



Universidad Nacional de San Luis

Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias

***DESARROLLO DE UN PROTOTIPO DE TURBINA
HIDRÁULICA DE BAJA POTENCIA Y SELECCIÓN DE UN
GENERADOR ACORDE CON LAS PRESTACIONES DE LA
MISMA.***

Soria, Carlos Miguel

Quiroga, Gonzalo Ariel

Trabajo final de Ingeniería Electromecánica.

Director: Ing. Mercuri, Luis Roberto

Co-director: Ing. Rodrigo, Ramiro

Villa Mercedes, San Luis

2026

RESUMEN

El presente trabajo estudia la posibilidad de aprovechar el movimiento del agua en un canal de riego para producir energía eléctrica a pequeña escala mediante un dispositivo diseñado para operar dentro de ese entorno. Para ello, se desarrollaron distintas configuraciones de una rueda o rotor con diferente número de álabes, con el objetivo de identificar la alternativa de mejor desempeño.

Cada diseño fue modelado digitalmente y evaluado mediante herramientas de simulación computacional, lo que permitió comparar su respuesta frente al flujo de agua y estimar su rendimiento en términos de movimiento, esfuerzos transmitidos y comportamiento general. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la configuración de once álabes presentaba el desempeño más favorable dentro de las condiciones analizadas, siendo seleccionada para las etapas posteriores del estudio.

Seguidamente, se realizó una evaluación estructural orientada a verificar la capacidad del diseño seleccionado para soportar las exigencias mecánicas generadas durante su funcionamiento. Los resultados mostraron un comportamiento funcional satisfactorio desde el punto de vista del aprovechamiento hidráulico, aunque también evidenciaron la necesidad de introducir mejoras estructurales para alcanzar condiciones de operación más seguras y confiables, particularmente en las zonas de mayor concentración de esfuerzos y desplazamientos.

En consecuencia, se concluye que la propuesta desarrollada constituye una base de diseño técnicamente viable y prometedora como concepto inicial, aunque requiere ajustes y refuerzos antes de considerarse apta para una futura implementación o construcción de prototipo. Finalmente, y a partir del desempeño obtenido, se realizó una selección preliminar de un equipo de generación comercial capaz de transformar el movimiento mecánico en energía eléctrica, completando así la evaluación integral del sistema propuesto.

En conjunto, el trabajo permitió analizar de manera ordenada una solución de aprovechamiento energético aplicada a canales de riego, identificar la configuración más conveniente entre las alternativas estudiadas y establecer con claridad tanto su potencial de aplicación como los aspectos que deberán optimizarse en futuras etapas de desarrollo.

Palabras clave: Canal de riego; Energía renovable; Generación eléctrica; Microgeneración; Turbina hidrocínética.

PROPUESTA DE TRABAJO FINAL

El presente proyecto está dirigido al diseño eficiente de una turbina hidráulica adaptada a la geometría específica de un canal de riego. Esta máquina aprovechará la energía del fluido que la atraviesa para producir un movimiento de rotación, el cual será transferido mediante un eje a un generador eléctrico. Este generador permitirá alimentar pequeñas instalaciones eléctricas, como un sistema de iluminación, sin detallar el uso específico, centrandó el estudio en el funcionamiento del conjunto turbina-generador. El proyecto abordará tanto el diseño de la turbina como la selección del generador adecuado para optimizar el rendimiento del sistema.

Objetivo General

Diseñar una turbina hidráulica adaptada geométricamente para la generación eléctrica, cuyo comportamiento esté dentro de los parámetros operacionales estándar para este tipo de máquinas.

Objetivos Específicos

- Recabar información relacionada con antecedentes e historia de turbinas hidráulicas y generadores similares a los del estudio.
- Obtener datos operacionales y de desempeño a través de la aplicación teórico-analítica de las ciencias de la Mecánica de los Fluidos, la Teoría de las Máquinas Hidráulicas y la generación eléctrica.
- Analizar parámetros estructurales, dinámicos e hidrodinámicos mediante un prototipo virtual de la turbina, utilizando sistemas o plataformas de cálculo que trabajan bajo el método de Análisis por Elementos Finitos (F.E.A) y los principios de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).
- Obtener y documentar la información constructiva de la turbina mediante diseño asistido por computadora (CAD).
- Seleccionar un generador eléctrico adecuado para la turbina, evaluando los requisitos de potencia y eficiencia basados en la potencia estimada de la turbina. Es fundamental que el generador se ajuste a las especificaciones operacionales y garantice una integración efectiva con el diseño de la turbina.
- Obtener conclusiones que justifiquen el desarrollo futuro de esta maquinaria.

