian las propiedades mecánicas de fuerza de tracción así como el límite elástico de los distintos tipos de aceros inoxidables en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 Propiedades mecánicas de fuerza de tracción, y el límite elástico de los distintos, Azo (S.F.).

	Límite elástico (Tensile Strength, Yield)	**Límite de fluencia a compresión (Compressive Yield Strength)**
Austénico	600	250
Dúplex	700	450
Ferríticos	500	280
Martensíticos	650	350
Endurecimiento por precipitación	1100	1000

La densidad de los tipos de aceros más comunes se aprecia en la tabla 4.6:

Tabla 4.6 Densidad de algunos tipos de acero, dsstainless (S.F.).

Tipos de aceros	**Densidad, g/cm^3**
Acero blando (poco carbono)	7.85
Acero de medio carbono	7.83
Acero de alto carbono	7.81
Acero	7.87
Acero inoxidable	7.7-8.0

4.3.3 Aluminio

Oliver Javier en su trabajo llamado: “Implantación de una unidad productiva dedicada a la fabricación de estructuras soldadas de aluminio”, (2005) hace mención del aluminio como:

En si las propiedades mecánicas del aluminio puro son bastante mesuradas, pero al ser aleado con otros elementos las mejoras son notables. Si de resistencia o rigidez específica se habla los aluminios son provechosos que los aceros en determinadas aplicaciones (aeronáutica, vehículos, piezas a grandes aceleraciones). Estas propiedades, junto con la gran habilidad para la conformación (deformación en frío, forja, modelo, extrusión, mecanizado), han convertido a los aluminios en el segundo grupo de materiales más empleados.

A temperatura ambiente las propiedades mecánicas del aluminio se describen en la tabla 4.7:

Tabla 4.7 Propiedades mecánicas del aluminio a temperatura ambiente, elaboración propia.

Propiedad mecánica	**Cantidad**	**Unidades**
Resistencia a la tracción	150 - 450	Mpa
Límite elástico	100 - 300	Mpa
No adecuado para soportar grandes presiones superficiales		
La resistencia a la fatiga es aceptable (sin un límite de fatiga definido)		
La resiliencia es normalmente elevada excepto para los aluminios más resistentes (Al-Cu y Al-Zn).		

En la ficha técnica sobre aluminio proporcionada por el sitio web de la empresa Alu-stock (s.f.) mencionan que:

El ambiente marino es un medio agresivo para la mayor parte de los materiales: metales, madera, plástico, etc. El costo de mantenimiento de estos materiales es más elevado en unos que en otros.

Por lo que para clasificar a estos materiales que presentan los mejores resultados se les denomino “calidad marina” porque este “label” (etiquetado) significa que su calidad ha sido verificada en ambientes marinos, es por eso que actualmente existen toda clase de

productos tales como: pinturas marinas, bronce marino e igualmente, aleaciones de aluminio marino que tienen una excelente resistencia a la corrosión en el medio marino.

El aluminio es efectivo contra la corrosión debido a la presencia permanente sobre el metal de una capa de óxido natural constituido por óxido de aluminio (Alúmina) que inhibe la acción del medio ambiente.

Aunque esta es de muy pequeño espesor, entre 50 y 100 Angströms (o sea de 50 a 100 mil millonésimas de metro) la película de óxido forma una barrera entre el metal y el medio ambiente, la cual se establece instantáneamente desde que el metal entra en contacto con un medio oxidante: el oxígeno del aire, el agua, etc.

La estabilidad físico-química de la capa de óxido por tanto tiene una gran importancia sobre la resistencia a la corrosión del aluminio. Esta estabilidad de la capa depende de las características del medio, como lo es el pH y la composición de la aleación del aluminio.

Dichas propiedades mecánicas del aluminio quedan descritas en la tabla 4.8:

Tabla 4.8 Propiedades físicas y mecánicas del aluminio, matweb (S.F.).

Propiedad física	**Valor**	**Unidades**
Densidad	2.83	g/cm^3
Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Máxima resistencia a la tracción (Tensile Strength, Ultimate)	607	MPa
Límite elástico (Tensile Strength, Yield)	538	MPa
Límite de fluencia a compresión (Compressive Yield Strength)	530	MPa

4.3.4 Polietileno de alta densidad

La diferencia clave entre el LDPE y el HDPE radica en su estructura molecular. El LDPE es más flexible debido a sus ramificaciones poliméricas, mientras que el HDPE, con cadenas más lineales y compactas, es más rígido.

Esta densidad estructural le confiere al HDPE una mayor resistencia mecánica, mejorando su desempeño frente a esfuerzos y su resistencia a la corrosión, lo que lo hace ideal para aplicaciones industriales que requieren alta durabilidad y resistencia a factores abrasivos. En la tabla 4.9 se describen las propiedades mecánicas del HDPE:

Tabla 4.9 Propiedades mecánicas del HDPE, K-Mac (S.F.).

Propiedad física	**Valor**	**Unidades**
Densidad	0.948	g/cm^3
Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Máxima resistencia a la tracción (Tensile Strength, Ultimate)	30	MPa
Límite elástico (Tensile Strength, Yield)	21.9	MPa
Resistencia mecánica a la compresión	18.6 – 24.8	MPa

4.4 Cálculo numérico

Abordar la interacción de la estructura de una turbina hidrocinética con ciertas características predeterminadas en el medio llega a ser un problema complejo, ya que es necesario tener un mecanismo de interacción que caracterice el sistema tanto en su estado inicial de reposo, como ante una situación de aumento en las corrientes marinas

y/o caudal de algún rio, hasta que llegue un momento en que los flujos se calmen y el sistema haya alcanzado una situación de reposo.

Ismael Jurado (2021) en su trabajo de tesis menciona que:

> La filosofía de cualquier método numérico relativo a la resolución de problemas de mecánica de los medios continuos busca resolver ecuaciones de gobierno complejas, para cualquier tipo de geometría, en determinados puntos o elementos, y determinando la solución para el resto del medio continúo a través de funciones de interpolación entre los mismos (p. 60: 2021).

De igual forma comenta que la discretización del medio, tiene como fin establecer funciones de interpolación que representen todo el medio continuo mediante datos de un medio discontinuo, para así poder simplificar las ecuaciones de gobierno.

4.5 Discretización con mallas

Sebastián Agudelo (2021) en su tesis titulada “Modelado numérico de una turbina para la extracción de energía por medio de las corrientes marinas”, hace mención de la importancia del mallado en la dinámica de fluidos computacional (CFD), ya que esta tiene un gran impacto en el tiempo de cálculo. Así mismo la complejidad de generar una malla apropiada para una turbina en CFD es elevada, Agueldo (2021) clasifica en tres grupos las mallas, las cuales se describen en la Tabla 4.10:

Tabla 4.10 Clasificación de las mallas

Tipo de malla	Descripción	Ventaja	Uso
Malla estructurada	La conexión de las celdas es regular y los elementos adyacentes están en un orden particular	Alta resolución, fácil convergencia y bajo uso de memoria	Se emplea en regiones importantes en donde se presentan las capas límites
Malla no estructurada	La conexión de las celdas adyacentes en la malla es irregular	Fácil generación de para una generación para una geometría sofisticada	Se emplea en otros lugares de menor importancia dentro de la geometría del modelo
Malla hibrida	Es una combinación de las mallas estructuradas y no estructuradas	Es capaz de combinar los beneficios de la malla estructurada y no estructurada	Se emplea ampliamente en el modelado CFD de dispositivos de generación

4.6 Discretizacion sin mallas

En la discretización sin mallas, el medio continuo es caracterizado por puntos que concentran las variables objeto de estudio (grados de libertad). Existen varios métodos asociados a esta técnica, presentando cada uno sus peculiaridades de cara a los criterios de discretización que aplican, así como la selección de las funciones de interpolación.

No obstante, todos estos métodos tienen como finalidad el evitar los problemas detectados con la metodología del mallado, como la distorsión de elementos o la modelización de fracturas o dispersión de partículas.

De forma general, esta metodología plantea el discretizar el espacio continuo en puntos, para aplicar el método de colocación. La técnica de la colocación se fundamenta en la búsqueda de un polinomio de coeficientes desconocidos que trate de ajustarse a la ecuación de gobierno del problema. Después, se trata de ajustar la función en todo el dominio por mínimos cuadrados (o mínimos cuadrados móviles) entre la función polinómica de aproximación y los valores reales (también desconocidos) en cada punto. Al imponer esta condición, se obtiene la expresión de la función polinómica, que emplea los valores de la función real en cada punto (incógnitas o grados de libertad) y una serie de coeficientes conocidos.

4.7 Metodologías del cálculo numérico

Existen distintas metodologías numéricas para el modelado de problemas CFD y la resolución de problemas interacción fluido-estructura (FSI), Agudelo (2021) comenta que estas metodologías se encuentran agrupadas en modelos de turbulencia y modelos de discretización.

A este trabajo de investigación solo le compete la parte estructural y la resolución de los problemas empleando los modelos de discretización ya que los modelos de turbulencia son mas empleados en proyectos donde es necesaria una resolución FSI.

4.7.1 Métodos de discretización

Los modelos no lineales (como los modelos FEA basados en ecuaciones Navier-Stokes), en su mayoría no presentan soluciones analíticas, es por eso que se hace uso de los métodos numéricos para aproximar la solución. Agueldo (2021) clasifica en tres grupos las técnicas de discretización empleadas en el modelado de CFD y de análisis estructural:

- Método de los elementos finitos (FEM).
- Método de volumen finito (FVM).
- Método de diferencia finita (FDM).

4.7.1.1 Método de elementos finitos FEM

El área en el que es más empleado este método es en análisis estructural, pero de igual forma se emplea en dinámica de fluidos.

Jurado (2021), menciona que para el análisis tensodeformacional en el método FEM, el medio continuo se discretiza en una seria de elementos definidos a su vez por una serie de nodos los cuales pueden ser los propios vértices geométricos del elemento y puntos intermedios adicionales. Sobre estos elementos se eligen las ecuaciones consecutivas, las cuáles serán las que rijan la relación entre esfuerzos y deformaciones.

Agudelo (2021), hace mención del Software ANSYS CFX, el cual es un paquete de software comercial de dinámica de fluidos computacional (CFD), comercial y ampliamente utilizado, el cual se basa en el método de elementos finitos (FEM).

En este software Agudelo (2021), comenta que mediante el uso de la función de continua suave a trozos, las ecuaciones diferenciales parciales (PDE) en el método de elementos finitos (FEM) se convierten en ecuaciones algebraicas para aproximar cantidades desconocidas.

4.7.1.2 Método de volumen finito (FVM)

Cuando en el método de elementos finitos (FEM) la función de ponderación es igual a 1 en todas las partes del dominio, surge el caso especial del método de volumen finito (FVM). En este método, se consideran las integrales de las ecuaciones gobernantes, y el dominio de la solución se subdivide en un número finito de volúmenes de control contiguo.

Después de esto al centroide de cada volumen de control se le aplica las ecuaciones de conservación, para así obtener las ecuaciones discretas del elemento. En el modelado de la dinámica de fluidos computacional (CFD) el método de volumen finito (FVM) es la técnica de discretización más versátil, así mismo es la más adecuada a geometrías complejas y aplicable a cualquier tipo de cuadriculas; así lo menciona Agudelo (2021).

4.7.1.3 Método de diferencia finita FDM

De acuerdo a Agudelo (2021) en el método de diferencia finita (FDM) las ecuaciones diferenciales gobernantes son transformadas a ecuaciones algebraicas, debido a la diferencia entre cantidades de diferentes puntos en varios espacios y tiempos, conduciendo así a la aproximación de una derivada variable por la serie de Taylor.

Con el fin de extender todos los puntos del dominio, se plantean varias formas de las derivadas de variables en cada punto que se relacionan con sus puntos vecinos, dando como resultado un conjunto de ecuaciones numéricas. Una vez que este proceso es aplicado a todos los puntos del dominio se consigue que las ecuaciones sean matemáticamente precisas.

Así mismo Agudelo (2021) menciona que el método de diferencia finita (FDM) no es el más recomendado cuando se tiene un alto grado de complejidad, y es por eso que debe de emplearse en cuadriculas estructuradas.

4.8 Criterio de máxima tensión de von Mises

Dentro de los parámetros que se busca obtener en el análisis estructural encontramos el criterio de máxima tensión de Von Mises, en el portal de ayuda de solidworks se encuentra la información referente a los criterios de fallos empleados por el software, estos criterios son los mismos que se emplearan en el modelo a realizar en el software ANSYS.

El primer criterio a abordar es el de máxima tensión propuesto por von Mises, se basa en la teoría de von Mises-Hencky, la cual también se conoce como teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima.

La teoría plantea que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación en el momento en el que la tensión de von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite elástico es empleado como el límite de tensión (Dassault Systemes, 2024).

$\sigma_{vonMises} \geq \sigma_{limit}$ (4.1 Esfuerzo de von Mises mayor o superior al límite permisible de esfuerzos)

En cuanto a las tensiones principales σ1, σ2, σ3, la tensión de von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{\frac{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2)}{2}}$$

(4.2 Tensión de Von Mises expresada en términos de las tensiones principales)

El límite elástico es una propiedad dependiente de la temperatura. Este valor especificado del límite elástico debe considerar la temperatura del componente. El factor de seguridad en una ubicación se calcula a partir de:

$$Factor\ de\ seguridad\ (FDS) = \frac{\sigma_{\text{limit}}}{\sigma_{\text{vonMises}}}$$ (4.3 Factor de seguridad de Von Mises)

4.9 Criterio de tensión de Mohr-Coulomb

Otro criterio empleado para el análisis de fallo estructural es el criterio de tensión de Mohr-Coulomb, éste criterio se basa en la teoría de Mohr-Coulomb, también llamada la teoría de rozamiento interno. La teoría predice el fallo cuando la combinación de la tensión máxima y mínima principales excede sus respectivos límites de tensión (Engineersede, S.F.).

El criterio de tensión de Mohr-Coulomb se emplea en materiales frágiles con distintas propiedades de tracción y compresión. Los materiales frágiles carecen de un punto de flexibilidad específico, por lo cual se recomienda no emplear la resistencia elástica para definir la tensión límite en este criterio.

4.10 Desarrollo de simulaciones para el análisis estructural en Ansys Mechanical

En el análisis estructural es necesario considerar el árbol de experimentos realizado en el cual se ejemplifica la metodología a seguir para la obtención de los resultados que permiten garantizar la durabilidad y fiabilidad durante la vida útil de la estructura.

Ilustración 4.2 Árbol de experimentos de las simulaciones realizadas (Parte 1/2).

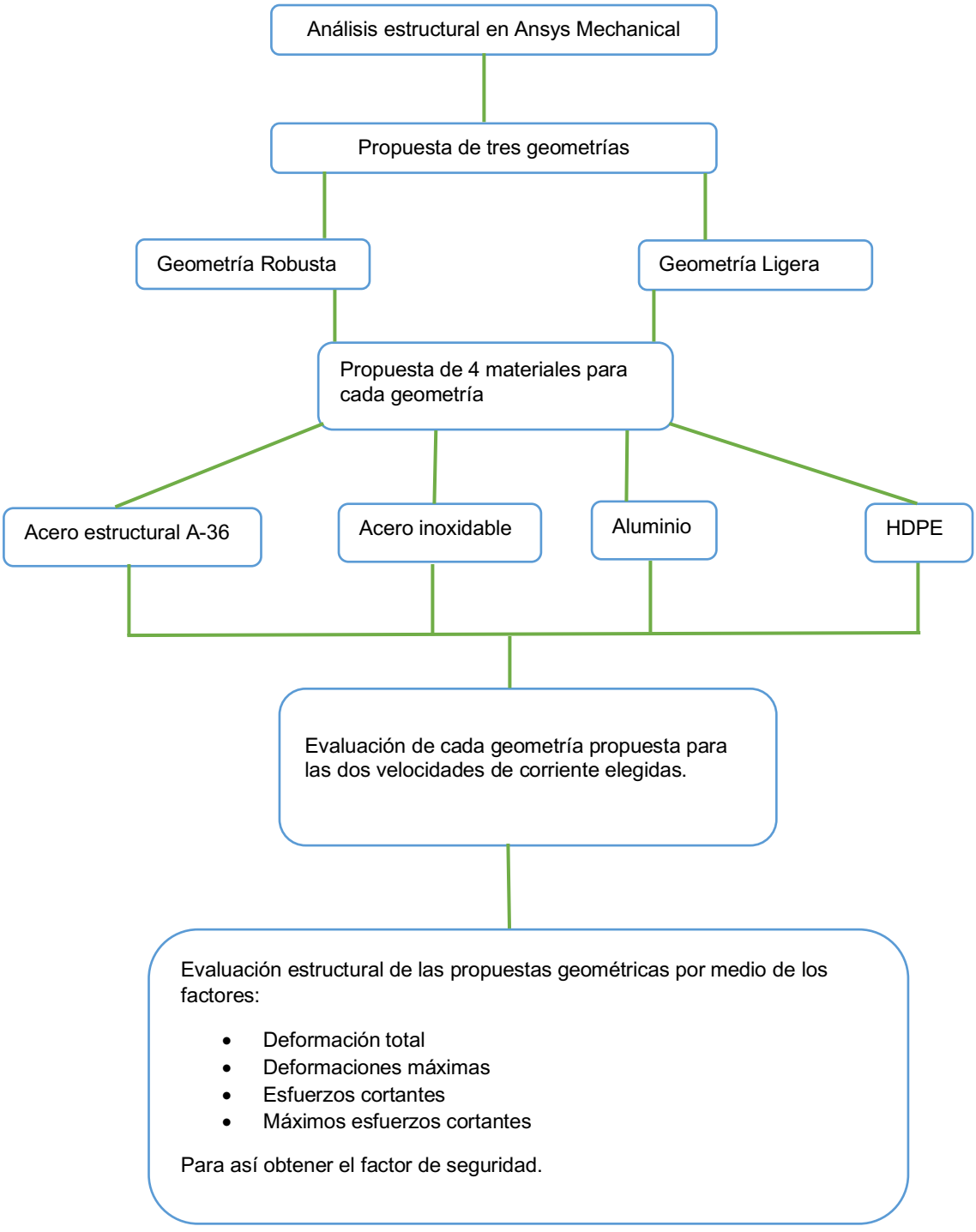
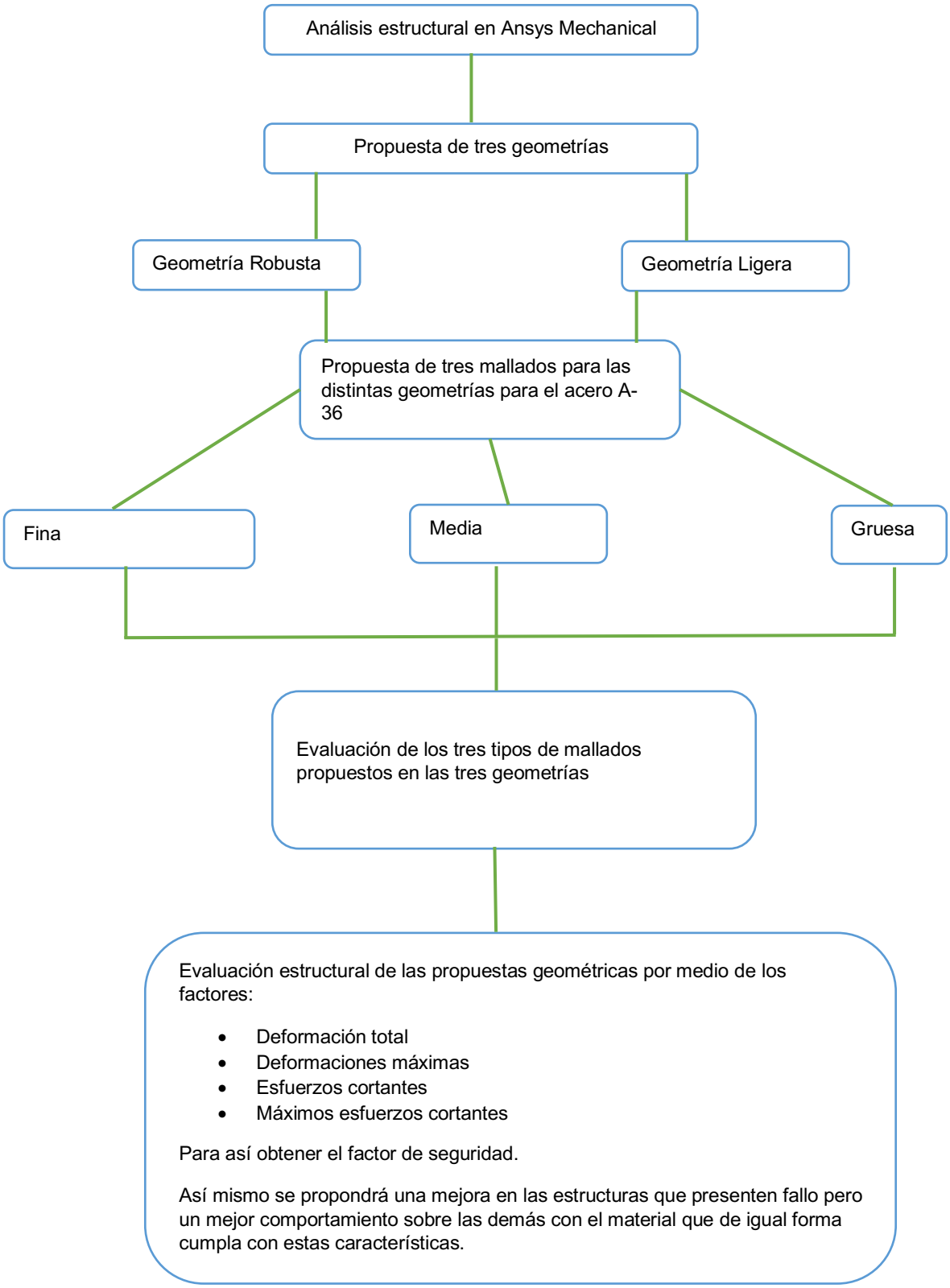


Ilustración 4.3 Árbol de experimentos de las simulaciones realizadas (Parte 2/2).



4.12 Modelo Conceptual

El modelo conceptual desarrollado en esta tesis, asume que las cargas actúan de manera uniforme y perpendicular sobre la superficie frontal de la estructura, lo que elimina la generación de momentos torsionales.

Adicionalmente, el análisis se limita a considerar únicamente cargas estáticas, lo que permite simplificar el estudio del comportamiento mecánico del sistema al enfocarse en los esfuerzos y deformaciones locales. Para representar de manera clara las condiciones de carga, se incluye un diagrama de cuerpo libre que detalla las fuerzas actuantes sobre el soporte, el cual se detalla en la ilustración 4.4 y 4.5.

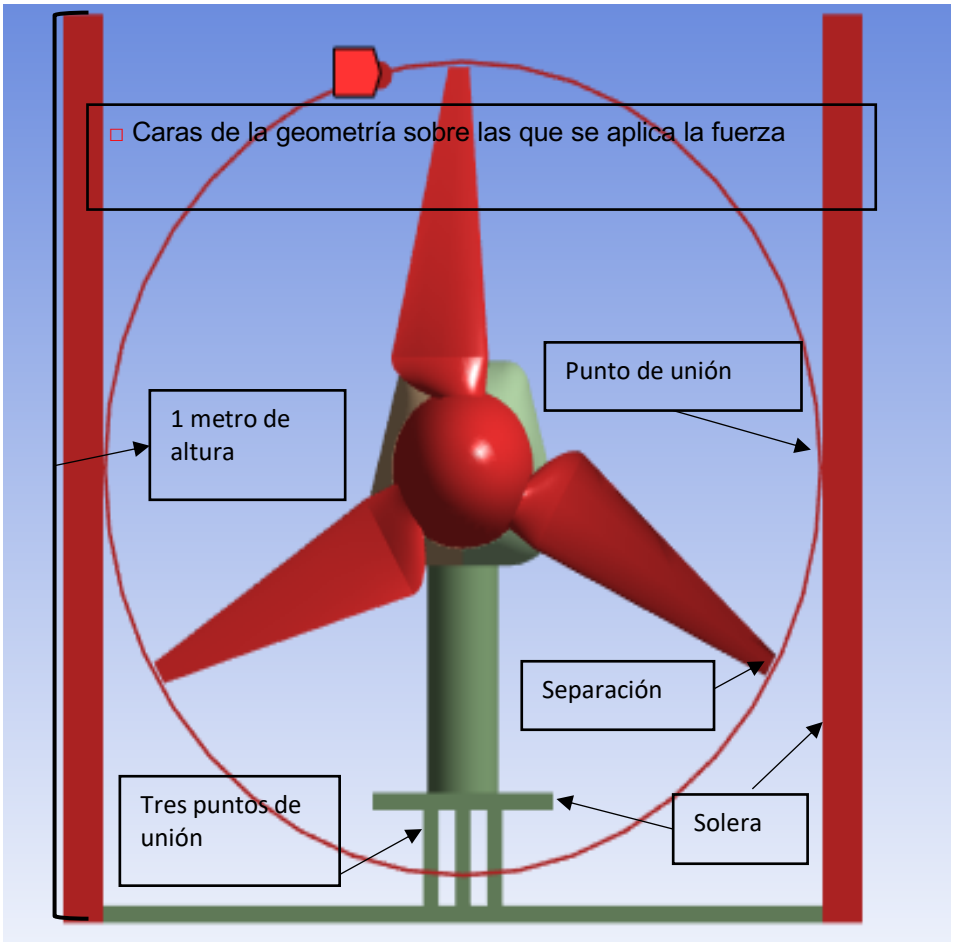


Ilustración 4.4 Diagrama de cuerpo libre de la geometría bastidor triangular, vista frontal.

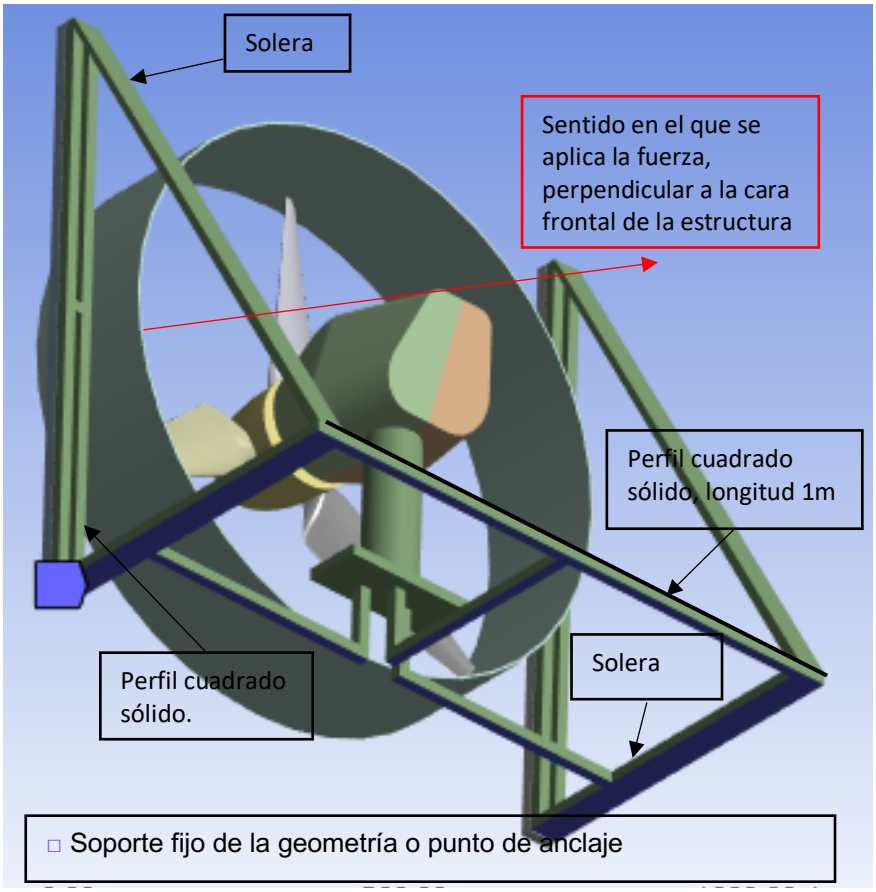


Ilustración 4.5 Diagrama de cuerpo libre de la geometría bastidor triangular, vista isométrica.

4.11 Pre-simulación

Cada propuesta geométrica será evaluada con cuatro materiales diferentes, como se mencionó teniendo como dato de cada material:

- Densidad.
- Resistencia a la tracción.
- Límite de compresión elástico.
- Resistencia máxima a la tracción.

4.12 Características geométricas de las estructuras

A continuación se muestran las características geométricas de las tres geometrías presentadas haciendo énfasis en los perfiles de acero A-36, dichos perfiles son obtenidos de la empresa gerdaucorsa con su manual de perfiles estructurales del 2019.

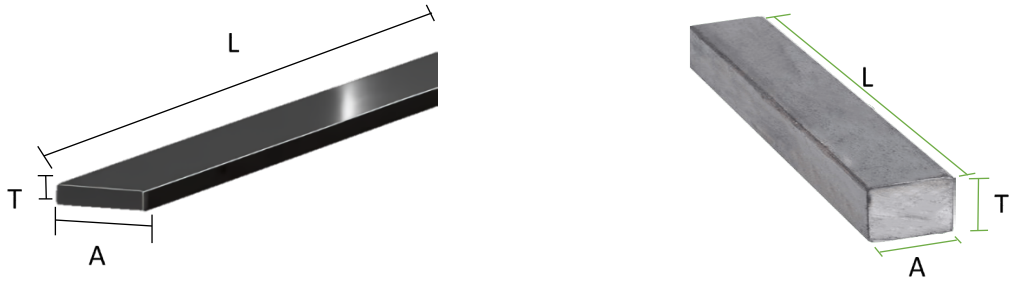


Ilustración 4.6 Perfiles estructurales empleados en la geometría con bastidor triangular, izquierda solera y derecha perfil cuadrado sólido.

Tabla 4.11 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con bastidor triangular.

	Geometría 1 [Bastidor triangular]				
	Altura (A) x Espesor (T)		Longitud (L)	Peso	
Perfil	mmxmm	inxin	cm	kg/m	Cantidad
Solera	51 x 19	2 x 3/4	59.64	5.7	2
			113.8		
Perfil	mm	in	cm	kg/m	Cantidad
Cuadrado sólido	19.1	3/4	100	2.848	5
			11.9		2

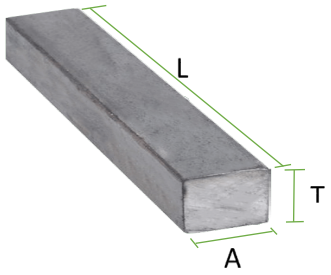


Ilustración 4.7 Perfil estructural empleado en la geometría con base rectangular, perfil cuadrado sólido.

Tabla 4.12 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con base rectangular.

	Geometría 2 [Base rectangular]				
	Altura (A) x Espesor (T)		Longitud (L)	Peso	
Perfil	mm	in	cm	kg/m	Cantidad
Cuadrado sólido	19.1	3/4	100	2.848	3
			22.5		
			12.9		1
			10		

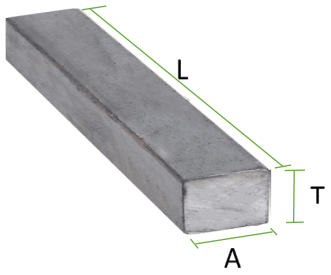


Ilustración 4.8 Perfil estructural empleado en la geometría con soportes laterales.

Tabla 4.13 Dimensiones, pesos y cantidades de los perfiles estructurales empleados en la geometría con soportes laterales.

	Geometría 3				
	Altura (A) x Espesor (T)		Longitud (L)	Peso	
Perfil	mm	in	cm	kg/m	Cantidad
Cuadrado sólido	19.1	3/4	128.1	2.848	2
			100		8
			281		1
			6.2		

4.13 Análisis estructural

El análisis estructural es un análisis en el cual se requiere mucha precisión para la selección de variables a interpretar, así como un buen conocimiento previo de la misma.

4.13.1 Geometrías

Se presentan tres propuestas geométricas para fungir como soporte de la turbina hidrocinética tripala de eje horizontal, las cuales se catalogarán como geometrías robustas o ligeras dependiendo de las características de cada una. Dichas propuestas serán evaluadas para dos condiciones de corriente, la primera será simulada para una velocidad de 0.7 m/s y la segunda para la máxima velocidad de corriente reportada por Cano (2021) Cano-Perea et al (2023) la cual es 2.67 m/s.

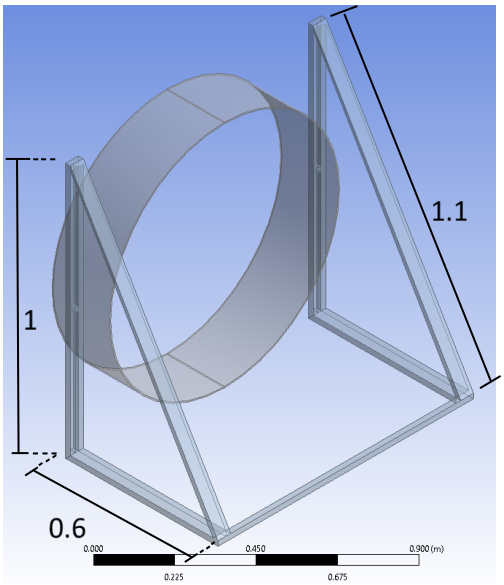


Ilustración 4.9 Geometría bastidor triangular sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

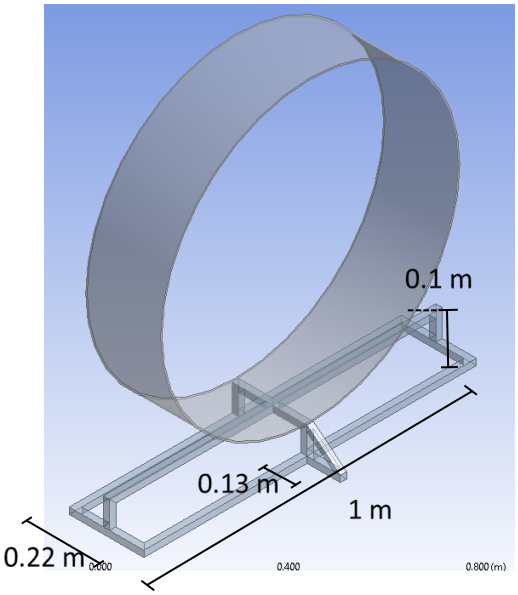


Ilustración 4.10 Geometría base rectangular sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

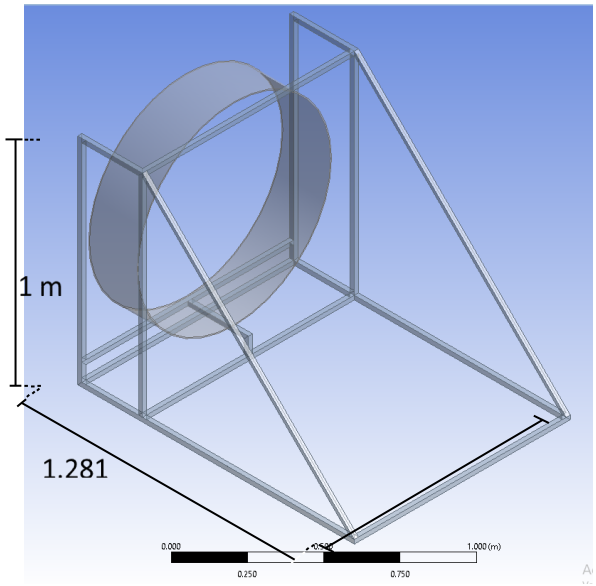


Ilustración 4.11 Geometría soportes laterales sin acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

Cabe mencionar que para este análisis estructural además de contar con las tres propuestas geométricas diferentes, cuenta con un análisis para las geometrías

mencionadas, pero con la excepción de que ahora el cálculo se realizará con la turbina acoplada para las condiciones de corriente antes mencionadas.

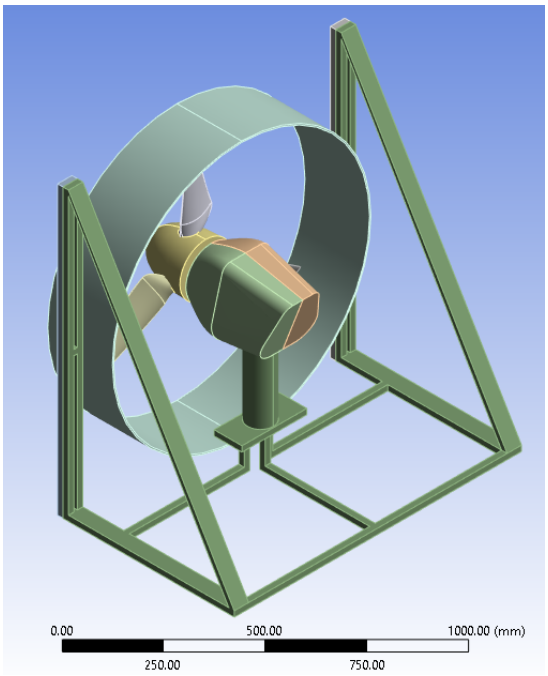


Ilustración 4.12 Geometría con bastidor triangular con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

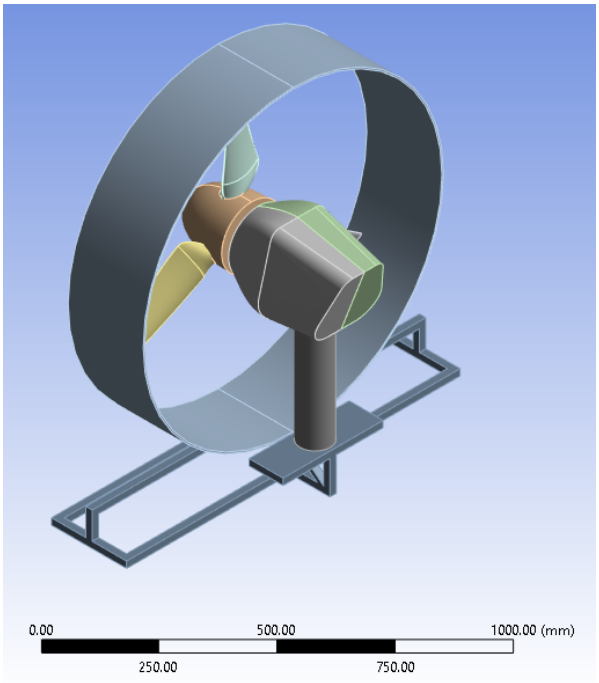


Ilustración 4.13 Geometría base rectangular con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

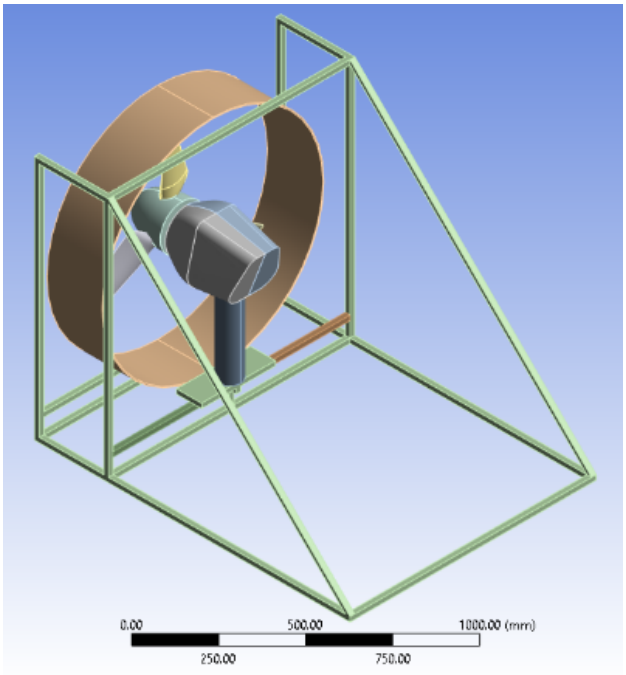


Ilustración 4.14 Geometría soportes laterales con acoplamiento de la turbia hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor.

A continuación se muestran las vistas complementarias de las tres geometrías, mostrando la vistra frontal y lateral de cada una.

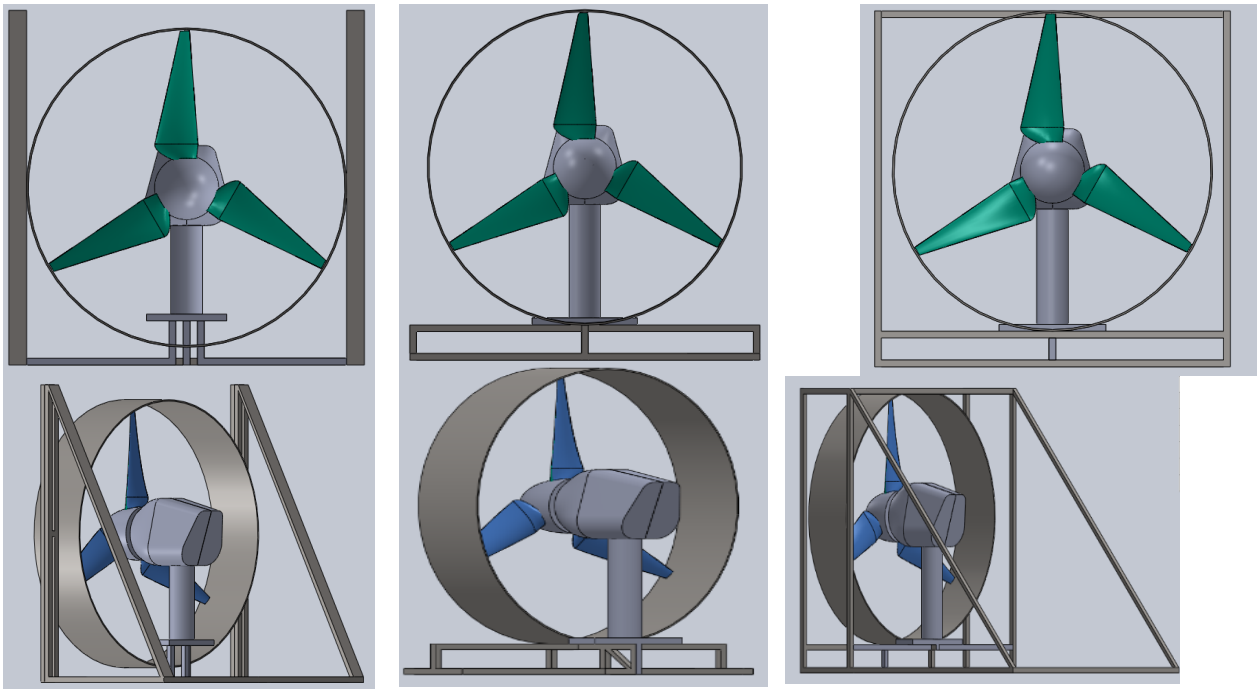


Ilustración 4.15 Vistas complementarias de las geometrías propuestas con el acople de turbina, izquierda geometría bastidor triangular, centro geometría base rectangular y derecha geometría soportes laterales.

4.13.2 Mallado

Se propondrán tres mallas para cada geometría con el acero A-36 como su material de construcción, con la finalidad de evaluar las diferencias obtenidas en el análisis estructural con el mallado: fino, medio y gruesoo.

El tamaño del sizing total del mallado fino será de 150mm ya que como se ha mencionado el mallado en el análisis estructural no requiere de una malla con gran número de elementos.

Tabla 4.14 Configuración del mallado fino en la geometría bastidor triangular.

Mallado fino					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	10	24687	144491	High	2 face sizing

Tabla 4.15 Configuración del mallado medio en la geometría bastidor triangular.

Mallado medio					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	15	18024	86209	Medium	Body sizing

Tabla 4.16 Configuración del mallado grueso en la geometría bastidor triangular.

Mallado grueso					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	20	6586	40476	Medium	

Tabla 4.17 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometria bastidor triangular.

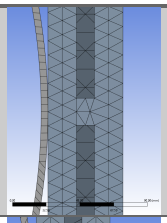
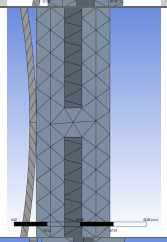
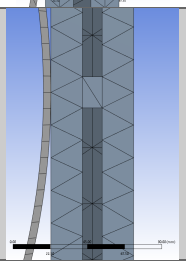
Malla	No. de elementos	No. de nodos	Ilustración
Fina	24687	119804	
Media	18024	68185	
Gruesa	6586	33890	

Tabla 4.18 Configuración del mallado fino en la geometría base rectangular.

Mallado fino					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	10	23899	139476	High	Body sizing

Tabla 4.19 Configuración del mallado medio en la geometría base rectangular.

Mallado medio					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	14	17187	99384	Medium	Face sizing

Tabla 4.20 Configuración del mallado grueso en la geometría base rectangular.

Mallado grueso					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	15	11879	66504	Medium	Body sizing

Tabla 4.21 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometría base rectangular.

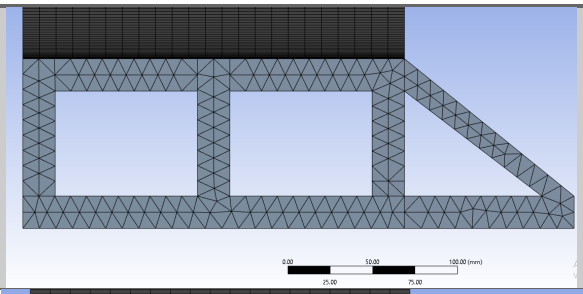
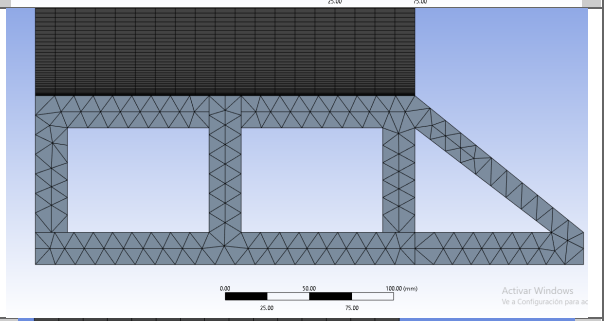
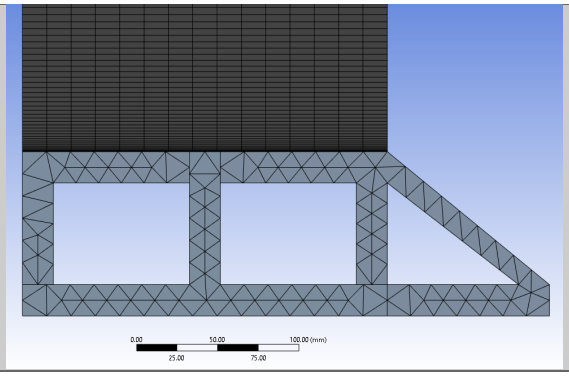
Malla	No. de elementos	No. de nodos	Ilustración
Fina	23899	115577	
Media	17187	82197	
Gruesa	11879	54625	

Tabla 4.22 Configuración del mallado fino en la geometría soportes laterales.