Alcances del proyecto

Este proyecto abarca el diseño y análisis de un prototipo de turbina hidráulica adaptada a las características geométricas específicas de un canal de riego. El desarrollo incluirá la elaboración de un modelo tridimensional mediante software CAD, la simulación del comportamiento de la turbina utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el análisis estructural por medio de Análisis de Elementos Finitos (FEA). Se evaluarán las distintas configuraciones de álabes y su impacto en la eficiencia, con el objetivo de determinar el diseño más adecuado para el sistema.

Además, se procederá a la selección de un generador eléctrico acorde con las prestaciones de la turbina, basándose en los resultados obtenidos en las simulaciones y en la potencia teórica calculada. La elección del generador garantizará la integración efectiva con el sistema, sin abordar la construcción física del prototipo ni la puesta en funcionamiento de un modelo real. Asimismo, el proyecto no incluirá la evaluación de aplicaciones prácticas para la energía generada, concentrándose únicamente en el análisis del sistema turbina-generador.

Metodología y Actividades

La metodología del proyecto se basa en una combinación de enfoques teóricos, simulaciones computacionales y análisis estructurales para desarrollar el prototipo de turbina hidráulica. Las actividades se dividen en las siguientes fases:

1. Recopilación de Datos y Búsqueda Bibliográfica:

- Investigación documental: Revisión de literatura técnica y científica sobre turbinas hidráulicas, generadores eléctricos y sistemas de generación de energía hidráulica. Esto incluye libros, artículos de revistas especializadas, y normativas relevantes.
- Análisis de casos previos: Estudio de casos y prototipos similares desarrollados anteriormente para identificar soluciones probadas y aprender de experiencias previas.

2. Diseño de la Turbomáquina:

- Definición de parámetros iniciales: Establecimiento de los requisitos geométricos y operacionales de la turbina basados en la geometría del canal de riego y los objetivos de generación eléctrica.
- Especificación del rotor: Diseño del rotor de la turbina considerando diferentes configuraciones de álabes. La selección de la configuración se basará en un balance entre eficiencia y viabilidad técnica.

3. Modelado y Simulación:

a. Modelado CAD:

- Creación del modelo 3D: Uso de software CAD para crear un modelo tridimensional detallado de la turbina. Este modelo incluirá todos los elementos críticos del diseño.
- Preparación para simulación: Ajuste del modelo CAD para que sea compatible con los programas de simulación CFD y FEA.

b. Simulación CFD:

- Configuración de la simulación: Definición de las condiciones de operación del flujo de agua, como velocidad y presión, y configuración del software CFD para analizar el comportamiento de la turbina con distintas configuraciones de álabes.
- Análisis de resultados: Evaluación de los resultados de las simulaciones para determinar la eficiencia y el rendimiento de cada configuración de álabes. Comparación de resultados para seleccionar la configuración óptima.

c. Simulación FEA:

- Configuración de la simulación: Uso de software FEA para analizar los esfuerzos y desplazamientos en el modelo de la turbina. Esto incluye la definición de las propiedades materiales y las condiciones de carga.
- Evaluación de la integridad estructural: Análisis de los resultados para verificar la resistencia y la estabilidad de la turbina en las condiciones operativas previstas.

4. Cálculo de la Potencia Teórica:

- Determinación de parámetros operacionales: Cálculo de la potencia teórica generada por la turbina basándose en los resultados de las simulaciones CFD y las características del flujo de agua.

5. Selección del Generador Eléctrico:

- Evaluación de requerimientos: Determinación de los requisitos de potencia eléctrica basados en la potencia estimada de la turbina.
- Selección y dimensionamiento: Elección de un generador eléctrico adecuado que cumpla con los requisitos operacionales de la turbina. El generador será seleccionado en base a sus especificaciones técnicas y su capacidad de adaptación al diseño.

6. Elaboración de Planos Constructivos:

- Generación de planos: Creación de planos detallados utilizando el software CAD, que incluirán dimensiones, materiales y especificaciones técnicas necesarias para la construcción de la turbina.
- Documentación de resultados: Preparación de un informe que compile todos los datos operacionales, constructivos y los resultados de las simulaciones, así como las conclusiones del proyecto.

7. Conclusiones e Informe:

- Análisis final: Evaluación de los resultados obtenidos a lo largo del proyecto para establecer conclusiones sobre el diseño de la turbina y su viabilidad.
- Elaboración del informe final: Redacción del informe final del proyecto, que incluirá todos los aspectos del diseño, las simulaciones realizadas, los resultados obtenidos y las recomendaciones para futuros desarrollos.

8. Cronograma:

CRONOGRAMA

[illegible]

INDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1:	INTRODUCCION	1
CAPÍTULO 2:	MARCO TEÓRICO	3
2.1.	Máquinas de fluido.....	3
2.1.1.	Clasificación de las máquinas de fluido	3
2.1.2.	Definición de las turbomáquinas (TM)	4
2.1.3.	Ecuación de Euler	5
2.1.4.	Clasificación de las TM según la compresibilidad del fluido: definición de turbomáquina hidráulica	6
2.2.	Turbinas hidrocínéticas	6
2.2.1.	Consideraciones generales de la energía hidrocínética	7
2.3.	Rueda hidráulica.....	8
2.3.1.	Tipos de ruedas hidráulicas	9
2.4	Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	11
2.5.	Análisis por elementos finitos (FEA).....	13
2.5.1.	Funcionamiento del software	14
CAPÍTULO 3:	ANÁLISIS Y DESARROLLO	16
3.1	Canal de riego	17
3.1.1	Ubicación	17
3.1.2	Dimensiones estructurales.....	19
3.1.3	Cotas de agua máxima y promedio	20
3.2	Diseño de la turbomáquina.....	20
3.2.1	Consideraciones previas.....	20
3.2.2	Diseño del Rotor Hidráulico	21
3.2.3	Materiales de fabricación	22
3.2.4	Distancias y ubicación.....	23
3.3	Configuración del software CFD utilizado	24
3.3.1	Ambiente de trabajo (Environment)	25
3.3.2	Materiales (Materials).....	27
3.3.3	Geometría (Geometry)	28
3.3.3.1	Canal.....	28
3.3.3.2	Rotor	32
3.4	Simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD)	34
3.4.1	Análisis del sistema mediante CFD	34
3.4.2	Análisis de la simulación	38

3.4.3	Generación de gráficas	41
3.4.3.1	Menú de gráficos.....	41
3.4.3.2	Visualización de gráficas.....	41
3.4.4	Obtención de revoluciones por minuto (n)	44
3.4.5	Simulaciones desarrolladas	44
3.4.5.1	Rotor 8 álabes.....	44
3.4.5.2	Rotor 9 álabes.....	46
3.4.5.3	Rotor 10 álabes.....	47
3.4.5.4	Rotor 11 álabes.....	48
3.4.5.5	Rotor 12 álabes.....	49
3.4.6	Torques generados	51
3.4.7	Fuerzas resultantes promedio sobre el rotor	52
3.4.8	Elección del rotor más eficiente	53
3.4.8.1	Evaluación y selección Final	54
3.5	Análisis por elementos finitos (FEA) del rotor de 11 álabes.....	55
3.5.1	Modelo estructural analizado	55
3.5.2	Selección del material utilizado.....	56
3.5.3	Obtención de las cargas estructurales a partir del análisis CFD	57
3.5.3.1	Distribución del torque entre los álabes activos	57
3.5.3.2	Determinación del Radio Efectivo (R_{ef})	59
3.5.3.3	Cálculo de las fuerzas equivalentes	60
3.5.4	Análisis del modelo seleccionado	61
3.5.4.1	Configuración del modelo de elementos finitos	61
3.5.4.2	Resultados del análisis.....	64
3.5.4.3	¿Por qué aplicar un coeficiente de seguridad?	74
3.5.4.4	Evaluación de los desplazamientos	77
3.5.5	Propuestas de mejora estructural	79
3.5.6	Mejoras realizadas.....	81
3.5.7	Resultados obtenidos luego de las modificaciones estructurales	84
3.5.7.1	Álabe vertical modificado	85
3.5.7.2	Álabe oblicuo modificado	89
3.5.7.3	Evaluación de los desplazamientos	92
3.5.7.4	Comparación de resultados entre el diseño original y el rediseño	94
3.5.7.5	Conclusión de la etapa de rediseño	96
3.6	Potencia mecánica desarrollada por el rotor	96
3.7	Selección de un generador acorde con las prestaciones de la turbina.....	97
3.7.1	Parámetros mecánicos disponibles en el eje	98
3.7.2	Tipos de generadores aplicables a sistemas de baja potencia	98
3.7.3	Compatibilidad velocidad–potencia	99
3.7.4	Selección del generador propuesto	100
3.7.5	Justificación de la tensión nominal y configuración eléctrica.....	100