Mallado fino					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	13	34575	147724	High	Body sizing

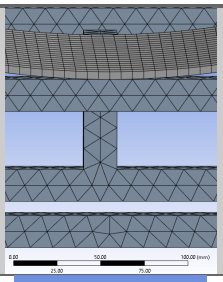
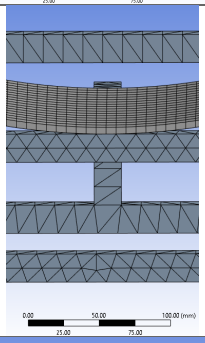
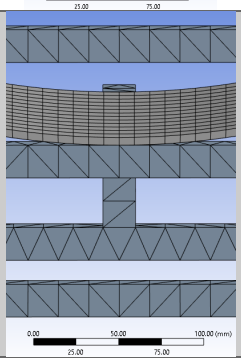
Tabla 4.23 Configuración del mallado medio en la geometría soportes laterales.

Mallado medio					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	15	17073	91751	Medium	Body sizing

Tabla 4.24 Configuración del mallado grueso en la geometría soportes laterales.

Mallado grueso					
Tipo de malla	Tamaño mínimo (mm)	Número de elementos	Elementos más nodos	Smoothing	Sizing
Controlada por el programa	18	9872	56132	Medium	

Tabla 4.25 Comparación gráfica de la composición de la malla para la geometría soportes laterales.

Malla	No. de elementos	No. de nodos	Ilustración
Fina	34575	113149	
Media	17073	74678	
Gruesa	9872	46260	

4.14 Simulaciones

Para realizar una correcta simulación de un análisis estructural en ANSYS, es necesario determinar que parte de nuestra geometría será el soporte fijo o punto de anclaje (en inglés fixed support).

Uno de los problemas más comunes en la simulación FEA es el no restringir el movimiento del cuerpo lo suficiente. El programa al ver la geometría asume que es un cuerpo libre en el espacio, por lo tanto, se deben poner las restricciones suficientes para que se comporte lo más cercano a la vida real posible.

Para este caso se tendrán que aplicar soportes fijos, estos en análisis de este tipo siempre se deberán aplicar en las zonas en las que no habrá deformación, en este caso será la cara de la base de la estructura. En la ilustración 4.10 se aprecia cómo será este el soporte fijo o punto de anclaje para la geometría bastidor triangular.

Geometría bastidor triangular

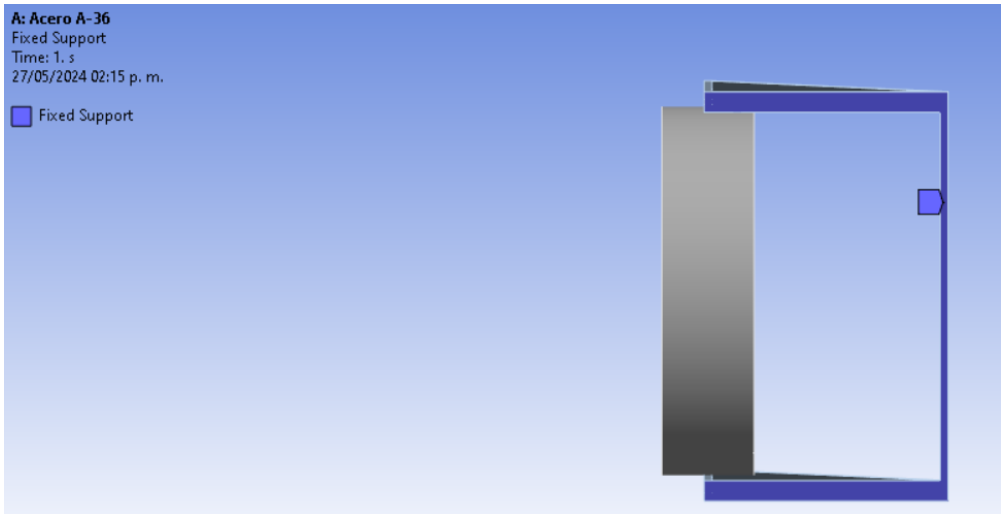


Ilustración 4.16 Elección del soporte fijo de la geometría con bastidor triangular.

Posteriormente a esto simularon dos fuerzas diferentes a las que se verá sometida la estructura, la primera es una fuerza puntual de 1657N que simulará la corriente de agua (0.7m/s) a la que estará sometida y la segunda es una fuerza puntual de 4104N dicho valor corresponde a la velocidad máxima (2.67 (m/s)) mencionada por Cano (2021) y Perea-Cano et al (2023), indicando sobre qué cara de la geometría será el empuje de la

fuerza. En donde también se seleccionará la dirección de dicho empuje, cabe recalcar que en ambos caso será perpendicular a la estructura.

Para determinar la cantidad de fuerza que soporta la corriente, se empleó el Teorema de la cantidad de movimiento lineal para fluidos. Este teorema permite calcular la fuerza a partir del flujo másico y la velocidad de la corriente, así como de las variaciones de presión en el sistema. La expresión utilizada es la siguiente:

$$F = (\dot{m} \cdot v) + (\Delta p \cdot A) \qquad \text{Donde } \Delta p = \left[\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}\right] \cdot \gamma$$

(4.4 Teorema de la cantidad de movimiento lineal para fluidos)

Siendo:

- Flujo másico ó $\dot{m}$ [kg/s].
- Velocidad de corriente ó v [m/s].
- Delta de presiones ó Δp [N/m^2].
- Área de barrido ó A [m^2].

Es importante mencionar que dichas fuerzas de igual forma estarán actuando en el disco difusor. En la ilustración 4.11 se aprecia de qué manera tendrán incidencia las fuerzas sobre la geometría bastidor triangular, cabe mencionar que la fuerza incidiera en las caras frontales de las demás geometrías y en la cara del disco que es perpendicular al flujo.

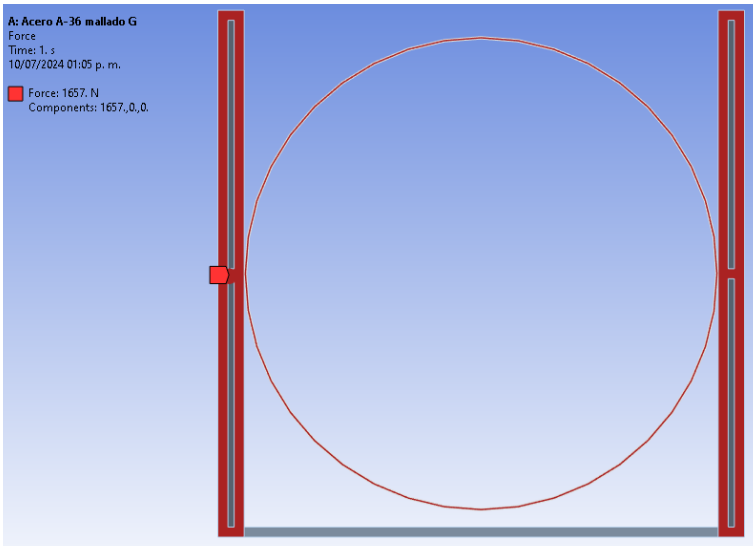


Ilustración 4.17 Caras de la geometría con bastidor triangular que recibirán el flujo de manera perpendicular.

Las variables por analizar en los tres modelos geométricos para los tres casos serán las siguientes:

- Deformación total
- Deformaciones cortantes
- Máximas deformaciones cortantes
- Deformación equivalente de Von-Mises
- Esfuerzos cortantes
- Máximos esfuerzos cortantes
- Esfuerzos equivalentes de Von-Mises
- Fatiga (Vida, daño y factor de seguridad)

Aunque ANSYS Mechanical tiene la capacidad de resolver ecuaciones de momento, en este proyecto no se consideraron momentos torsionales debido a que las fuerzas aplicadas en el modelo fueron definidas como uniformes, distribuidas y con dirección estrictamente perpendicular a la estructura.

Bajo estas condiciones, no se generan componentes de carga que provoquen rotaciones en torno a un eje longitudinal, lo que hace que los momentos torsionales no sean relevantes en este análisis.

Sin embargo, si en futuros estudios se incorporan escenarios de carga más complejos, como fuerzas laterales u oblicuas, será necesario incluir el análisis de momentos torsionales para reflejar de manera integral el comportamiento estructural del sistema.

En este análisis, se consideraron únicamente cargas estáticas, sin incorporar efectos dinámicos. Las cargas estáticas proporcionan una aproximación inicial para evaluar la respuesta estructural bajo condiciones de operación a velocidad constante, sin tener en cuenta posibles fluctuaciones o aceleraciones que podrían derivarse de cargas dinámicas.

5. Resultados

5.1 Efecto de la malla en el análisis

En el análisis estructural se evaluaron tres tipos de mallado: fino, mediano y grueso, con el objetivo de determinar el efecto del mallado en los resultados. En la tabla 5.1 se presentan los resultados del análisis estructural para la geometría 1, utilizando el material Acero A-36 a una velocidad de operación de 0.7 m/s. Cabe destacar que las tres geometrías fueron evaluadas con los tres tipos de mallado.

Tabla 5.1 Resultados del análisis estructural en la geometría uno evaluado para los tres tipos de mallado, y para el Acero A-36 con la velocidad de operación (0.7 m/s). Elaboración propia.

Geometría 1 (Acero A-36)													
Malla	Número de elementos	Número de nodos	Deformación total [mm]	Deformación equivalente de Von-Mises [mm/mm]	Deformaciones Cortantes [mm/mm]	Máxima deformación cortante [mm/mm]	Esfuerzos cortantes [Mpa - kg/cm^2]	Máximo esfuerzo cortante [Mpa - kg/cm2]	Esfuero equivalente de Von Mises [Mpa - kg/cm2]	Factor de seguridad	Vida	Daño	Factor de seguridad de la fatiga
Fina	24687	119804	1.6599	0.00022105	0.00015687	0.00029134	12.067 - 123.05	22.411 - 228.52	44.005 - 448.72	15 máx 5.5777 min	1e6 máx 1e6 min	1000 máx 1000 min	15 máx 1.9589 min
Media	18024	68185	1.5881	0.00021302	0.00011061	0.00027841	8.5087 - 86.76	21.416 - 218.38	42.582 - 434.21	15 máx 5.8367 min	1e6 máx 1e6 min	1000 máx 1000 min	15 máx 2.0243 min
Gruesa	6586	33890	1.6372	0.00020759	0.00012857	0.00027586	9.89 - 100.85	21.22 - 216.38	41.47 - 422.9	15 máx 5.8907 min	1e6 máx 1e6 min	1000 máx 1000 min	15 máx 2.0786 min

Los resultados de deformación total revelan valores similares entre los mallados fino y grueso, manteniendo una variación menor a 2%; mientras que el mallado mediano presenta ligeras variaciones no mayores al 5%. Esta tendencia de similitud también se observa en los esfuerzos cortantes y la deformación cortante, donde los valores máximos se encuentran reportados en el mallado fino.

Sin embargo, el mallado fino mostró valores más bajos en el factor de seguridad, lo cual contrastado con la información anterior, sugiere que este mallado ofrece resultados más precisos y realistas. Por este motivo, se seleccionó el mallado fino para la evaluación de todas las geometrías, tanto a la velocidad de operación de 0.7 m/s como a la velocidad máxima de 2.67 m/s.

5.2 Efecto de la velocidad en la resistencia de los materiales sin turbina

La Tabla 5.2 muestra los resultados del análisis estructural para las tres geometrías evaluadas con cuatro materiales distintos (Acero A-36, Acero inoxidable, Aluminio y HDPE) a una velocidad de operación de 0.7 m/s, utilizando un mallado fino. No se incluyen resultados de fatiga para el Acero inoxidable ni para el HDPE debido a la falta de datos disponibles en la base de datos de ANSYS. Además, para el HDPE no se calculó el factor de seguridad.

Tabla 5.2 Resultados del análisis estructural y de fatiga en las tres geometrías evaluadas para los cuatro materiales (Acero A-36, acero inoxidable, aluminio y HDPE) con la velocidad de operación (0.7 m/s) y con un mallado fino. Elaboración propia.

			Deformación total [mm]	Máxima deformación cortante [mm/mm]	Máximo esfuerzo cortante [MPa - kg/cm²]	Factor de seguridad	Factor de seguridad Fatiga
Geometría 1 [Bastidor triangular]	Material	Acero A-36	1.6599	0.00029	22.41 - 228	15 máx 5.5777 min	15 máx 1.9589 min
		Acero inoxidable	1.7221	0.00031	22.48 - 229	15 máx 4.6037 min	
		Aluminio	4.6918	0.00085	22.6 - 230	15 máx 6.1858 min	15 máx 1.8638 min
		HDPE	311.23	0.06166	23 - 239		
Geometría 2 [Base rectangular]		Acero A-36	23.103	0.00079	60.7 – 619	15 máx 2.0568 min	15 máx 0.7195 min
		Acero inoxidable	24.079	0.00083	60.8 - 620	15 máx 1.7006 min	
		Aluminio	66.196	0.00229	61 - 622	15 máx 2.2951 min	15 máx 0.68884 min
		HDPE	66.196	0.16326	62 - 633		
Geometría 3 [Soportes laterales]		Acero A-36	15.569	0.00067	51.8 - 528	15 máx 2.3448 min	15 máx 0.88741 min
		Acero inoxidable	16.216	0.0007	51.8 - 528	15 máx 1.9436 min	
		Aluminio	44.516	0.00194	51.7 - 527	15 máx 2.636 min	15 máx 0.85558 min
		HDPE	44.516	0.13385	50.9 - 519		

Los resultados demuestran que el HDPE debe ser descartado en futuras evaluaciones debido a su elevada deformación, la cual alcanza hasta 31.123 cm. Este nivel de deformación comprometería la integridad estructural, llevando inevitablemente a la fractura.

Por otro lado, el Acero A-36 mostró la menor deformación total en todas las conilustraciónciones geométricas evaluadas. En la geometría base rectangular, que presentó el mayor valor, la deformación fue de 23 mm.

Respecto a la deformación cortante máxima, el HDPE reportó los valores más altos, alcanzando en la geometría de bastidor triangular hasta 0.16 mm/mm. Esta información refuerza la decisión de eliminar el HDPE como opción en futuras evaluaciones.

En cuanto al Aluminio, aunque presenta una deformación total similar al HDPE en la geometría base rectangular y en los soportes laterales, destaca por ofrecer un mejor factor de seguridad. Sin embargo, en el análisis de fatiga, el Acero A-36 demostró una vida útil superior en comparación, dicho análisis fue considerado con un total de $1x10^9$ ciclos de carga.

El Acero A-36 se destacó en la mayoría de los parámetros evaluados para las tres geometrías, lo que lo posiciona como el material más adecuado. No obstante, es posible mejorar su factor de seguridad mediante la inclusión de refuerzos en las zonas críticas donde se concentran esfuerzos y deformaciones.

En cuanto al acero inoxidable, su comportamiento fue muy similar al del Acero A-36 en todas las geometrías, debido a las propiedades mecánicas compartidas por ambos materiales. Sin embargo, el factor de seguridad del acero inoxidable resultó ser menor, incluso en comparación con el aluminio. Cabe señalar que no se incluyó el análisis de fatiga para este material, debido a la falta de datos precisos sobre sus propiedades mecánicas en el software utilizado.

5.3 Efecto de la velocidad máxima en la estructura

En la Tabla 5.3 se presentan los resultados del análisis estructural para las tres geometrías evaluadas con Acero A-36, Acero inoxidable y Aluminio, a una velocidad máxima de 2.67 m/s, empleando un mallado fino.

Tabla 5.3 Resultados del análisis estructural en las tres geometrías evaluadas para tres materiales (Acero A-36, acero inoxidable y aluminio), empleando la velocidad máxima (2.67 m/s) y con un mallado fino. Elaboración propia

			Deformación total [mm]	Máxima deformación cortante [mm/mm]	Máximo esfuerzo cortante [MPa - kg/cm²]	Factor de seguridad
Geometría 1 [Bastidor triangular]	Material	Acero A-36	24.146	0.00424	326 – 3,324	15 máx 0.38343 min
		Acero inoxidable	25.051	0.00444	327 – 3,335	15 máx 0.31648 min
		Aluminio	68.25	0.01233	329 – 3,359	15 máx 0.42524 min
Geometría 2 [Base rectangular]		Acero A-36	336.07	0.011493	884 – 9,014	15 máx 0.14139 min
		Acero inoxidable	350.27	0.0012	885 – 9,024	15 máx 0.1169 min
		Aluminio	962.94	0.03325	887 – 9,048	15 máx 0.14777 min
Geometría 3 [Soportes laterales]		Acero A-36	226.48	0.0098	753 – 7,688	15 máx 0.16119 min
		Acero inoxidable	235.88	0.01023	753 – 7,683	15 máx 0.13361 min
		Aluminio	647.57	0.02819	752 – 7,671	15 máx 0.18121 min

Se observa que los valores de deformación total en el Acero A-36 y el Acero inoxidable se mantienen por debajo de los 25 mm, mientras que en el Aluminio alcanzan los 68 mm, lo que representa una diferencia significativa del 63%.

Asimismo, se evidencia la similitud entre los valores reportados por el Acero A-36 y el Acero inoxidable en la mayoría de los parámetros evaluados, especialmente en los máximos esfuerzos cortantes. En la geometría de base rectangular, se registraron los valores más altos, alcanzando esfuerzos cortantes de hasta 887 MPa o 9,048 kg/cm².

El Aluminio exhibe un mejor factor de seguridad en comparación con los demás materiales, siendo la geometría con bastidor triangular la que reportó los valores más altos, alcanzando un factor de 0.4252. Este comportamiento se atribuye a las propiedades mecánicas del aluminio, que incluyen su bajo peso específico, su alta resistencia a la tracción, su buen comportamiento ante la fatiga y su ductilidad, las cuales le permiten un mejor desempeño estructural en las condiciones del entorno analizadas.

5.4 Comparación gráfica

A continuación, se presentan los resultados de manera gráfica para cada geometría, enfocándose en los valores más significativos, los cuales ya han sido discutidos previamente.

5.4.1 Geometría bastidor triangular

En las próximas ilustraciones, se aprecia la primera geometría a emplear siendo sometida a la máxima velocidad de operación (2.67 m/s), para este caso se hizo uso de un mallado fino, de igual forma la segunda y tercera geometría serán analizadas bajo las mismas condiciones con el mismo material.

La deformación total de la primera geometría es mayor en todo el anillo difusor y menor en la estructura de soporte, presentando valores inferiores a 24 mm y 7.6 mm, respectivamente. Cabe recalcar que esta primera geometría ya cuenta con un refuerzo en la cara frontal, que consiste en la implementación de una solera de ¾” de espesor, 4” de ancho y 1 metro de largo. Además, se puede observar que esta deformación total de 24 mm es la mitad de la máxima reportada por la geometría uno, que alcanzó 68 mm al emplear aluminio como material.

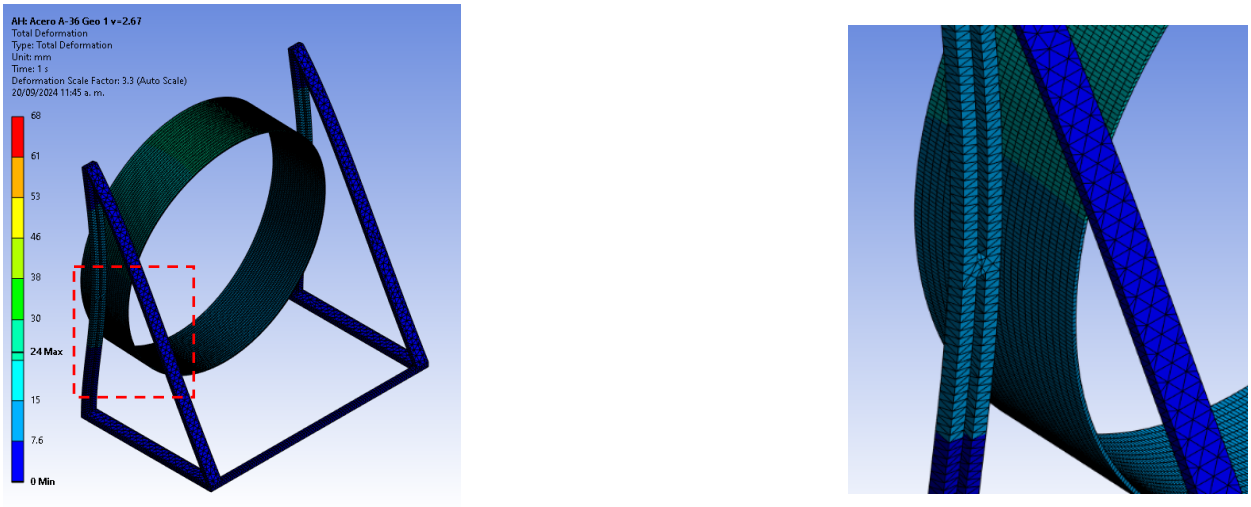


Ilustración 5.1 Resultados de la deformación total en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

La máxima deformación cortante se aprecia en la ilustración 5.2, donde se observa que a lo largo de toda la estructura de soporte se mantienen valores mínimos, inferiores a 0.0013704 mm/mm. Por otro lado, los valores máximos aparecen como manchas azul turquesa en las uniones del anillo difusor con la estructura de soporte, alcanzando valores de hasta 0.004238 mm/mm. Es importante resaltar que el valor máximo de la deformación cortante obtenida es tres veces menor al reportado por el aluminio, que alcanza valores de hasta 0.012334 mm/mm.

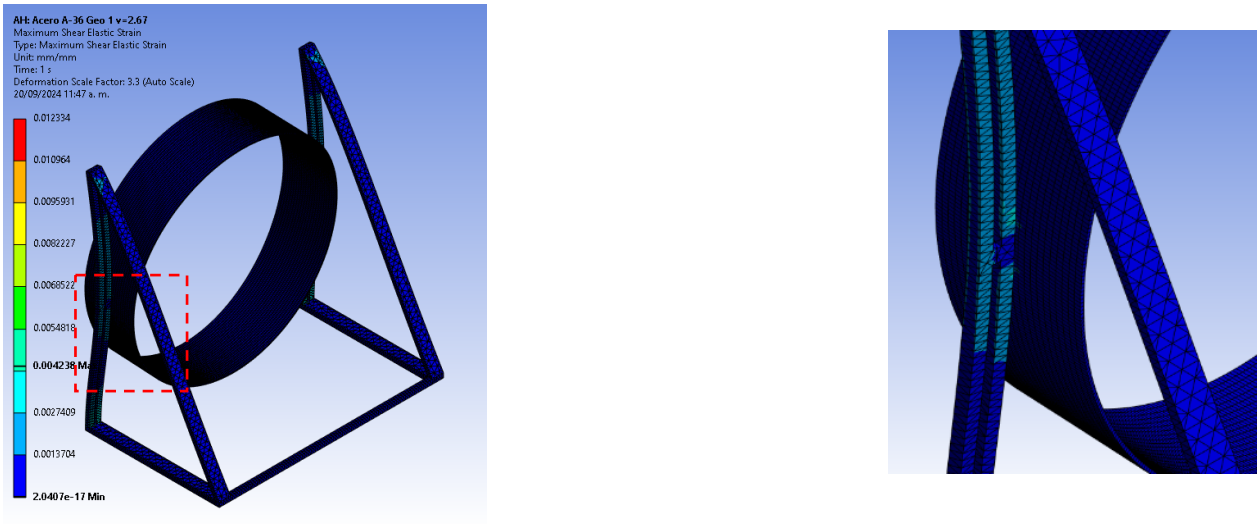


Ilustración 5.2 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El máximo esfuerzo cortante presenta sus valores máximos de una manera muy puntual y focalizada en las uniones de la estructura de soporte con el disco difusor con valores que rondan a los 326 MPa o 3325 kg/cm^2, es importante mencionar que estos valores máximos reportados por el Acero A-36 son muy similares a los reportados por el aluminio.