3.7.6	Consideraciones finales de acoplamiento	101
3.7.7	Selección concreta de un generador comercial	102
3.7.8	Sistema de transmisión y adecuación de velocidad	105
3.7.9	Justificación técnica de la elección	107
CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES		108
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		110
APÉNDICE		111
ANEXO		119

INDICE DE FIGURAS

Figura N°1 – Algunos tipos de bombas rotativas de desplazamiento positivo, o rotoestáticas....	4
Figura N°2 – Triángulo de velocidades.....	5
Figura N°3 – Turbinas hidrocínéticas de flujo axial de. Turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado.	8
Figura N°4 – Rueda hidráulica o noria.....	9
Figura N°5 – Clasificación de Ruedas hidráulicas verticales más usadas a lo largo de la historia.	10
Figura N°6 – Zonas de alto contacto aerodinámico en diferentes condiciones de simulación...	11
Figura N°7 – Canalización de represa de agua.	12
Figura N°8 – Mallado y corte en plano Y, del eje coordenado.	12
Figura N°9 – Vórtices, capa límite y movimiento del aire.	13
Figura N°10 – Cobertor de bomba de desplazamiento positivo.	14
Figura N°11 – Ejemplos de deformación después de la simulación.....	15
Figura N°12 – Embalse Paso de las Carretas.	17
Figura N°13 – Canal Paso de las Carretas.....	18
Figura N°14 – Extensión del Canal Paso de las Carretas.....	19
Figura N°15 – Perfil del Canal Paso de las Carretas, acotado en milímetros.....	20
Figura N°16 – Cotas de agua máxima y promedio expresadas en milímetros, sin rebalse.	20
Figura N°17 – Rotor de 7 álabes planos.....	22
Figura N°18 – Distancia de un álabe en su posición vertical respecto al suelo del canal.....	24
Figura N°19 – Árbol de Proyecto para la configuración de la CFD.	25
Figura N°20 – Espacio de trabajo (Workspace).....	25
Figura N°21 – Condiciones del ambiente de trabajo.....	27
Figura N°22 – Condiciones de material.	28
Figura N°23 – Características del Canal.....	28
Figura N°24 – Sólido definido CANAL.	29
Figura N°25 – Características de la sección definida como Entrada (INLET).	29
Figura N°26 – Sección definida como Entrada.	30
Figura N°27 – Sección definida Entrada (rojo) con Canal en superposición (azul).	30
Figura N°28 – Características de la sección definida como Salida (OUTLET).	31
Figura N°29 – Sección definida Salida (verde) con Canal en superposición (azul).	31
Figura N°30 – Vectores Posición en el espacio de trabajo de la CFD.....	32
Figura N°31 – Rotor 7 álabes.	32
Figura N°32 – Características del rotor.....	34