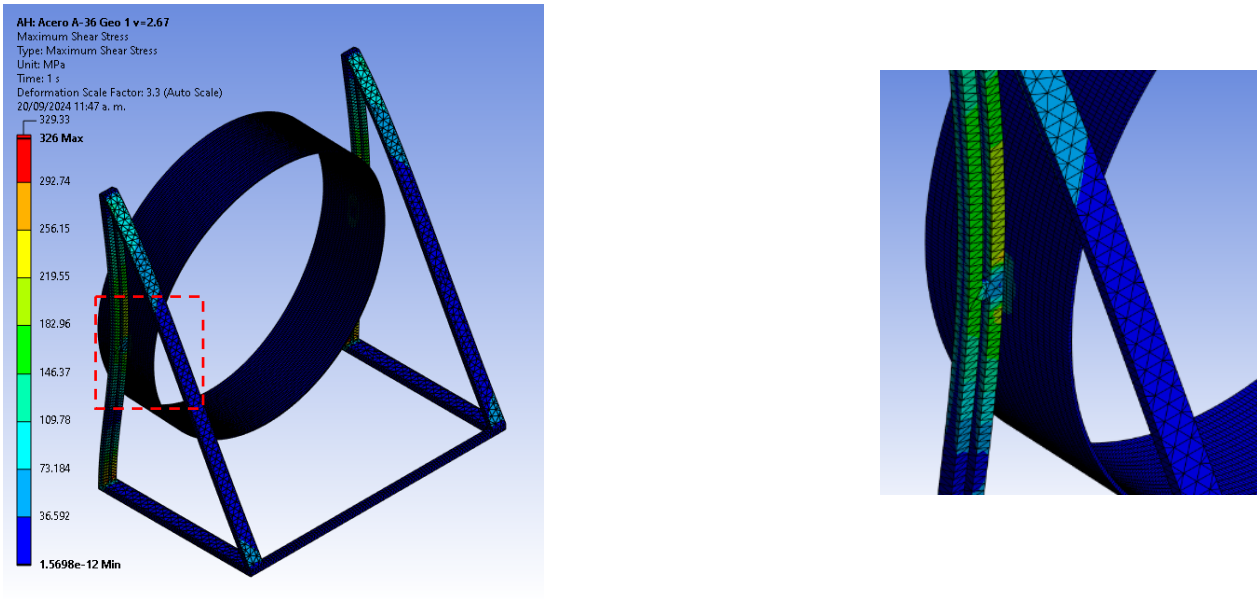


Ilustración 5.3 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El factor de seguridad por otra parte presenta un valor bajo en su parte mínima el cual es de 0.38 el cual se encuentra en las caras frontales perpendiculares al flujo, dicha gama de valores podemos ver en la cara posterior al flujo encuentra sus valores máximos, empezando por un factor de seguridad menor a 5 en los bordes superiores e inferiores y un valor mayor a 10 en el centro de esa solera.

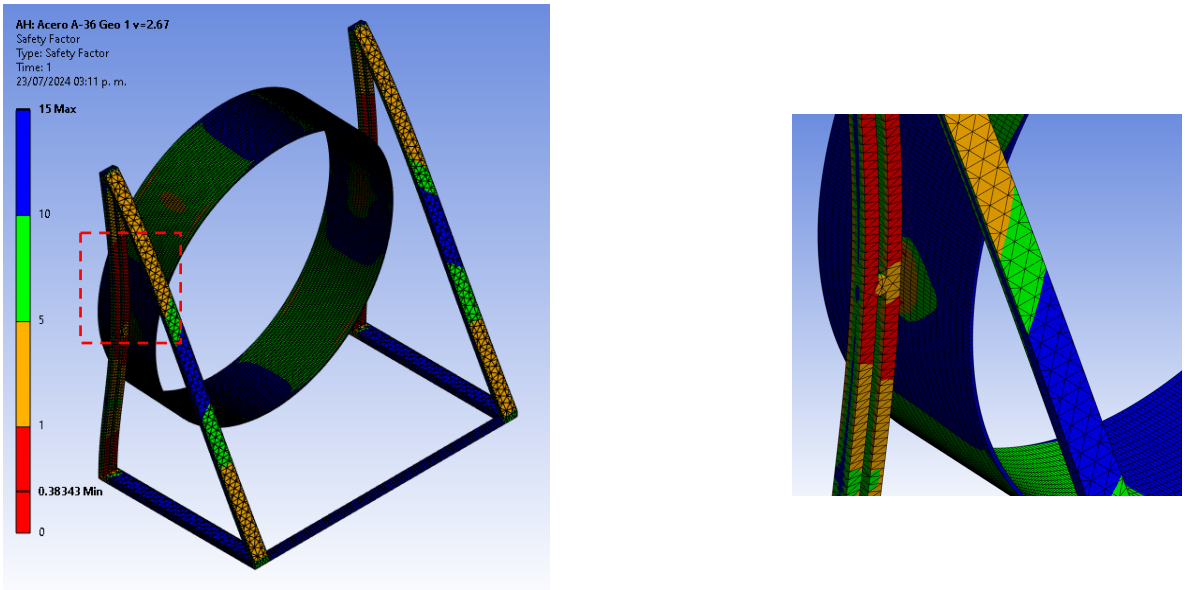


Ilustración 5.4 Resultados del factor de seguridad en la geometría bastidor triangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5.4.2 Geometría base rectangular

A continuación, se comparará de manera gráfica la geometría con base rectangular evaluada contra la máxima velocidad de operación, empleando Acero A-36 para su construcción y un mallado fino para el análisis.

La segunda estructura presenta valores muy bajos en la deformación total, con una deformación menor a 107 mm a lo largo de todo el soporte. La máxima deformación total se registra en la parte superior del anillo difusor, alcanzando valores de 336 mm. Además, se puede apreciar que el valor máximo de esta deformación total corresponde al 35% de la deformación máxima reportada en la misma geometría al emplear aluminio como material.

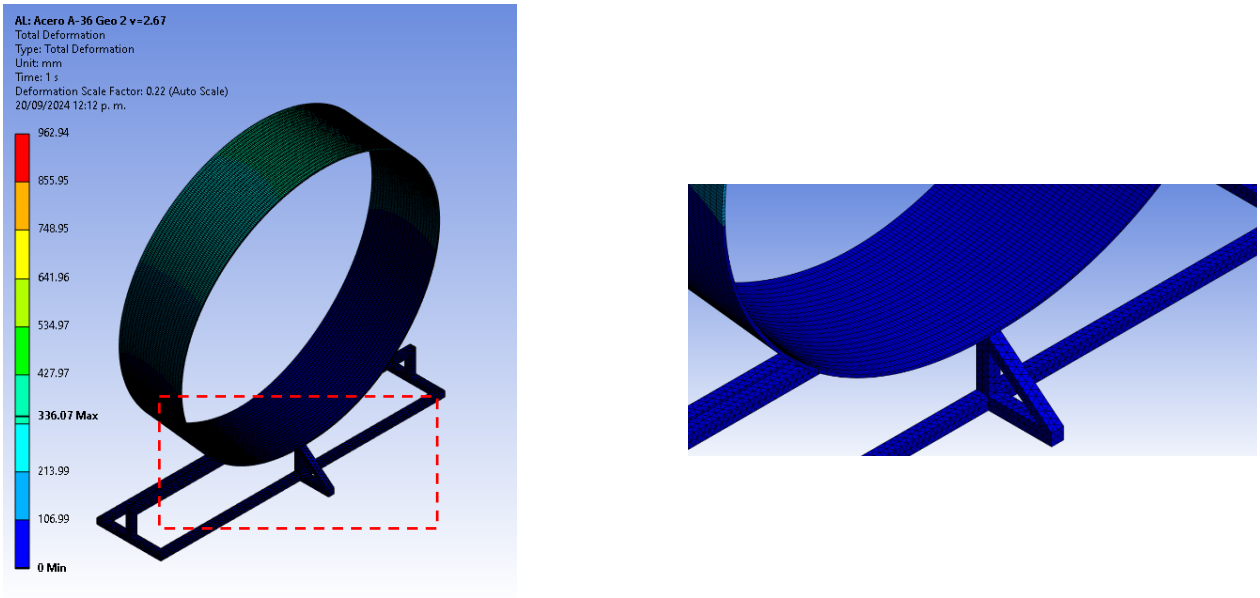


Ilustración 5.5 Resultados de la deformación total en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En la geometría con base rectangular, la máxima deformación cortante se mantiene en un valor máximo inferior a 0.0037 mm/mm a lo largo de toda la estructura de soporte. Es en la parte inferior del disco difusor donde se encuentra el mayor valor de esta deformación, que no sobrepasa 0.0115 mm/mm en su valor máximo. Por otra parte, se puede observar que los valores máximos reportados por el aluminio en la misma geometría y bajo las mismas condiciones son 65.5% mayores a los reportados al emplear Acero A-36.

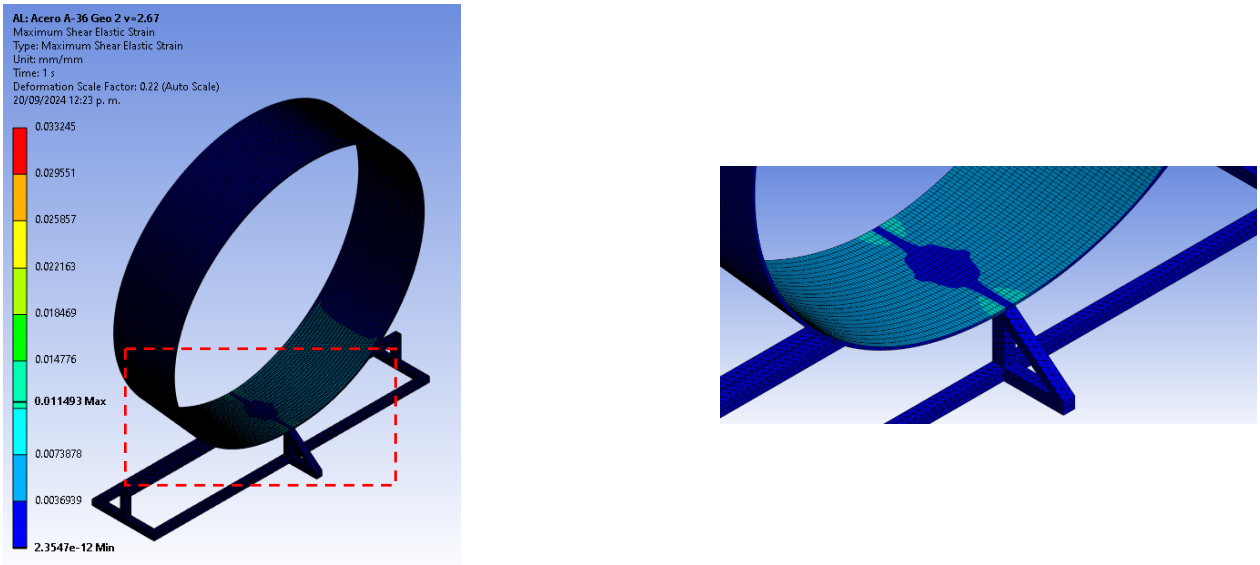


Ilustración 5.6 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El máximo esfuerzo cortante, al igual que los demás factores de resistencia y deformación, presenta sus valores mínimos en la estructura de soporte, los cuales no superan 98.6 MPa o 1005.44 kg/cm². Por otra parte, los valores máximos se presentan en la unión del soporte con el anillo difusor, específicamente en las esquinas de la circunferencia del anillo en su parte inferior. Estos valores máximos son muy similares a los reportados por el aluminio, alcanzando esfuerzos de hasta 884 MPa y 887.4 MPa, equivalentes a 9014.3 kg/cm² y 9049 kg/cm², respectivamente.

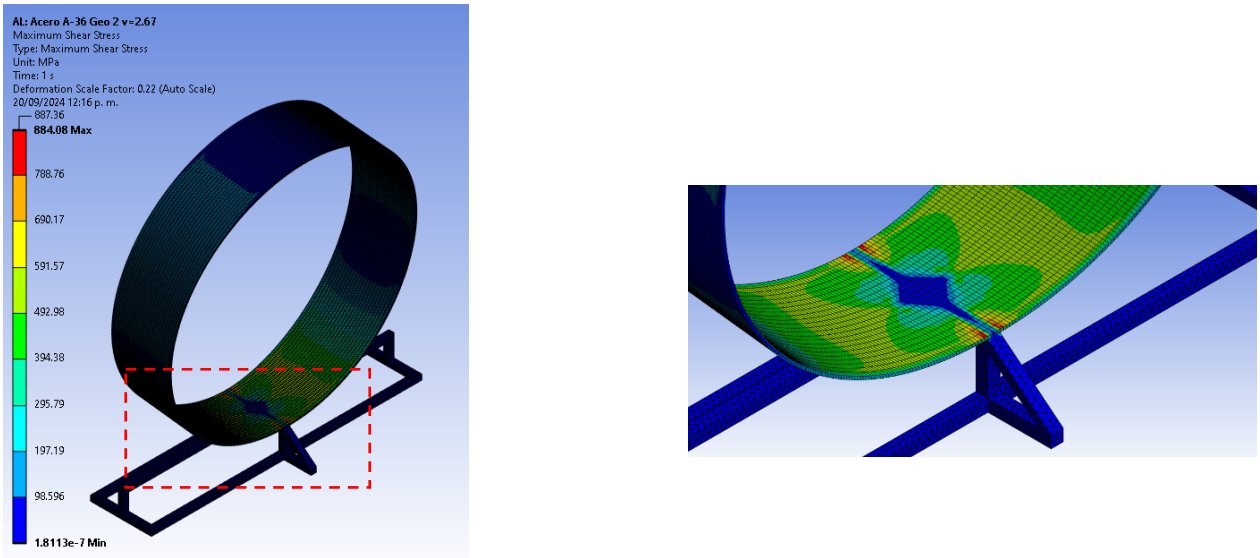


Ilustración 5.7 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En el factor de seguridad de la estructura de soporte, se observa que presenta un valor que oscila entre 15 y 1, lo que implica una gran fiabilidad, ya que los esfuerzos y deformaciones resultantes se encuentran dentro de lo permisible por el material. Asimismo, se puede apreciar que en el disco difusor ocurre lo contrario: presenta los valores mínimos a lo largo de toda su parte inferior, alcanzando un factor de seguridad de hasta 0.1414, lo que implica un riesgo de fractura en esta área en el futuro.

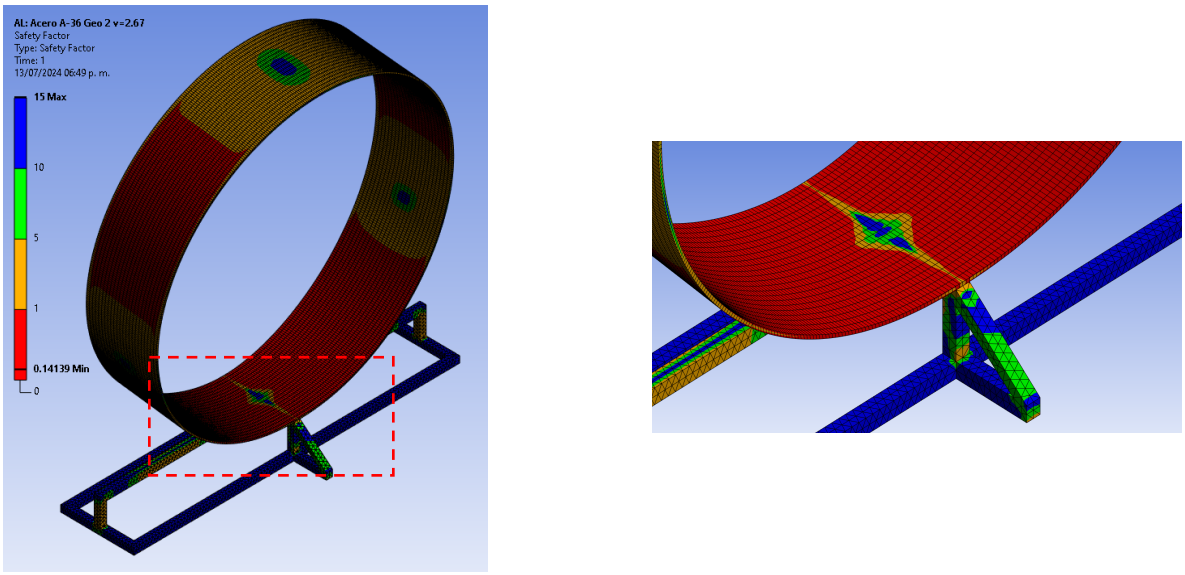


Ilustración 5.8 Resultados del factor de seguridad en la geometría base rectangular, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5.4.3 Geometría soporte lateral

En la ilustración 5.9, se puede observar que la deformación total se comporta de manera muy similar a las geometrías previamente evaluadas bajo las mismas condiciones, presentando valores bajos a lo largo de toda la estructura de soporte y alcanzando su máximo en la parte superior del anillo difusor. En este caso, la deformación en la parte superior del anillo llega hasta 226 mm. Cabe mencionar que, al igual que en las geometrías anteriores, este valor representa aproximadamente el 35% de la deformación total presentada en el Acero A-36, que es de 648 mm.

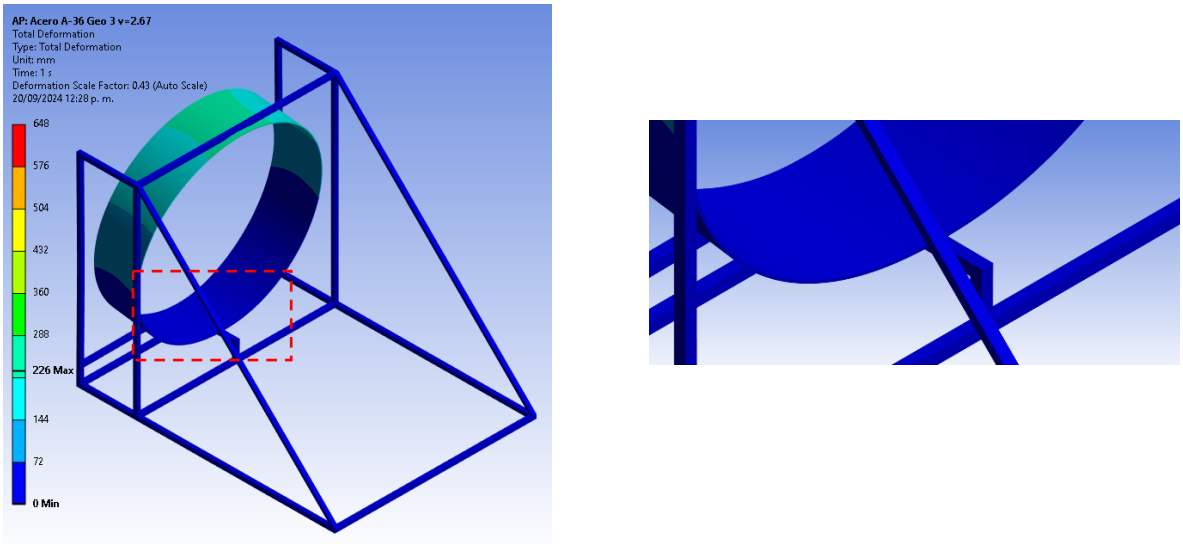


Ilustración 5.9 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En el caso de la geometría con soporte lateral, se observa que la máxima deformación cortante presenta valores muy bajos a lo largo de toda la envergadura del soporte, siendo menores a 0.00313 mm/mm. Su mayor valor se encuentra en la parte inferior del disco difusor, donde no supera los 0.0098 mm/mm. Además, la máxima deformación cortante presentada por el aluminio es 65.25% mayor que la obtenida en el Acero A-36, alcanzando una deformación de hasta 0.0282 mm/mm.

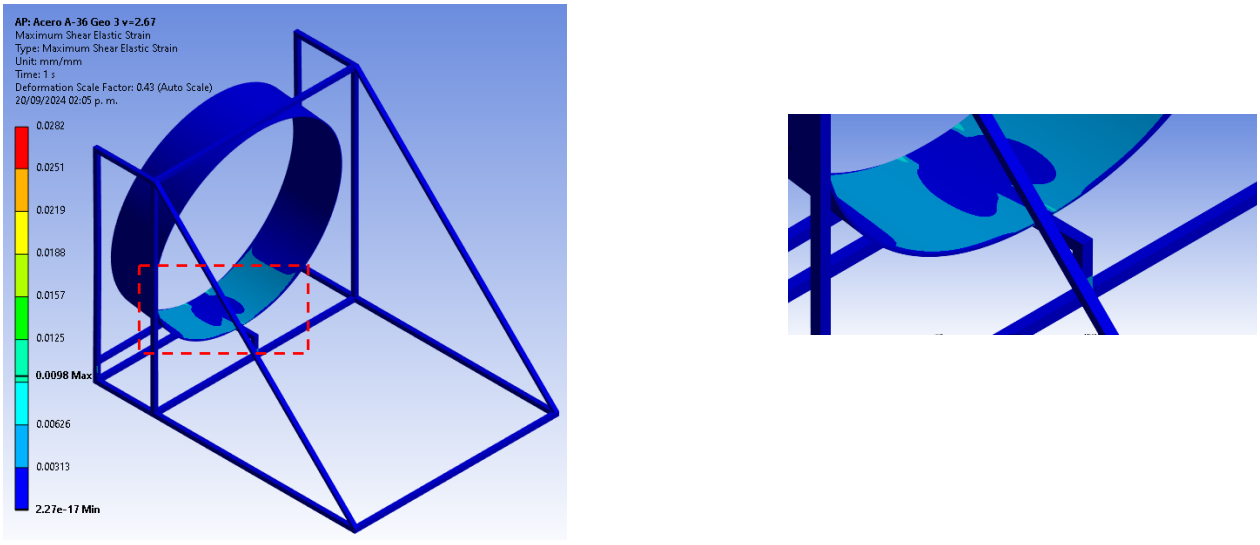


Ilustración 5.10 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El máximo esfuerzo cortante presenta sus valores más altos en los perfiles estructurales de la geometría que no tienen incidencia directa con el flujo ni con el peso del anillo difusor. Se observa que dichos esfuerzos han sido disipados por la estructura, alcanzando valores inferiores a 83.7 MPa o 853.5 kg/cm². Por otro lado, en las caras perpendiculares al flujo, los esfuerzos llegan hasta 251.32 MPa o 2,562.7 kg/cm². En el anillo difusor, se registran nuevamente los valores máximos de estos esfuerzos. Cabe mencionar que, en este caso, el Acero A-36 reportó los valores más altos en cuanto al máximo esfuerzo cortante, el cual alcanzó 754 MPa o 7,688 kg/cm².

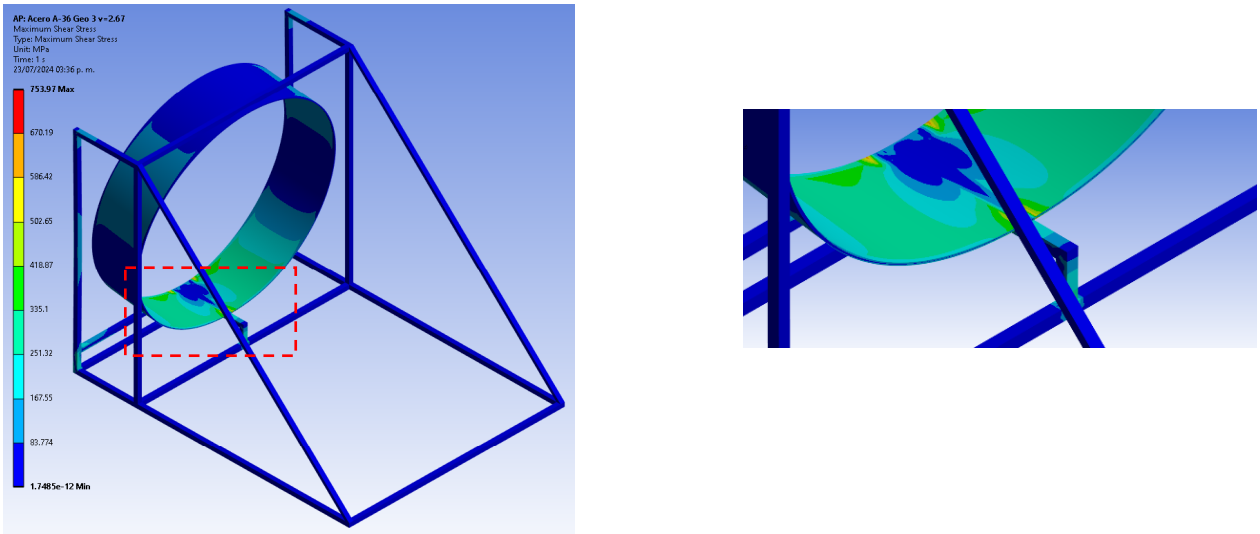


Ilustración 5.11 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El factor de seguridad presenta sus valores mínimos en la estructura de soporte, especialmente en las caras perpendiculares al flujo y en la parte inferior de estas, así como en el perfil cuadrado sobre el cual reposa el peso del anillo difusor, con un resultado de 0.1612. Este valor indica una baja fiabilidad estructural en esas áreas. Sin embargo, con la implementación de los refuerzos adecuados, este factor de seguridad se puede elevar considerablemente en las zonas que presentan los valores más bajos.

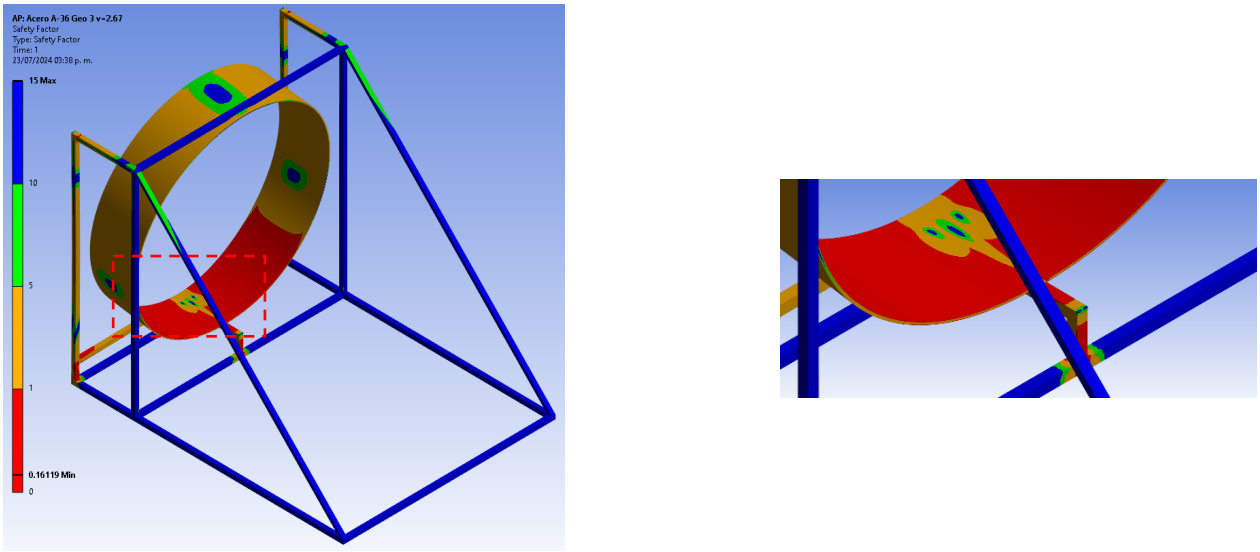


Ilustración 5.12 Resultados del factor de seguridad en la geometría con soportes laterales, sin turbina para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5.5 Acoplamiento de la turbina en el análisis

A continuación, se presentarán los resultados del análisis estructural considerando el acoplamiento de la turbina hidrocinética tripala de eje horizontal. Cabe mencionar que, en este análisis, además de los materiales previamente evaluados, tanto las palas como el buje de la turbina hidrocinética están fabricados en fibra de vidrio.

5.6 Efecto de la velocidad en la resistencia de los materiales

A continuación, se presentarán los resultados del análisis estructural para las tres geometrías, considerando la implementación de la turbina hidrocinética y su acoplamiento con la estructura de soporte. Este análisis se llevará a cabo para la velocidad de operación y la máxima velocidad respectivamente, evaluando los materiales: Acero A-36, acero inoxidable y aluminio.

Tabla 5.4 Resultados del análisis estructural y de fatiga en las tres geometrías evaluadas para los tres materiales (Acero A-36, acero inoxidable, aluminio y HDPE), con la velocidad de operación (0.7 m/s) y con un mallado fino; con el acoplamiento de la turbina. Elaboración propia.

			Deformación total [mm]	Máxima deformación cortante [mm/mm]	Máximo esfuerzo cortante [MPa - kg/cm²]	Factor de seguridad	Factor de seguridad Fatiga
Geometría 1 [Bastidor triangular]	Material	Acero A-36	2.249	0.00043	32.97 – 336.2	15 máx 3.7907 min	15 máx 1.3143 min
		Acero inoxidable	2.2899	0.00045	32.98 – 336.3	15 máx 3.1374 min	
		Aluminio	4.3941	0.00124	33 – 336.6	15 máx 4.2406 min	15 máx 1.26 min
Geometría 2 [Base rectangular]		Acero A-36	5.4722	0.00032	24.8 – 253.3	15 máx 4.0207 min	15 máx 1.812 min
		Acero inoxidable	5.7041	0.00034	24.6 – 251.8	15 máx 3.3285 min	
		Aluminio	15.685	0.00091	24.3 – 248.7	15 máx 4.5011 min	15 máx 1.764 min
Geometría 3 [Soporte lateral]		Acero A-36	3.8516	0.0006	44.7 – 455.8	15 máx 2.7353 min	15 máx 1.071 min
		Acero inoxidable	16.216	0.0007	44.5 – 453.9	15 máx 2.2623 min	
		Aluminio	10.578	0.00165	43.9 – 448.3	15 máx 3.0529 min	15 máx 1.0498 min

En la Tabla 5.4, se puede observar la reducción de la deformación total en el Aluminio para las tres geometrías evaluadas. Antes de la implementación de la turbina, la deformación total alcanzaba valores de hasta 60 mm para el aluminio en la geometría base rectangular, mostrando así una reducción del 75% bajo las mismas condiciones. Actualmente, la mayor deformación total se obtiene con el acero inoxidable en la geometría de soporte lateral.

Los valores más altos para las máximas deformaciones cortantes fueron reportados en la geometría de soporte lateral, donde esta deformación se presenta en el aluminio, atribuida a las características mecánicas del material, como su bajo módulo de elasticidad, que le permite deformarse más fácilmente bajo carga, y su alta resistencia a la tracción, que contribuye a una mejor capacidad de absorción de esfuerzos.

En cuanto a los máximos esfuerzos cortantes, se observa que la geometría base rectangular presenta los valores más bajos, con un menor valor en el aluminio y el mayor en el acero A-36, siendo estos 248.7 kg/cm² y 253.3 kg/cm², respectivamente.

El factor de seguridad muestra sus valores máximos en las geometrías base rectangular y bastidor triangular, empleando el aluminio como material, donde alcanza valores de 4.5 y 4.24, respectivamente. Cabe mencionar que anteriormente el acero A-36 había mostrado un mejor factor de seguridad, pero este se ve afectado por las propiedades mecánicas del aluminio, como su mayor ductilidad, que le permite distribuir mejor los esfuerzos en la estructura.

Sin embargo, esto no se refleja en el análisis de fatiga, donde los resultados reportados muestran un mejor comportamiento del acero A-36, siendo las geometrías de bastidor triangular y base rectangular las que mostraron los valores más altos, 1.31 y 1.8, respectivamente.

5.7 Efecto de la velocidad máxima en la estructura con turbina

En la tabla 5.5 se aprecian los resultados del análisis estructural en las tres geometrías, evaluando los tres materiales a emplear en la velocidad máxima de 2.67m/s tomando en cuenta el acoplamiento de la turbina.

Tabla 5.5 Resultados del análisis estructural en las tres geometrías evaluadas para los tres materiales, con la velocidad máxima (2.67 m/s) y con un mallado fin; con él acoplamiento de la turbina. Elaboración propia.

			Deformación total	Máxima deformación cortante [mm/mm]	Máximo esfuerzo cortante [MPa - kg/cm²]	Factor de seguridad
Geometría 1	Material	Acero A-36	32.716	0.006236	479.6 – 4,891	15 máx 0.26059 min
		Acero inoxidable	33.311	0.006514	479.8 – 4,893	15 máx 0.21568 min
		Aluminio	63.918	0.017992	480.2 – 4,897	15 máx 0.29152 min
Geometría 2		Acero A-36	79.602	0.004698	361 – 3,681	15 máx 0.2764 min
		Acero inoxidable	82.976	0.004877	359 – 3,663	15 máx 0.22881 min
		Aluminio	228.16	0.013294	354 – 3,618	15 máx 0.30942 min
Geometría 3		Acero A-36	53.784	0.008467	651 – 6,641	15 máx 0.18804 min
		Acero inoxidable	56.029	0.008791	647 – 6,603	15 máx 0.15552 min
		Aluminio	153.88	0.023962	639 – 6,522	15 máx 0.20987 min

La deformación total a la velocidad máxima presenta su valor más alto en la geometría base rectangular para el aluminio, donde alcanza una deformación de 228 mm. Además, se observa que esta deformación total es la más alta reportada tanto por el Acero A-36 como por el aluminio.

La máxima deformación cortante también muestra sus valores más altos en la geometría de soporte lateral, mientras que los valores más bajos se registran en la geometría base rectangular. El Acero A-36 exhibe un mejor comportamiento en todas las geometrías, alcanzando un valor mínimo de 0.004698.

Esta tendencia se mantiene en los máximos esfuerzos cortantes, donde los esfuerzos más altos son reportados para el aluminio en la geometría de soporte lateral, y los más bajos corresponden a la geometría base rectangular, siendo estos 6.522 kg/cm² y 3.618 kg/cm², respectivamente.

Asimismo, el factor de seguridad muestra un comportamiento similar al obtenido en los resultados a la velocidad de operación con el acople de la turbina. La geometría base rectangular presenta el valor más alto, con un factor de 0.30, mientras que la geometría de bastidor triangular sigue de cerca, reportando un factor de seguridad de 0.29.

5.8 Comparación gráfica con el acoplamiento de la turbina

En esta comparación gráfica se aprecian los resultados de los factores anteriormente presentados, para las tres geometrías con el acoplamiento de la turbina evaluado para la velocidad máxima y con el Acero A-36 como material.

5.8.1 Geometría bastidor triangular

En los resultados la deformación total, se observa que el valor máximo, cercano a 33 mm, se localiza a lo largo de la turbina, especialmente en el buje, las palas y la góndola. En contraste, la parte de la estructura de soporte presenta el valor mínimo, que es inferior a 7 mm. Asimismo, se puede apreciar que el valor máximo corresponde a esta geometría evaluada con aluminio, resultando en una deformación total casi el doble de la obtenida con el Acero A-36.

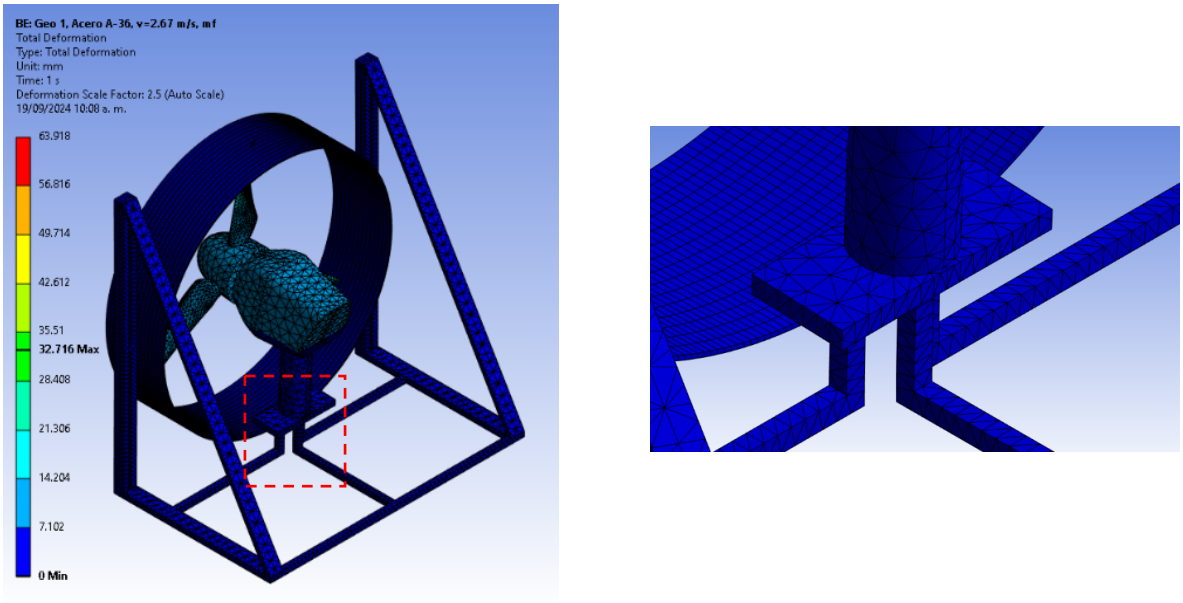


Ilustración 5.13 Resultados de la deformación total en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

La máxima deformación cortante se observa en la ilustración 5.14. En términos generales, se evidencia que la estructura de soporte mantiene su gama de esfuerzos por debajo de 0.0012 mm/mm. Al hacer un zoom en esta ilustración, se puede apreciar que los valores máximos de dicha deformación se concentran en los perfiles estructurales que soportan el peso de la turbina, alcanzando valores de hasta 0.006236 mm/mm. Es importante mencionar que este valor máximo corresponde al 34.65% del reportado para el aluminio.

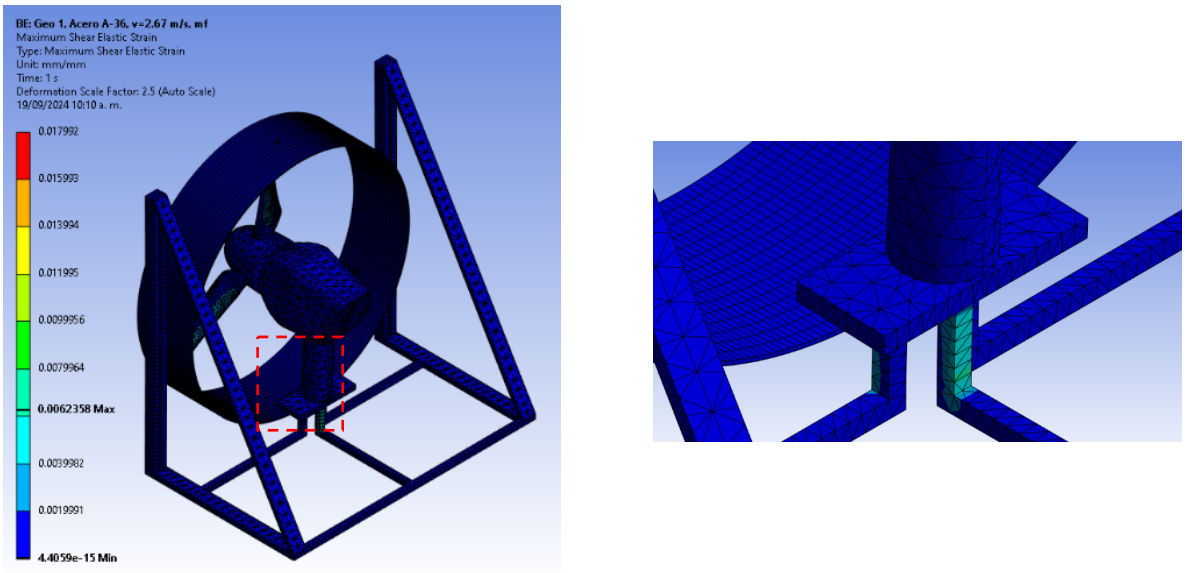


Ilustración 5.14 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En la ilustración 5.15 se observa el máximo esfuerzo cortante, destacando que los valores máximos se localizan en las áreas donde reposa el peso de la turbina, así como en las regiones de máxima deformación cortante. En este caso, los valores se asemejan considerablemente a los reportados para el aluminio, alcanzando un máximo de hasta 480 MPa o 4894 kg/cm². Por otro lado, la estructura de soporte muestra valores inferiores a 53 MPa o 540.45 kg/cm² en toda su extensión.

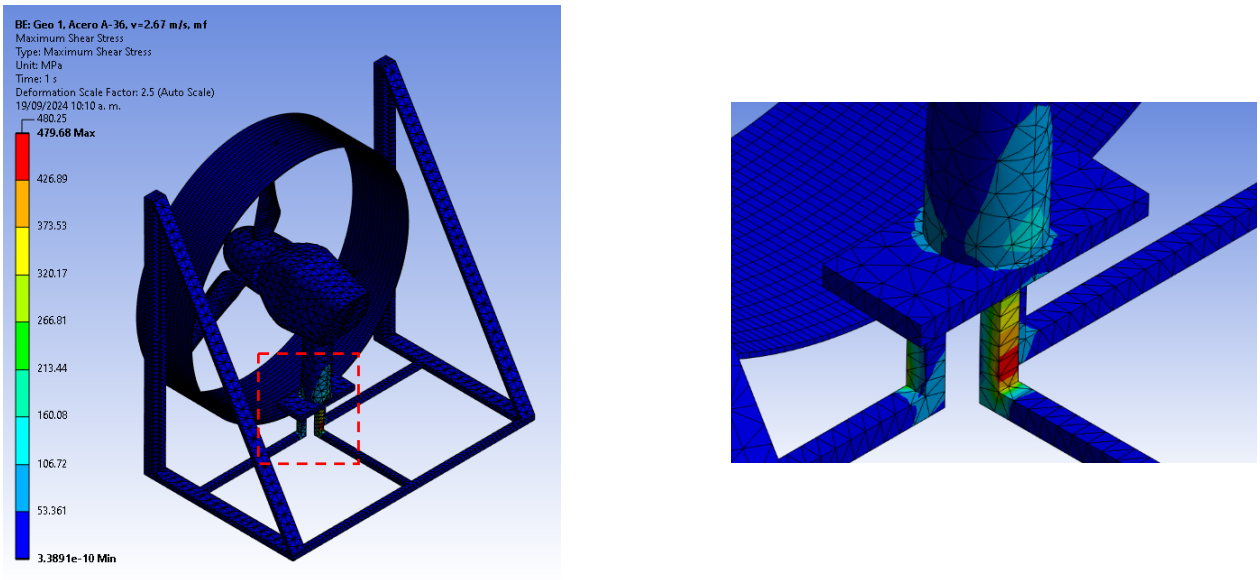


Ilustración 5.15 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En cuanto al factor de seguridad, se observa en la ilustración 5.16 que los valores más bajos se encuentran en los tres perfiles estructurales que soportan la turbina, reportando un factor de seguridad de 0.26. Además, a lo largo del diámetro del perfil circular sobre el cual reposa la turbina, el factor de seguridad oscila entre 1 y 15. Cabe destacar que, aunque en la ilustración no se presenta el valor obtenido para el factor de seguridad de otros materiales, el aluminio muestra un mejor rendimiento en este aspecto en comparación con el Acero A-36.

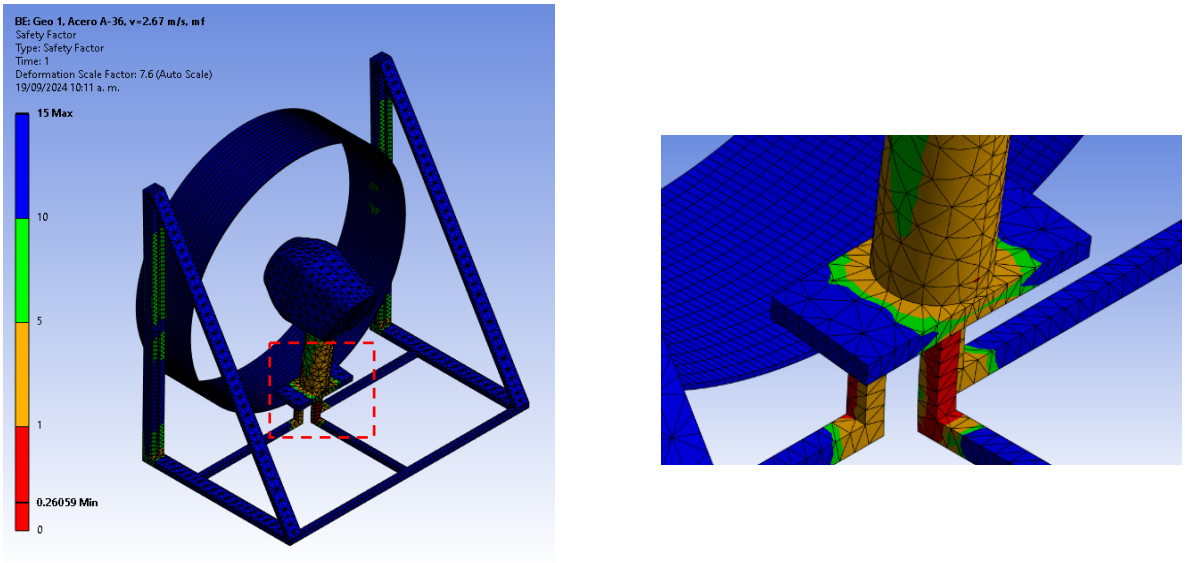
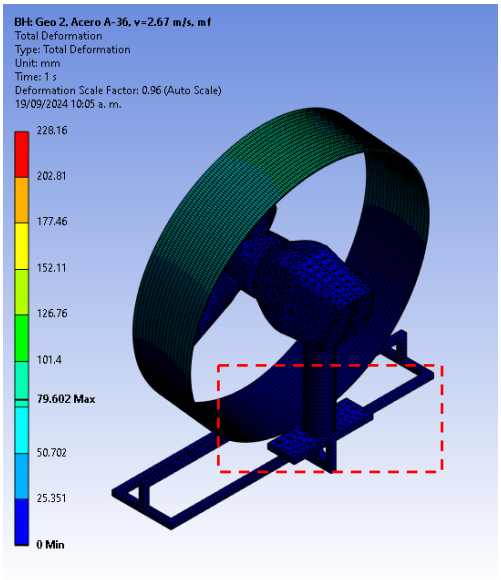


Ilustración 5.16 Resultados del factor de seguridad en la geometría bastidor triangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5.8.2 Geometría base rectangular

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para la segunda geometría con el acoplamiento de la turbina, empleando el Acero A-36 como material y evaluada a una velocidad de 2.67 m/s.

La deformación total observada en esta geometría mantiene sus valores máximos a lo largo de la parte superior del disco difusor, alcanzando hasta 79.6 mm. En cuanto a la estructura de soporte, se aprecian valores mínimos a lo largo de la misma, los cuales no superan los 25.351 mm. Además, se evidencia que el valor de la deformación total obtenida con el Acero A-36 sigue la tendencia observada en las demás geometrías, donde este material representa aproximadamente el 35% de la deformación total obtenida con el aluminio.



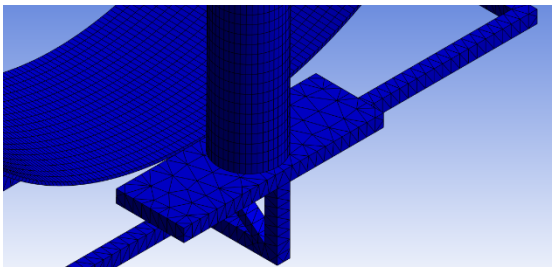
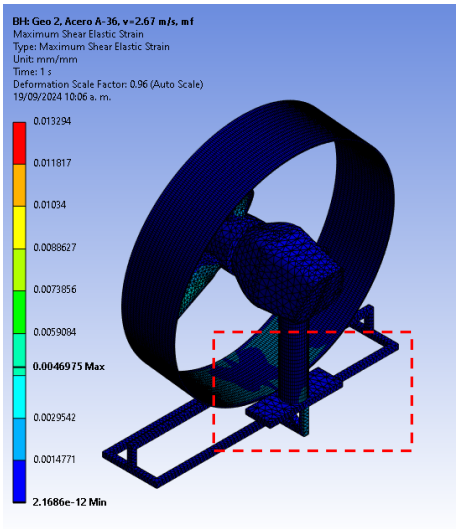


Ilustración 5.17 Resultados de la deformación total en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

La máxima deformación cortante presenta valores mínimos a lo largo de la estructura de soporte, los cuales no superan 0.0015 mm/mm, con la excepción de la parte trasera de la base de la turbina y la parte inferior del disco difusor, donde se reportan deformaciones cortantes de hasta 0.0047 mm/mm. Asimismo, se observa que este valor de esfuerzo cortante máximo es aproximadamente tres veces menor al reportado al utilizar aluminio como material.



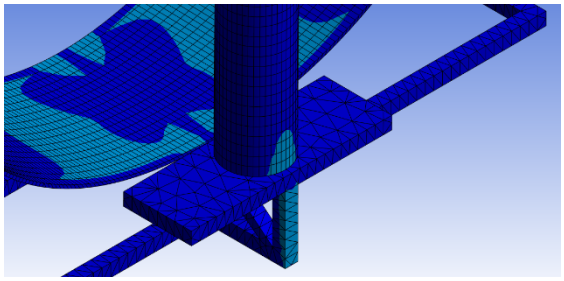


Ilustración 5.18 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

El máximo esfuerzo cortante fue reportado por el Acero A-36, presentando su mayor valor de manera muy focalizada en un área menor a 1 cm² ubicada debajo de la solera, sobre el perfil rectangular que sostiene el peso de la turbina. Este esfuerzo alcanzó hasta 361 MPa (3681 kg/cm²). Por otro lado, se observa que en el área donde se reportaron los valores máximos de la máxima deformación cortante, se registran esfuerzos que oscilan entre 200 MPa (2039.43 kg/cm²) y 1.6681e-7 MPa (1.7 e-6 kg/cm²).

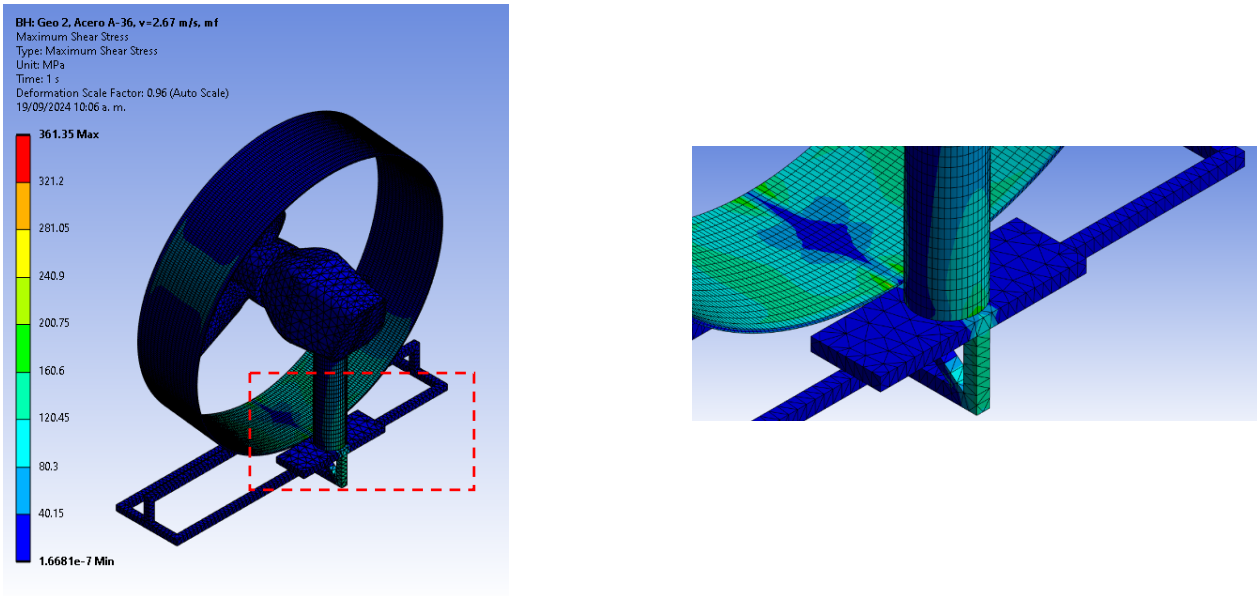


Ilustración 5.19 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

Para concluir, se observa que el factor de seguridad que se mantiene a lo largo de la estructura de soporte es mayor a 10, representando así los valores máximos reportados. Sin embargo, este factor desciende drásticamente en los perfiles estructurales que sostienen el peso de la turbina, comenzando por el perfil circular y terminando en la cara posterior de la base, donde se registran los valores más bajos del factor de seguridad, con un valor de 0.2764. Esto sugiere que es necesario implementar mejoras en la estructura para elevar este factor de seguridad y garantizar una mayor confiabilidad estructural.

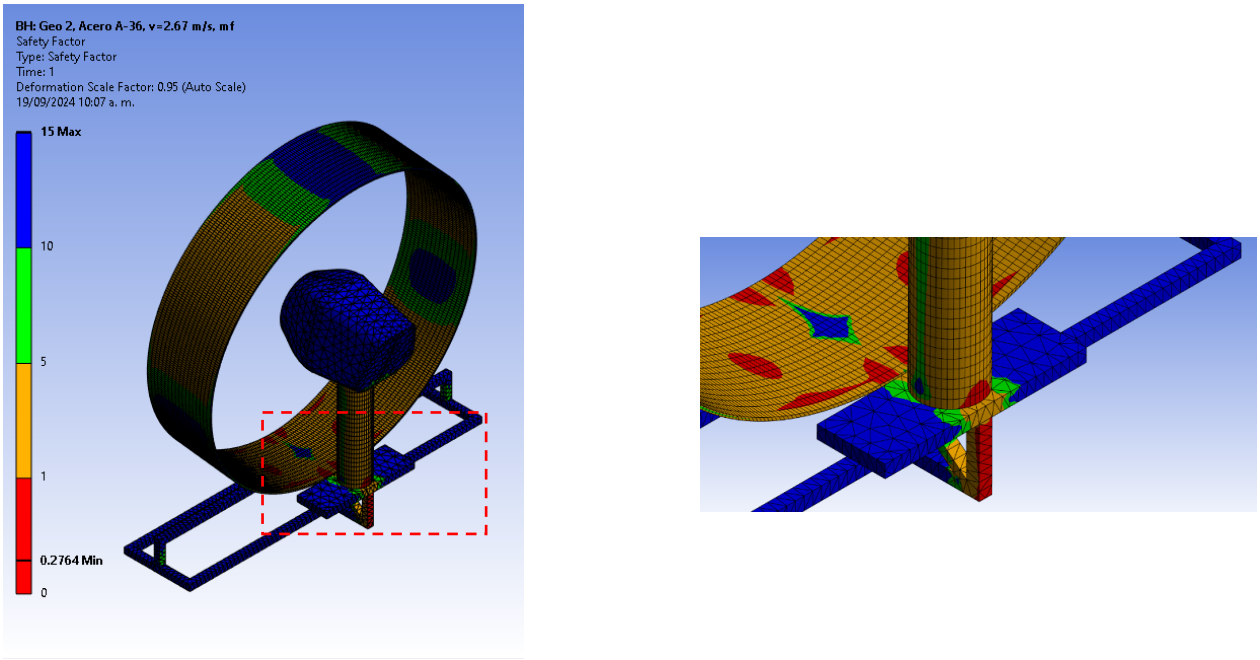


Ilustración 5.20 Resultados del factor de seguridad en la geometría base rectangular, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5.8.3 Geometría con soportes laterales

Los resultados para la geometría tres, evaluada para el Acero A-36 y bajo las condiciones de velocidad máxima, se presentan a continuación.

En cuanto a la deformación total, se observa en la ilustración 5.21 que el soporte mantiene valores mínimos en toda su estructura, con una deformación de 17 mm. Los valores máximos de deformación se encuentran en la parte superior del anillo difusor. Asimismo, se destaca que la tendencia de deformación del aluminio persiste, reportando valores 65% mayores en comparación con los del Acero A-36.

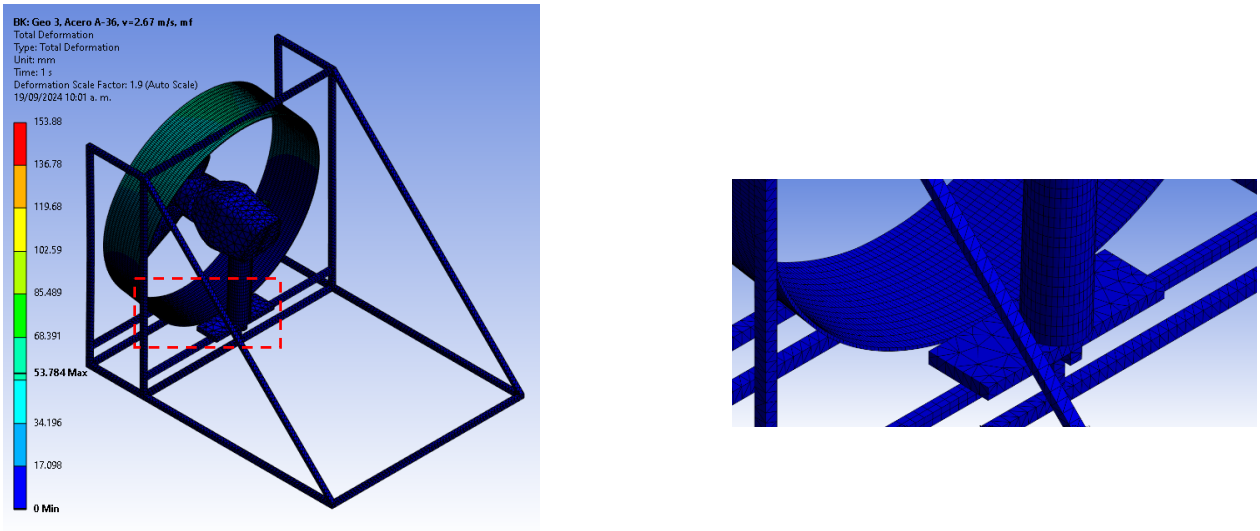


Ilustración 5.21 Resultados de la deformación total en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

La máxima deformación cortante para la geometría con soportes laterales se muestra en la ilustración 5.22. Se observa que, a lo largo de toda la estructura, los valores son muy bajos y no superan 0.0026624 mm/mm. Sin embargo, en zonas específicas, se registran valores máximos de 0.00847 mm/mm, lo cual representa el 35.33% de la deformación cortante reportada por el aluminio, que es de 0.024 mm/mm.

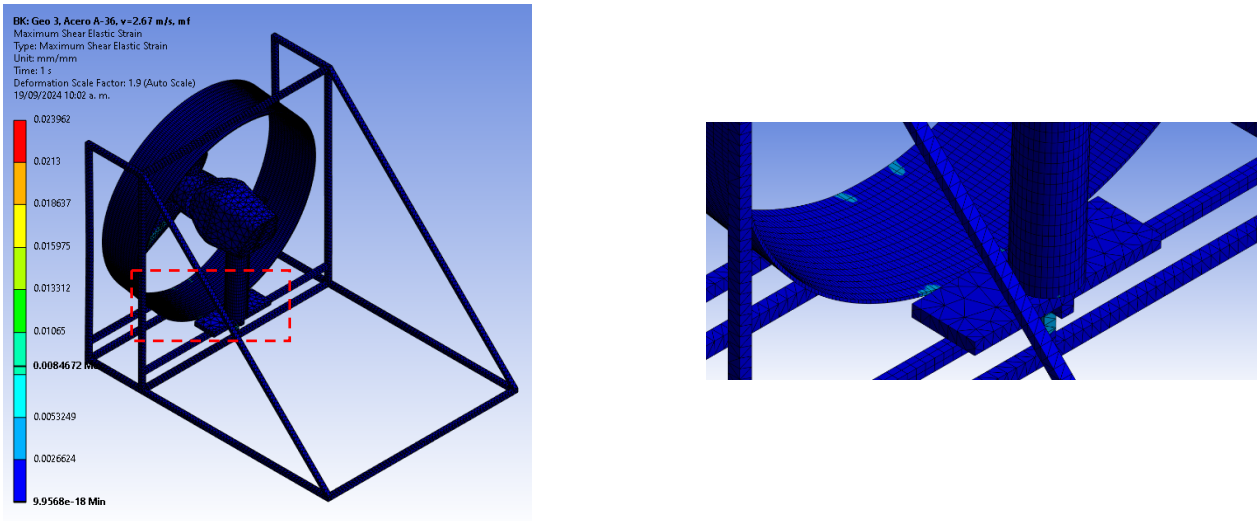


Ilustración 5.22 Resultados de la máxima deformación cortante en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

Para el máximo esfuerzo cortante, se observa que nuevamente el acero A-36 es el material que presenta los valores más altos, al igual que en la segunda geometría. Este

valor máximo se localiza en la barra transversal sobre la cual se apoya el disco difusor, alcanzando 651 MPa o 6,638 kg/cm². Además, se puede apreciar que los valores mínimos se mantienen a lo largo de toda la estructura de soporte, excepto en los perfiles que soportan el peso de la turbina, donde se reportaron esfuerzos de hasta 289.5 MPa o 2,952 kg/cm².

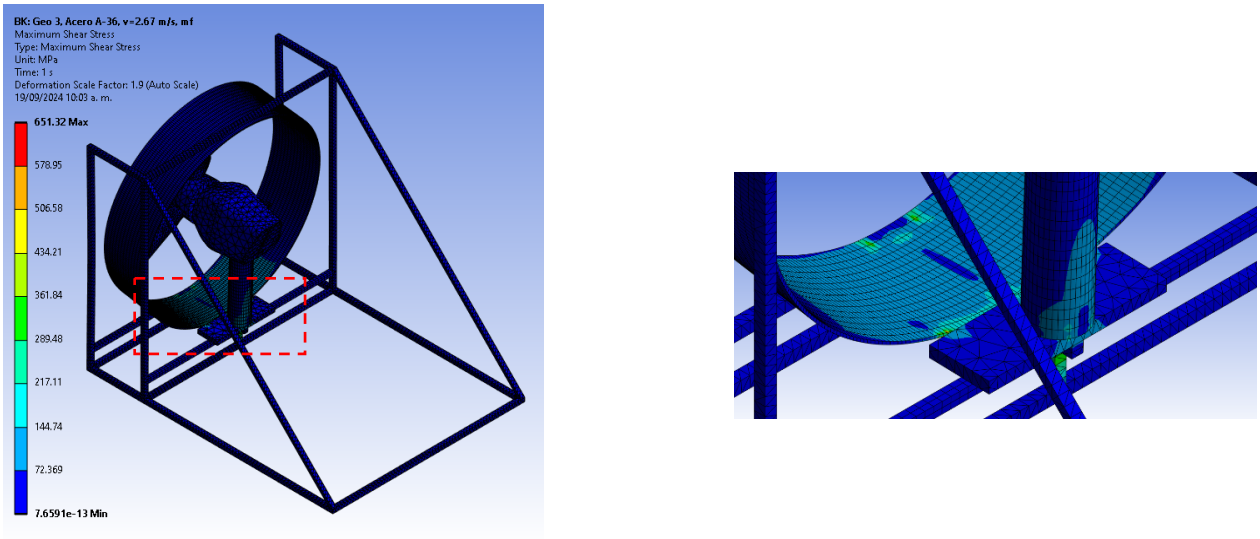


Ilustración 5.23 Resultados del máximo esfuerzo cortante en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

En la ilustración 5.24 se muestra el factor de seguridad para la tercera geometría. Es importante destacar que esta estructura presenta los valores más bajos en este parámetro. En el zoom de la ilustración, se observa que los valores más críticos se localizan en los perfiles estructurales que soportan el peso de la turbina, específicamente en el perfil cuadrado situado debajo de la solera, reportando un factor de seguridad de hasta 0.19. Asimismo, se puede notar que la estructura exhibe valores máximos en aquellos perfiles donde los esfuerzos han sido completamente disipados. Por esta razón, el perfil cuadrangular que conecta los soportes laterales y soporta parte del peso de la turbina mantiene un factor de seguridad que oscila entre 1 y 10.

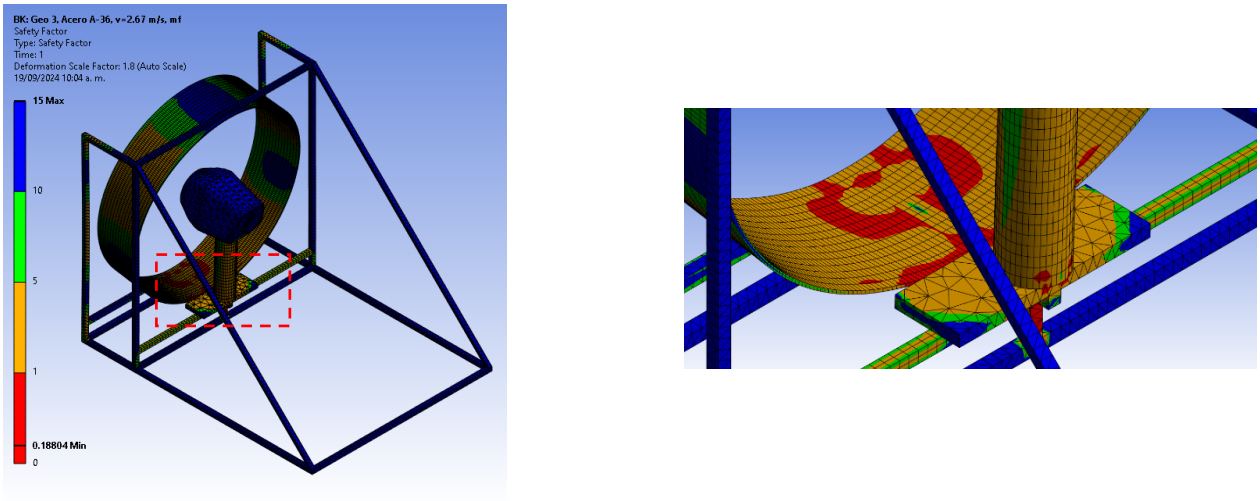


Ilustración 5.24 Resultados del factor de seguridad en la geometría con soportes laterales, para la velocidad de 2.67 m/s empleando el Acero A-36 como material.

5. 9 Resumen de resultados

A continuación, se presentan en la tabla 5.6 los resultados del análisis estructural de las geometrías del sistema de soporte con turbina acoplada, evaluados bajo dos condiciones de velocidad: máxima y nominal.

Estos resultados incluyen la deformación total, el esfuerzo cortante máximo y el factor de seguridad, tanto para los materiales utilizados (Acero A-36 y aluminio) como para las distintas configuraciones geométricas del soporte.

La comparación entre los resultados con y sin turbina, así como entre las velocidades máxima y nominal, permite evaluar de manera detallada el impacto de las cargas hidrodinámicas generadas por la turbina y cómo estas influyen en el comportamiento estructural del sistema en condiciones de operación reales.

Tabla 5.6 Tabla resumen

			Deformación total [mm]	Deformación cortante máxima [mm/mm]	Esfuerzo cortante máximo [MPa - kg/cm²]	Factor de seguridad	Factor de seguridad de la fatiga
Geometría 1 [Bastidor triangular]	Velocidad nominal	Acero A-36	2.249	0.00042868	33 - 336	15 máx 3.7907 min	15 máx 1.3143 min
		Aluminio	4.3941	0.0012369	33 - 336	15 máx 4.2406 min	15 máx 1.26 min
	Velocidad máxima	Acero A-36	32.716	0.006236	479.68	15 máx 0.26059 min	
		Aluminio	63.918	0.017992	480.25	15 máx 0.29152 min	
Geometría 2 [Base rectangular]	Velocidad nominal	Acero A-36	5.4722	0.00032293	24 - 253	15 máx 4.0207 min	15 máx 1.812 min
		Aluminio	15.685	0.00091389	24 - 248	15 máx 4.5011 min	15 máx 1.764 min
	Velocidad máxima	Acero A-36	79.602	0.004698	361.35	15 máx 0.2764 min	
		Aluminio	228.16	0.013294	354.84	15 máx 0.30942 min	
Geometría 3 [Soporte lateral]	Velocidad nominal	Acero A-36	3.8516	0.00060431	45 - 456	15 máx 2.7353 min	15 máx 1.071 min
		Aluminio	10.578	0.0016472	44 - 448	15 máx 3.0529 min	15 máx 1.0498 min
	Velocidad máxima	Acero A-36	53.784	0.008467	651.32	15 máx 0.18804 min	
		Aluminio	153.88	0.023962	639.59	15 máx 0.20987 min	

A continuación, se presenta la imagen de la geometría bastidor triangular la cual mostró los mejores resultados en términos de estabilidad y durabilidad estructural con el acoplamiento de la turbina. Las vistas frontales y laterales de la geometría ya con el acople de la turbina hidrocinética se observa en la ilustración 5.25

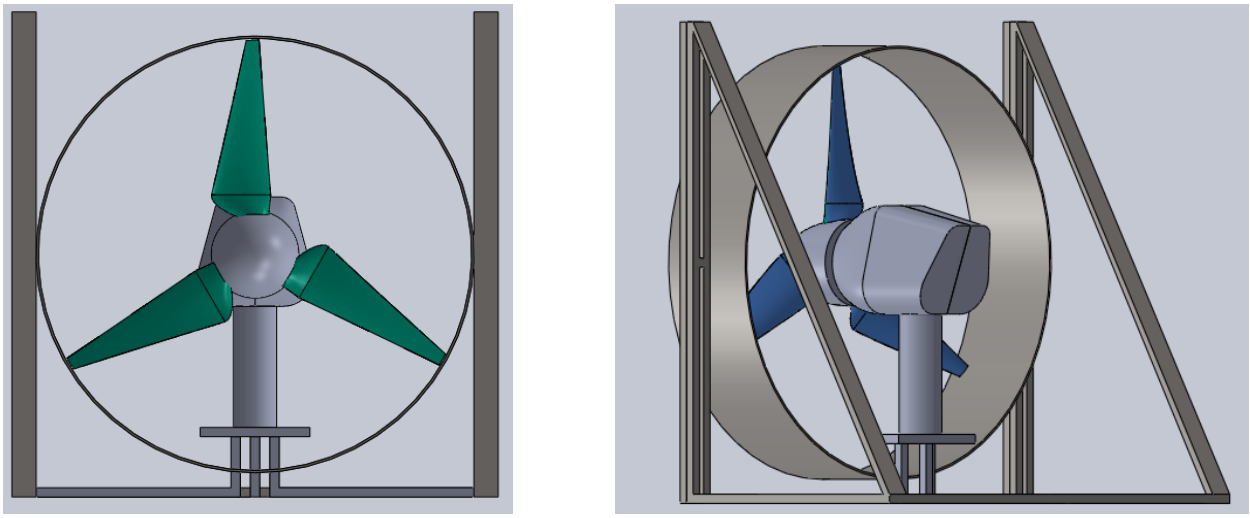


Ilustración 5.25 Vista frontal y lateral de la geometría bastidor triangular con el acople de la turbina.

A continuación se expondrán los resultados más relevantes obtenidos en esta geometría con el acople evaluado para el aluminio en las condiciones de velocidad de corriente nominal (0.7 m/s) y máxima (2.67 m/s).

Resultados velocidad nominal:

- Deformación total [mm]: 4.4
- Máxima deformación cortante [mm/mm]: 0.001237
- Máximo esfuerzo cortante [MPa – kg/cm^2]: 33 – 336
- Factor de seguridad: 15 Máx – 4.24 min
- Factor de seguridad de la fatiga: 15 Máx – 1.26 min

Resultados velocidad máxima:

- Deformación total [mm]: 63.9
- Máxima deformación cortante [mm/mm]: 0.017992
- Máximo esfuerzo cortante [MPa – kg/cm^2]: 480.2 – 4,897
- Factor de seguridad: 15 Máx – 0.29 min

6. Conclusiones y recomendaciones

Esta tesis ha evaluado de manera integral la viabilidad de diseñar un sistema de soporte optimizado para una turbina hidrocinética tripala de eje horizontal con anillo difusor. A través del análisis de elementos finitos (FEA) realizado en ANSYS Mechanical, se confirmó la hipótesis de que es posible diseñar una estructura que proporcione estabilidad y durabilidad frente a cargas hidrodinámicas.

Se desarrollaron tres modelos geométricos tridimensionales de las estructuras de soporte, simulando condiciones realistas de carga para identificar parámetros clave como esfuerzos, deformaciones y vida a fatiga. Los valores del factor de seguridad para la fatiga fueron más bajos en las geometrías sin el acople de la turbina, pero al incorporarlo, se incrementó más del doble para la geometría base rectangular y disminuyo en la geometría bastidor triangular. El acero A-36 alcanzó el valor máximo de 1.812 en la geometría base rectangular, mientras que el aluminio mostró un factor de seguridad de 1.764.

Se llevó a cabo un análisis exhaustivo de las propiedades mecánicas de diversos materiales, seleccionando aquellos más adecuados para ambientes acuáticos, lo que garantiza su resistencia en condiciones operativas. Además, se realizó un análisis de diferentes mallas para asegurar la independencia de los resultados respecto al mallado, lo que refuerza la precisión de los cálculos.

Los resultados obtenidos validan la hipótesis inicial: las estructuras diseñadas pueden resistir las fuerzas generadas por las corrientes de agua sin comprometer su integridad estructural.

La geometría base rectangular mostró el mayor factor de seguridad en condiciones de máxima velocidad de operación, sin embargo, su alta deformación total, que alcanzó hasta 228 mm con aluminio y 80 mm con acero A-36, sugiere la necesidad de refuerzos adicionales. Por otro lado, la geometría con bastidor triangular se destacó por un comportamiento más equilibrado en deformaciones, esfuerzos y factor de seguridad, con deformaciones máximas de 64 mm en aluminio y 32 mm en acero A-36.

Los factores de seguridad mínimos calculados para estas geometrías fueron de 3.79 para el bastidor triangular, 4.02 para la base rectangular y 2.7 para los soportes laterales. Esto resalta la geometría triangular como la opción más viable para las condiciones operativas,

garantizando la estabilidad estructural y la durabilidad ante las fuerzas generadas por las corrientes de agua.

Es importante resaltar que este estudio se basa en un análisis teórico, lo que implica que los resultados obtenidos no han sido validados experimentalmente. Sin embargo, como diseño preliminar, los modelos presentados constituyen una opción viable que puede servir como base para futuras etapas de desarrollo y optimización, incluyendo pruebas experimentales. Además, la validación experimental de los modelos teóricos aquí presentados es esencial para confirmar su aplicabilidad en condiciones reales, lo que puede contribuir significativamente al avance en el campo de la energía renovable.

Este trabajo invita a la comunidad académica y profesional a seguir explorando nuevas metodologías que favorezcan la innovación en la ingeniería de turbinas hidrocinéticas. Se sugiere que futuras investigaciones se centren en la optimización de las geometrías y materiales, así como en el desarrollo de prototipos para realizar ensayos en condiciones reales.

Se recomienda promover la implementación de métodos de optimización en el diseño de estas estructuras, considerando no solo los factores de seguridad, sino también la minimización de deformaciones y el aumento de la durabilidad frente a condiciones operativas.

Además, se sugiere llevar a cabo estudios sobre materiales innovadores que puedan proporcionar mejoras en términos de resistencia a la corrosión, fatiga y peso, especialmente en entornos acuáticos, lo que contribuiría a incrementar la eficiencia de las turbinas hidrocinéticas.

Asimismo, se propone la construcción de prototipos de las geometrías optimizadas para realizar ensayos en condiciones de operación reales. Esto permitirá observar el comportamiento estructural bajo cargas hidrodinámicas y evaluar la viabilidad de los diseños.

Finalmente, se plantea implementar un sistema de monitoreo del desempeño de las turbinas hidrocinéticas en funcionamiento, que facilite la recopilación de datos sobre su comportamiento estructural y su respuesta a las variaciones de carga en tiempo real.

Referencias

Almazán, G., Palomino, M., Paramio, J. & Espinosa, J. (2001). *Ingeniería Marina: Sistemas de fondeo y anclaje.* Universidad Politécnica de Madrid. Archivo digital.

https://www.almazan-ingenieros.es/data/archivo/ingeniería%20Maritima.%20Sistemas%20de%20fondeo%20y%20anclaje.pdf,

Alu-stock. (s.f.). *Capítulo 10: El aluminio*.

https://www.alu-stock.es/multimedia/descargas/13/Cap10-el-aluminio.pdf

Autor desconocido. (2015). *HDPE, Polietileno de Alta Densidad*. WikiEAD.

https://wiki-ead.b-cdn.net/images/d/d4/Clase_3_construcci%C3%B3n_1_n%C3%A1utica_2015_HDPE.pdf

Agueldo, S. (2021). *Modelado numérico de una turbina para la extracción de energía por medio de corrientes marinas* [Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México]. dgb. Archivo digital, consultado en:

https://ru.dgb.unam.mx/bitstream/20.500.14330/TES01000821215/3/0821215.pdf

Azom. (2005). *Stainless Steels - Specifications, Grades and Properties*. Archivo digital consultado en: https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2874

Barea, A. (2016). *Energía de las corrientes marinas. Aplicación el estrecho de Gibraltar: Parque de turbinas Seagen* [Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Sevilla]. Biblioteca de Ingeniería Universidad de Sevilla.

https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/5711/fichero/ENERG%C3%8DA+DE+LAS+CORRIENTES+MARINAS.pdf

Bañuelos, F., Ring, M., Mendoza, E. & Silva, R. (2021). *Diseño de cimentaciones para Turbinas Marinas en Suelo Rocosos.* CEMIE-Océano. Consultado en: https://doi.org/10.26359/EPOMEX.CEMIE012021

Candelas, G. (2020). *Diseño un aerogenerador Offshore con soporte Jacket* [Trabajo Final de Master, Universitat Politécnica de Cataluya]. UPCommons. https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/331631/154319_TFM%20Guillem%20Candelas%20Corrales%20.pdf

Cano, G. (2022). *Metodología para el diseño e implementación de un disco difusor sobre una turbina marina hidrocinética* [Tesis, Universidad Autónoma del Estado de México].

Cano-Perea, G., Mendoza, G. & López-Rebollar, B. (2023). Numerical analysis of a ducted water current turbine for low energetic flow conditions. Research Gate. https://doi.org/10.1007/s40722-023-00308-8

Cengel, Y. y Boles, M. (2015). Termodinámica (V. Gonzales, Trad.; 8va ed.). Mc Graw Hill Education. (Trabajo original publicado en 2009).

Centro Mexicano de Innovación en Energía del Océano (CEMIE-Océano). (2021). Tipos de cimentaciones [Imagen]. En Cimentaciones para turbinas hidrocinéticas en ambientes marinos y fluviales. Recuperado de https://cemieoceano.mx/downloads/libros/Libro%20Cimentaciones%20Turbinas.pdf

Dassault Systemes [Solid Works]. (2024). *Criterio de máxima tensión de Von Mises*. https://help.solidworks.com/2024/spanish/SolidWorks/cworks/r_Maximum_von_Mises_Stress_Criterion.htm?verRedirect=1

Echeverría, A. (2017). *Obtención de energía a partir de las corriente marinas* [Trabajo Final de Grado, Universidad Politécnica de Madrid]. UPM.

https://oa.upm.es/49272/1/TFG_%20ALVARO_ECHEVERRIA_CABODEVILLA.pdf

Engineersedge (S.F.). *Von Mises Criterion (Maximum Distortion Energy Criterion) - Strength (Mechanics) of Materials*. https://www.engineersedge.com/material_science/von_mises.htm

Fauroux, L., Eterovic, J. & Degaetani, O. (2018). El efecto venturi y su incidencia en el rendimiento de turbinas Micro-Hidráulicas. *Revista Digital del Departamento de Ingeniería e Investigaciones Tecnológicas de la Universidad Nacional de La Matanza, 3(1)*, 1-0.

García, R. & Winckler P. (2009). *Generación de energía por corrientes de marea en Chile: Una aplicación al caso de Melinka* [Resumen Ejecutivo, Universidad de Valparaiso Chile] Archivo digital, consultado en: https://ingenieriaoceanica.uv.cl/images/extension/documentos_ico/2009-01%20Gen%20de%20energ%20x%20corrientes%20-%20Melinka%20v2010.pdf

García, P. (2009). *Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos* [Tesis, Universidad de Piura]. PIRHUA.

https://pirhua.udep.edu.pe/backend/api/core/bitstreams/dbfeb3f5-ae39-4e6e-9149-e62f1c619fc8/content

Graciá, M. (2014). *Estudio de las diferentes formas de conseguir energía con el mar y su aplicabilidad en el litoral español* [Proyecto Final de Carrera, Facultat de Nàutica de Barcelona] UPCommons. Archivo digital, consultado en: https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/22261

Guerrero, J. (2015). *Principios de Geonavegación* [Tesis para obtener el título de Ingeniero Petrolero]. Ptolomeo.

http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/9476/1/Principios%20de%20geonavegaci%C3%B3n.pdf

GTD. (2009). Generador eléctrico BioStream con forma de aleta de tiburón [Imagen]. https://www.gtd.eu/es/blog/biostream-un-generador-electrico-con-forma-de-aleta-de-tiburon

Hernández, J. (2019). *Estudio y caracterización del acero A36 tratado térmicamente como sustituto para la fabricación de tanques mezcladores de hormigón* [Trabajo de titulación, Escuela Politécnica Nacional]. EPN.

http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/20406,

Ibarra, R (2003). *La explotación petrolera mexicana frente a la conservación de la biodiversidad en el régimen jurídico internacional*. UNAM. Archivo digital, consultado en: https://archivos.juridicas.unam.mx/www/bjv/libros/3/1089/1.pdf

KMCaluminium. (2021, 7 de Julio). *What are the Mechanical Properties of Aluminium?*

https://kmcaluminium.com/what-are-the-mechanical-properties-of-aluminium/

K-Mac Plastics. (S.F.). HDPE Data Sheet. K-Mac *Plastics*. Archivo digital, consultado en: http://k-mac-plastics.com/data-sheets/hdpe.htm

López, J. (2015). *Aprovechamiento de corrientes marinas para la generación de energía eléctrica* [Proyecto de fin de carrera, Universidad de Sevilla]. Biblioteca de ingeniería Universidad de Sevilla. https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/5505/fichero/Aprovechamiento+de+corrientes+marinas+4.pdf

Lostado, R. (2012). *Modernización y optimización de productos y procesos industriales mediante la combinación del método de los elementos finitos y técnica de minería de datos* [Tesis doctoral, Universidad de la Rioja] Dialnet. Archivo Digital, consultado en: https://dialnet.unirioja.es/descarga/tesis/21337.pdf

Mancilla, C., Del Río, J., Arrieta, E. & Zuluaga, D. (2018). Turbinas hidrocinéticas de eje horizontal: una revisión a la literatura. *Índice de revistas mexicanas de investigación y tecnología del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (Conacyt) 9 (3),* 180-198. https://doi.org/10.24850/j-tyca-2018-03-08

MatWeb. (S.F.). Aluminum 7178-T6; 7178-T651. MatWeb. https://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7178T6

Mathweb. (S.F). *ASTM A36 Steel plate*. Archivo digital, consultado en: https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=afc003f4fb40465fa3df05129f0e88e6&ckck=1

Montllonch, T. (2010). *Tidal Power: Economic and Technological Assessment* [Master thesis, Tsinghua University]. UPCommns. https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/14731/Master%20Thesis_%20TID

AL%20POWER_%20Economic%20and%20Technological%20assessment_%20Tatiana%20Montllonch.pdf

Molina, J. (1992). *Análisis estructural con elementos finitos* [Tesis, Universidad Autónoma de Nuevo León]. Eprints. Archivo Digital, consultado en: http://eprints.uanl.mx/228/1/1020070633.PDF

Ministerio de Industria, Comercio y Turismo. (S.F.). Imagen sobre la producción de mareas [Imagen]. *Mimeturismo*. https://mimeturismo.com/como-se-producen-las-mareas/

Niebuhr, C., Van Dijk, M. Neary, V. & Bhagwan, J. (2019). *A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential*. Sciencedirect. Archivo digital, consultado en : https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S136403211930440X

Nuñez, L. (2012). *El aprovechamiento de las energías marinas como opción tecnológica a futuro. Dial Net, 386*. https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4156043.

Oliver, J. (2005). *Implantación de una unidad productiva dedicada a la fabricación de estructuras soldadas de aluminio* [Proyecto final de carrera, Universitat Politècnica de Catalunya]. UPCommons.

https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/2833

Pérez, U. (2018). *Implementación de báscula llenadora de costales de dúplex* [Informe técnico de residencia profesional, Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez]. Dspace.

http://repositoriodigital.tuxtla.tecnm.mx/xmlui/bitstream/handle/123456789/2052/MDRPIM2018054.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Redyy, D., & Swamidas, A. (2014). *Essential of offshore structure*. CRC Press.

http://marineman.ir/wp-content/uploads/2015/07/Reddy-D.V_-Swamidas-A.-S.-J.-Essentials-of-Offshore-Structures-_-Framed-and-Gravity-Platforms.-CRC-Press-2013.pdf

Rovira, M. (2020). Schematic illustration of shear strain applied to a block [Diagrama]. *ResearchGate.* https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-of-shear-strain-gDx-htanph-applied-to-a-block-The-shear-stress_fig2_361098740

San, A. (2021). Diseño y cálculo de una plataforma flotante para un aerogenerador marino de 15 MW [Proyecto de fin de grado, Universidad de Cantabria] *UCrea.* https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/22542/436328.pdf?sequence=1.

Telenchana, J. (2013). *Análisis de revestimientos duros en uniones soldadas de acero al carbono A36 mediante el proceso SMAW y su incidencia en las propiedades mecánicas*. UTA.

https://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/5995.

Viladoms, J. (2002). *Análisis de las propiedades de los materiales compuestos sometidos a tensión o flexión*. UDLAP.

http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/viladoms_w_jj/capitulo2.pdf

Villegas, M., Belén, A., Quelal, Q. & Del Rocío, V. (2009). *Análisis y resultados del comportamiento de los esfuerzos residuales y las deformaciones en juntas soldadas a tope de acero A36, aplicando el método SMAW con electrodos E6011.* ESPE.

http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/301

Anexos

Análisis estructrual

Para hacer este análisis utilizaremos la ayuda de la aplicación ANSYS Mechanical, esta se encuentra en la parte izquierda del espacio de trabajo en el módulo de análisis estático-estructurales.

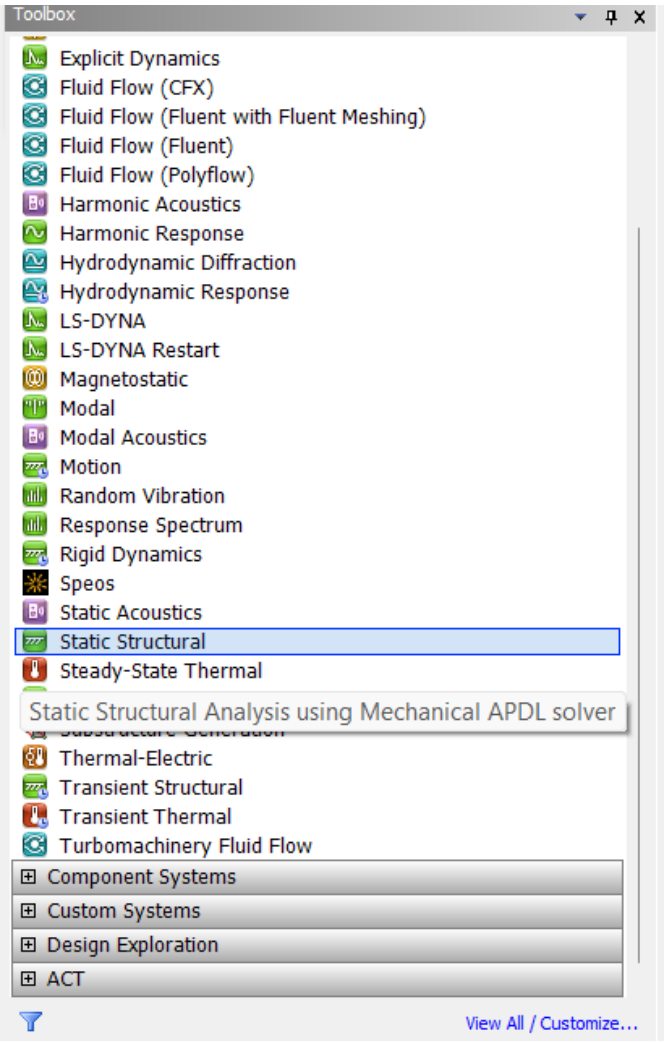


Ilustración 1. Ubicación del módulo static structural en workbench

Una vez seleccionado el módulo que se empleará para el análisis estructural, espacio de trabajo se apreciará como la ilustración XX.

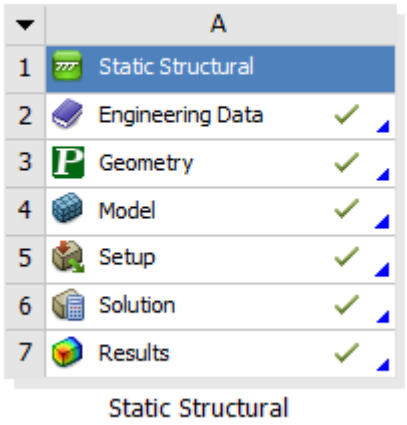


Ilustración 2. Módulo del análisis estructural en Workbenck

Geometrías

Estas geometrías serán importadas en el módulo de trabajo ya seleccionado.

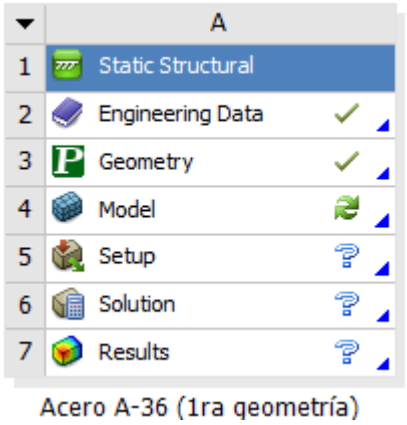


Ilustración 3. Importación de la geometría a Workbenck

Las variables por analizar en los tres modelos geométricos para los tres casos serán las siguientes:

- Deformación total
- Deformaciones cortantes
- Deformaciones cortantes máximas
- Deformación equivalente de Von-Mises
- Esfuerzos cortantes
- Máximos esfuerzos cortantes
- Esfuerzos equivalentes de Von-Mises

Para poder visualizar los resultados de estas variables a analizar es necesario ir a nuestro módulo de trabajo de análisis estructural, en donde para poder apreciar la deformación total se da click derecho en solution<insert<deformation<total.

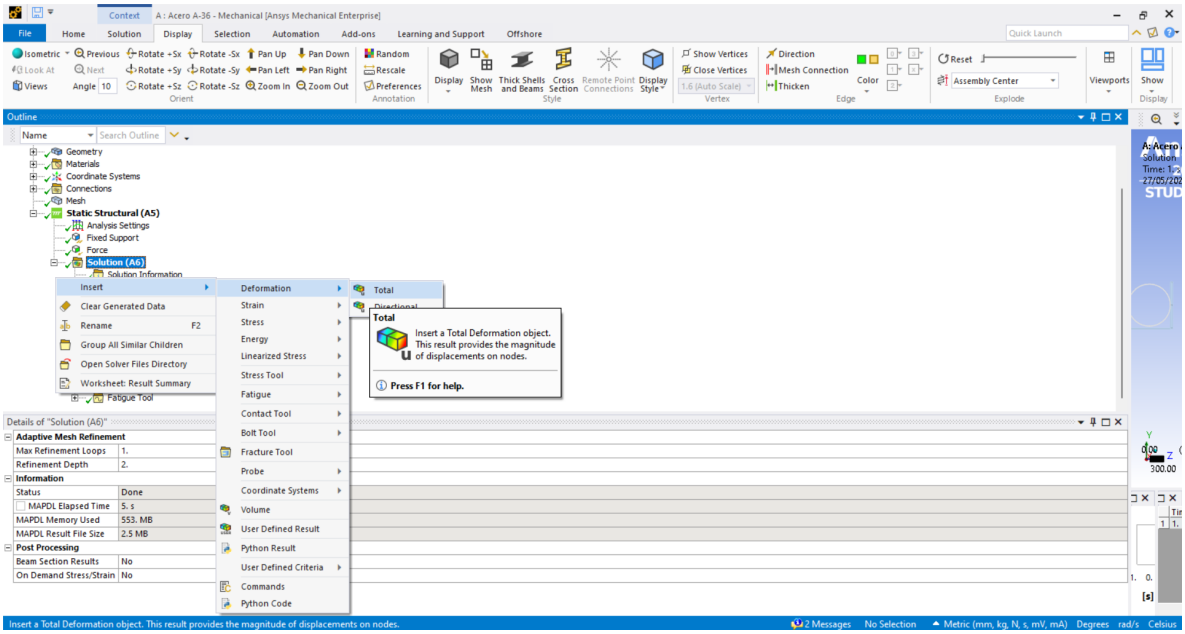


Ilustración 4.

De igual forma para visualizar las deformaciones cortantes se da clic derecho en el apartado de solution<insert<strain<shear.

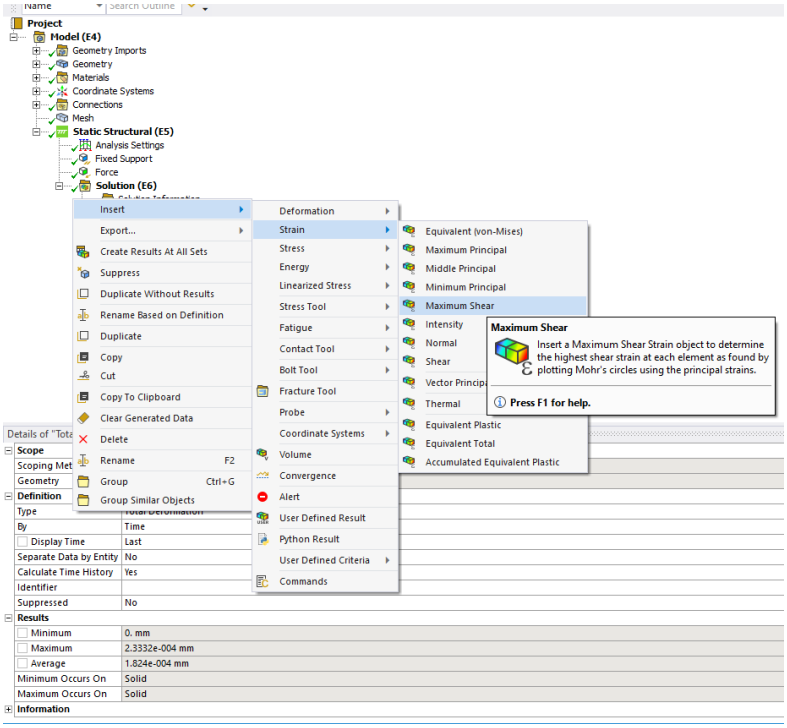


Ilustración 5.

Así mismo para visualizar las máximas deformaciones cortantes se da clic derecho en el apartado de solution<insert<strain<shear.

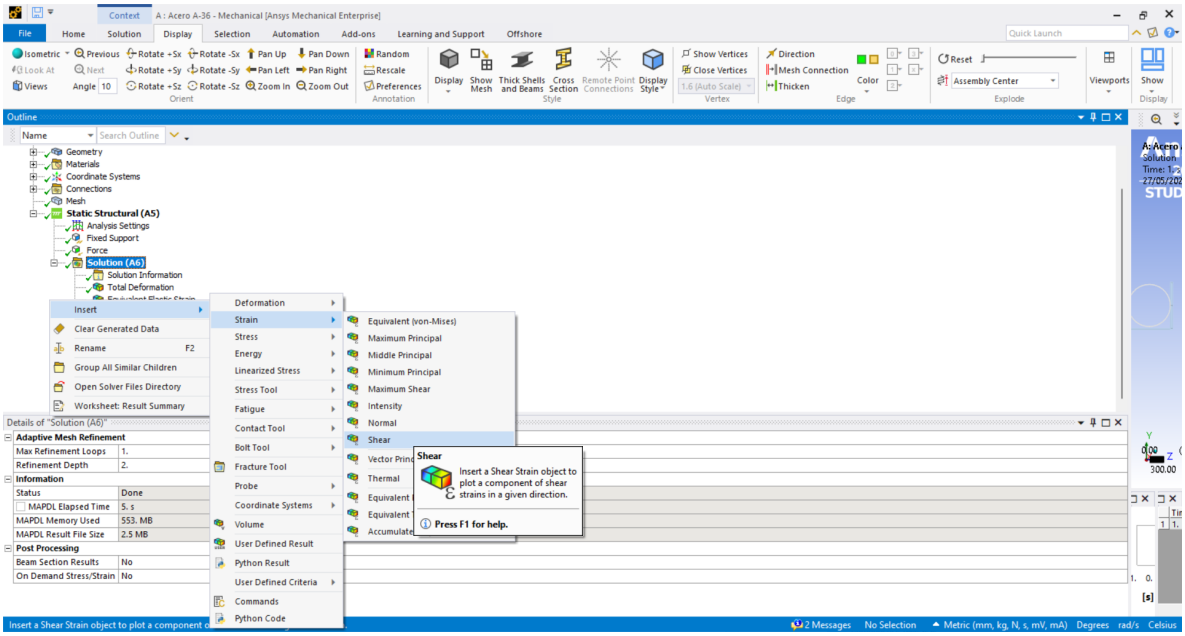


Ilustración 6.

Posterior a esto para poder visualizar los esfuerzos cortantes se da clic derecho en el apartado de solution<insert<stress<shear

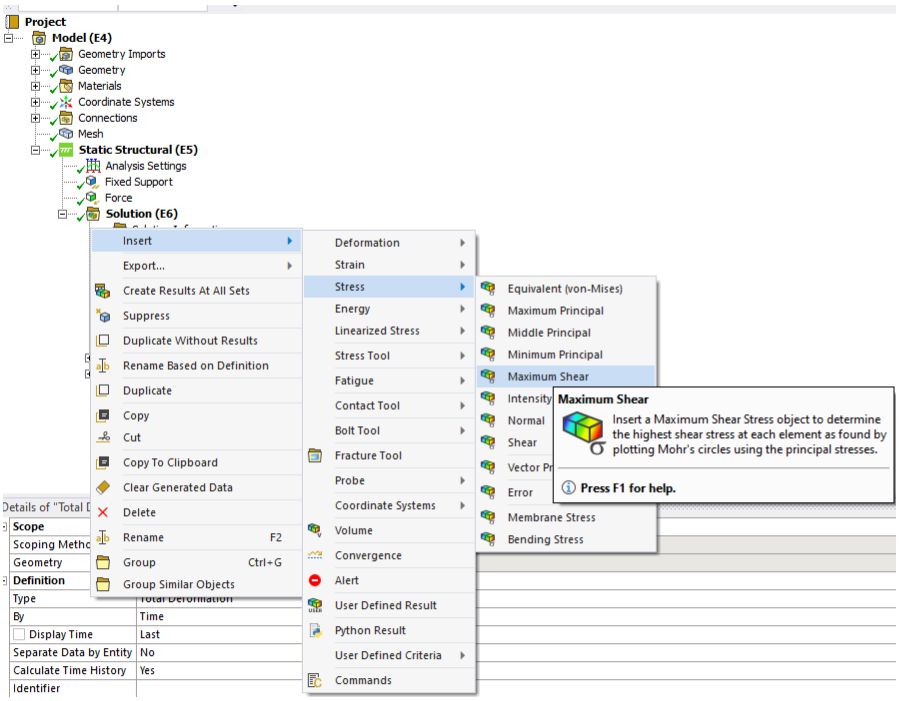


Ilustración 7.

Ahora para visualizar los máximos esfuerzos cortantes se da click derecho en el apartado de solution<insert<stress<shear

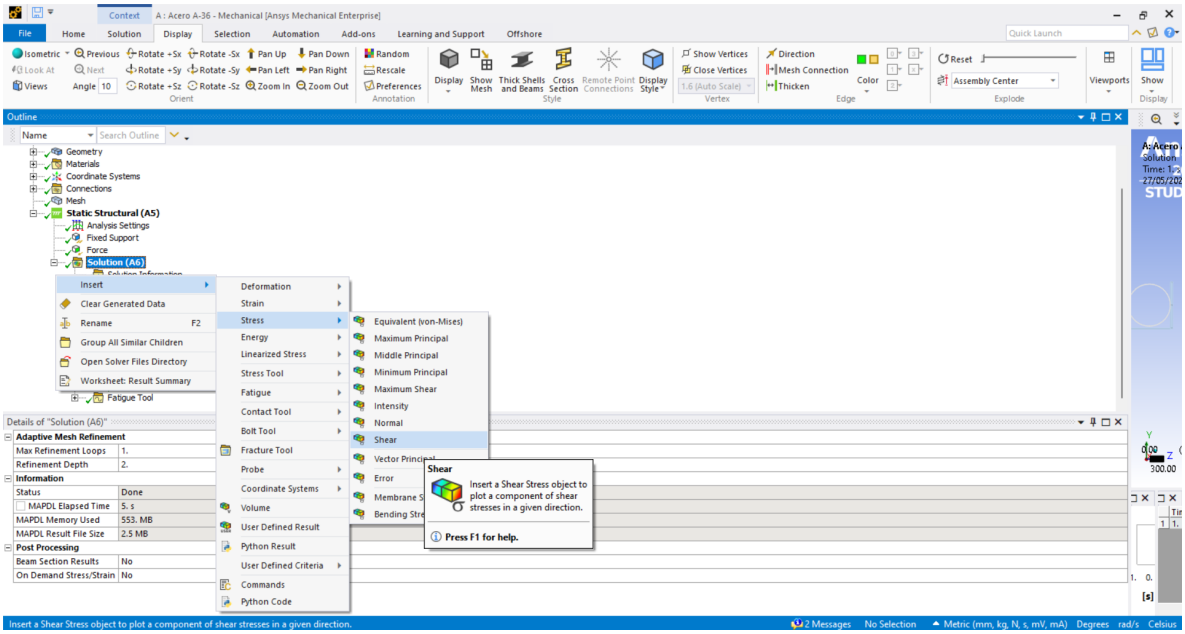


Ilustración 8.

En un apartado anterior se menciona la teoría de Von-Mises, la cual es evaluará en deformaciones equivalentes y en esfuerzos equivalentes.

Para las deformaciones equivalentes da clic derecho en el apartado de solution<insert<strain<equivalent von-mises.

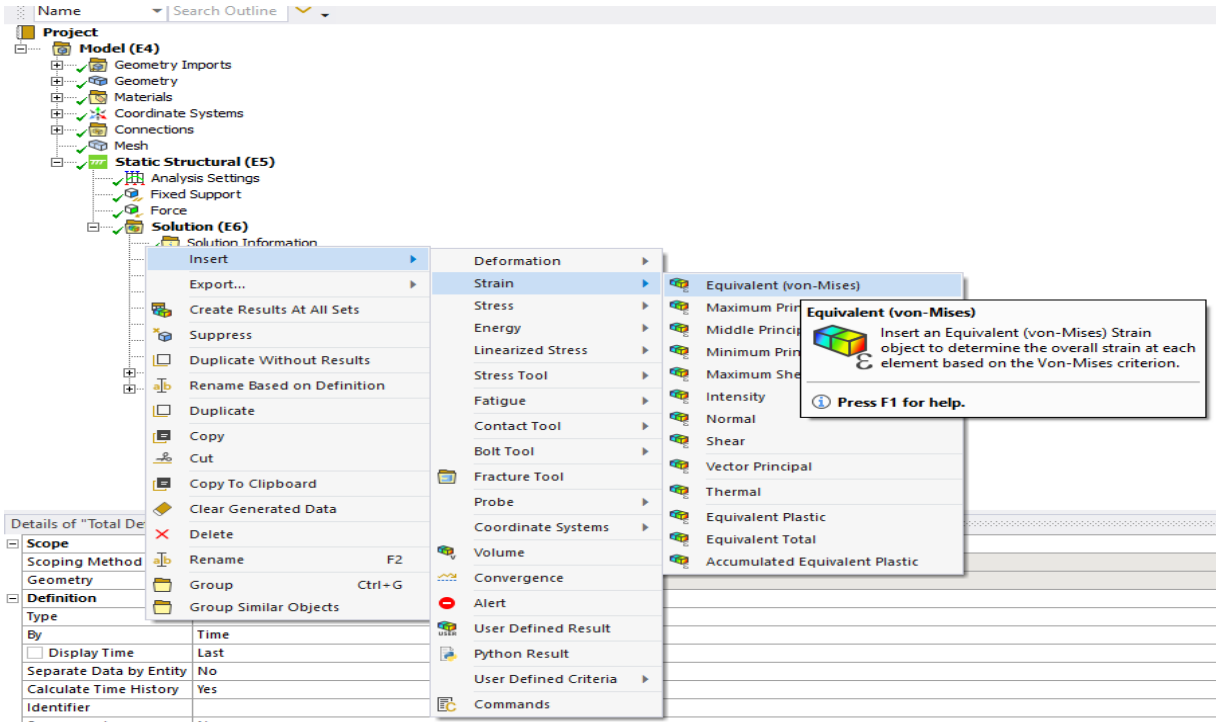


Ilustración 9.

Los esfuerzos equivalentes se obtienen dando clic derecho en el apartado de solution<insert<stress<equivalent von-mises.

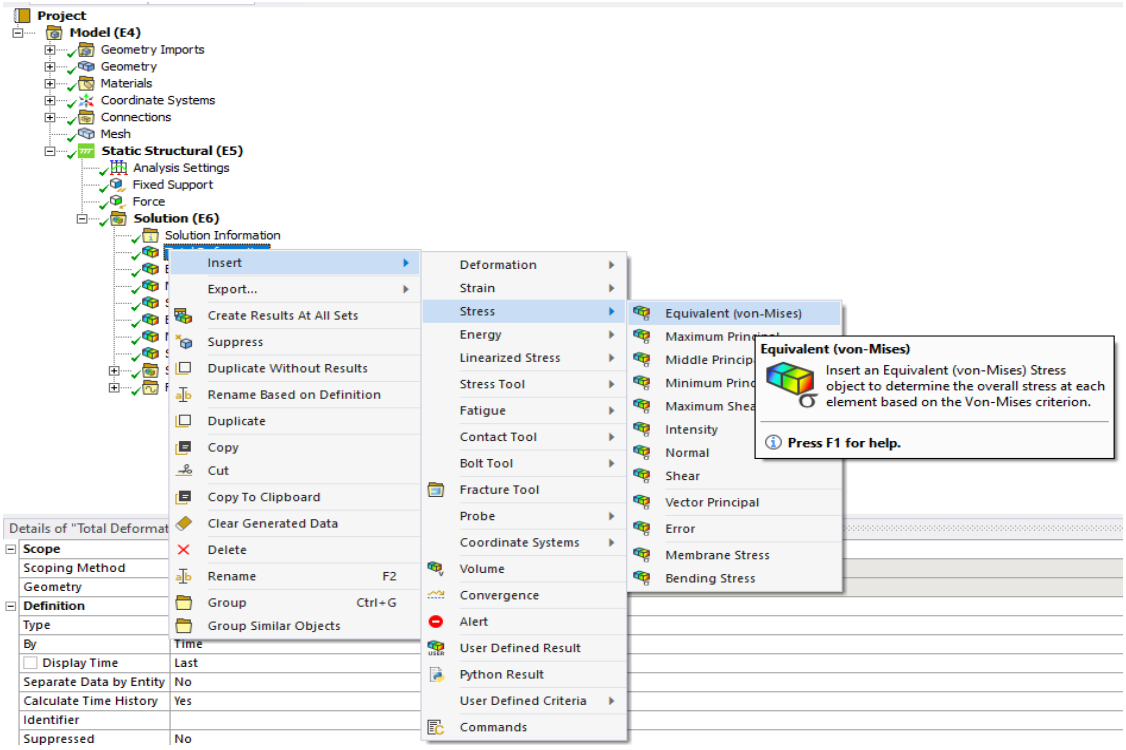


Ilustración 10.

Ya para concluir, la estructura será evaluada por medio del criterio planteado por Mohr-Coulomb, donde se buscará obtener el factor de seguridad.

Este se obtendrá dando click derecho en el apartado de solution<insert<stress tool<Mohr Coulomb Stress

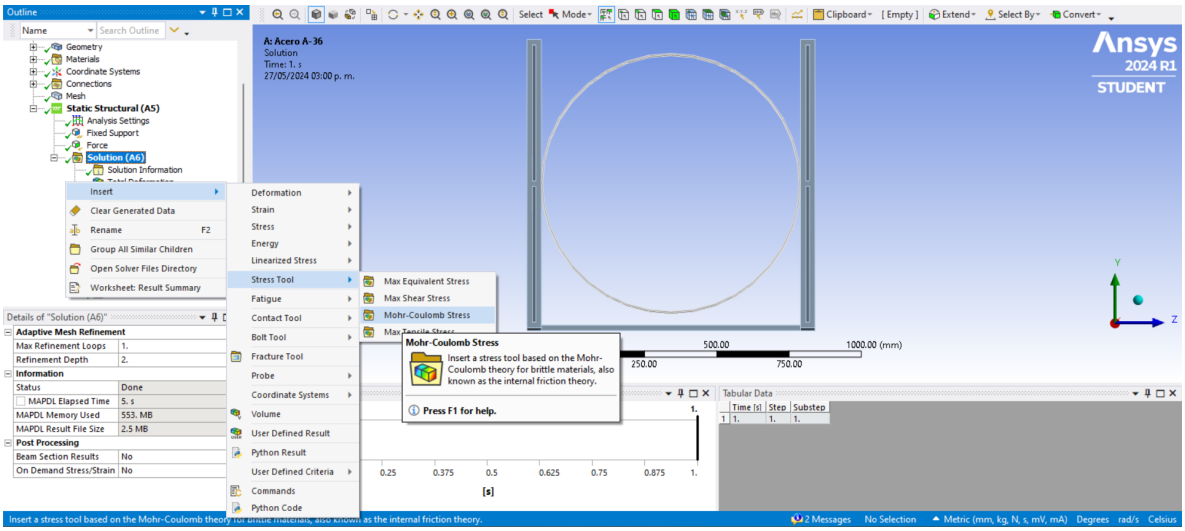
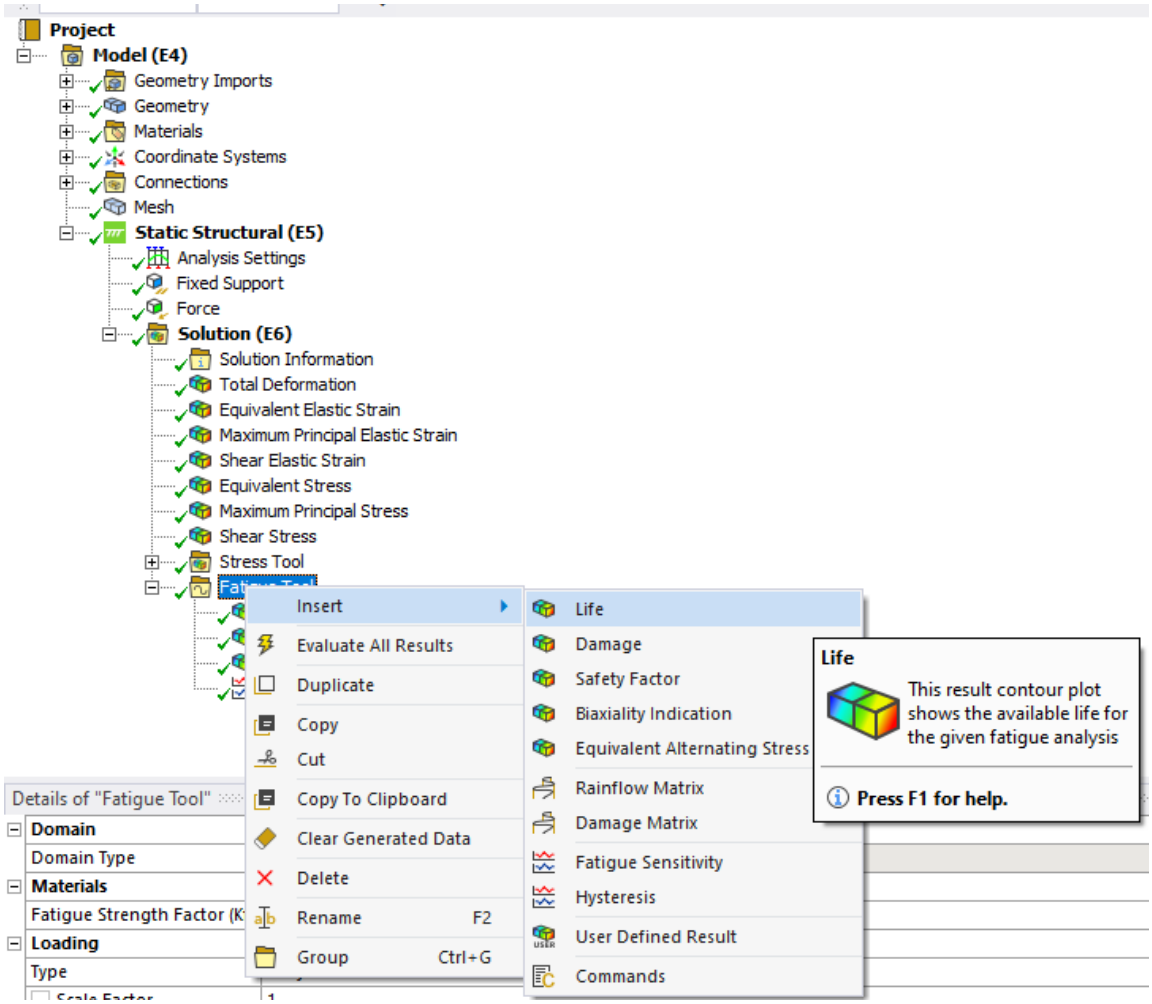


Ilustración 11.

En cuanto al análisis de fatiga este se obtendrá implementando la herramienta en el módulo de trabajo y se llama fatigue tool, en esta se da clic derecho fatigue tool<insert<life, mismo proceso pero ahora damage, y por último Safety factor.



Universidad Autónoma del Estado de México
UAEM

Toluca, México a 21 de Enero de 2025

Espacio Académico, Subdirector Académico, Coordinador de Programa
Presente

Carta de autorización para publicación en el RI

Declaración de autoría original, libre de embargo, susceptible de ser depositado en el Repositorio Institucional y solicitud de evaluación de grado.

Quien firma al calce, declaro bajo protesta de decir verdad que soy el(la) autor(a) de la obra (tipo de obra) tesis
titulada (título de la obra) Diseño y análisis de un sistema de soporte para una turbina hidrocinética
y estoy de acuerdo con la totalidad de su contenido, manifiesto mi conformidad y mi autorización para que se publique en Repositorio Institucional de la Universidad Autónoma del Estado de México, con fines académicos y culturales en formato de acceso abierto, en los términos del Reglamento de Acceso Abierto, la Normatividad vigente emitida por la Institución y las legislaciones aplicables en la materia.

Así mismo, declaro que responderé de la autoría y originalidad de la obra de mérito y del ejercicio pacífico de los derechos que autorizo en este acto, manifiesto que no existe otra persona física o moral a la que pertenezca; por lo cual libero de toda responsabilidad a la Universidad Autónoma del Estado de México de cualquier demanda o reclamación que llegara a formular alguna persona física o moral que se considere con derecho sobre la obra, asumiendo todas las consecuencias legales y económicas a que hubiera lugar.

De igual forma permito que la Oficina de Conocimiento Abierto perteneciente a esta Máxima Casa de Estudios, realice lo propio para el almacenamiento, preservación y difusión de la obra, con fines académicos y culturales en formato de acceso abierto y sin fines de lucro.

Firmo de conformidad y bajo protesta de decir verdad



Nombre y firma Alfonso Antonio Chávez Romero
No de cuenta: 1510308

Conozco y acepto los términos de privacidad de la Universidad Autónoma del Estado de México
http://web.uaemex.mx/avisos/Aviso_Privacidad.pdf

Universidad Autónoma del Estado de México
UAEM

Toluca, México a 21 de Enero de 2025

Hoja de datos del autor

Nombre: Alfonso Antonio Chávez Romero

Número de cuenta: 1510308

Grado académico obtenido: Licenciatura en Ingeniería

Programa educativo de procedencia:

Institución donde labora: UAEMex

Domicilio: Bosques de Flamboranes #160

Teléfono/ Fax: 7223478072

Correo electrónico: ingalfonsocr@gmail.com

Alfonso Antonio Chávez Romero
Nombre y firma

Esta información es recabada con fines administrativos para el proceso de titulación del Espacio Académico que suscribe.

Conozco y acepto los términos de privacidad de la Universidad Autónoma del Estado de México
http://web.uaemex.mx/avisos/Aviso_Privacidad.pdf