Figura N°33 – Rotor y su eje de rotación. Modelo de 7 álabes.	35
Figura N°34 – Perfil del álabe.....	35
Figura N°35 – Características mecánicas del rotor de 7 álabes.....	36
Figura N°36 – Inicio de la simulación.....	36
Figura N°37 – Movimiento del fluido representado a través de esferas.	37
Figura N°38 – Movimiento del fluido representado a través de vectores.	38
Figura N°39 – Acercamiento de los vectores velocidad.....	38
Figura N°40 – Interacción del fluido con un álabe del rotor.....	39
Figura N°41 – Partículas de fluido acompañando al álabe en su movimiento.....	39
Figura N°42 – Variación de altura de fluido después de entrar en interacción con el rotor.	40
Figura N°43 – Fin de la simulación. Presión total del fluido a lo largo del canal.....	40
Figura N°44 – Menú Gráficos, se recuadra en rojo.....	41
Figura N°45 – Menú desplegable de selección de las diferentes geometrías para la visualización de gráficos.....	42
Figura N°46 – Gráfica de movimiento alrededor del Eje X del rotor (“Wx”).	43
Figura N°47 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 7 álabes.....	43
Figura N°48 – Rotor 8 álabes.	45
Figura N°49 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 8 álabes.....	45
Figura N°50 – Rotor 9 álabes.	46
Figura N°51 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 9 álabes.....	46
Figura N°52 – Rotor 10 álabes.	47
Figura N°53 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 10 álabes.....	48
Figura N°54 – Rotor 11 álabes.	48
Figura N°55 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 11 álabes.....	49
Figura N°56 – Rotor 12 álabes.	50
Figura N°57 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 12 álabes.....	50
Figura N°58 – Gráfica de torques generados sobre el rotor.....	51
Figura N°59 – Gráfica de fuerzas generadas sobre el rotor durante la simulación.....	53
Figura N°60 – Álabe y eje con refuerzos unidos.....	55
Figura N°61 – Distribución de la altura disponible.	58
Figura N°62 – Radio efectivo del álabe vertical y dimensiones del trapecio involucrado.	59
Figura N°63 – Radio efectivo del álabe oblicuo y dimensiones del trapecio involucrado.	60
Figura N°64 – Aplicación de la fuerza hidrodinámica sobre la superficie activa del álabe.....	61
Figura N°65 – Condición de apoyo sin fricción aplicada sobre la superficie interior del eje.	62
Figura N°66 – Parámetros de configuración del mallado del modelo.....	63
Figura N°67 – Distribución de la malla y superficie de aplicación de la carga.....	63

Figura N°68 – Configuración inicial del análisis por elementos finitos.....	64
Figura N°69 – Configuración de la fuerza aplicada al álabe vertical.	65
Figura N°70 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe vertical con la escala de resultados completa.	66
Figura N°71 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical con la escala de resultados completa.	67
Figura N°72 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe vertical con escala gráfica limitada a 0–8 MPa para facilitar la visualización.	68
Figura N°73 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical con escala gráfica limitada a 0–8 MPa.....	69
Figura N°74 – Configuración de la fuerza aplicada al álabe oblicuo.	70
Figura N°75 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe oblicuo con la escala de resultados completa.	71
Figura N°76 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo con la escala de resultados completa.	72
Figura N°77 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe oblicuo con escala gráfica modificada para facilitar la visualización.	73
Figura N°78 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo con escala gráfica modificada.....	74
Figura N°79 – Desplazamiento máximo del álabe vertical.	78
Figura N°80 – Desplazamiento máximo del álabe oblicuo.	79
Figura N°81 – Refuerzo estructural del álabe antes de la modificación.	82
Figura N°82 – Refuerzo estructural del álabe después de la modificación.	82
Figura N°83 – Puntos inferiores del refuerzo del álabe antes del fortalecimiento.	83
Figura N°84 – Puntos inferiores del refuerzo del álabe después del fortalecimiento.....	83
Figura N°85 – Fortalecimiento de la unión entre la estructura de refuerzo y la chapa del álabe.	84
Figura N°86 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe vertical modificado con la escala de resultados completa.	85
Figura N°87 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical modificado con la escala de resultados completa.	86
Figura N°88 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe vertical modificado con escala gráfica limitada a 0–10 MPa para facilitar la visualización.	87
Figura N°89 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical modificado con escala gráfica limitada a 0–10 MPa.....	88
Figura N°90 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe oblicuo modificado con la escala de resultados completa.	89
Figura N°91 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo modificado con la escala de resultados completa.	90
Figura N°92 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe oblicuo modificado con escala gráfica limitada a 0–8 MPa para facilitar la visualización... ..	91

Figura N°93 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo modificado con escala gráfica limitada a 0–8 MPa.	92
Figura N°94 – Desplazamiento máximo del álabe vertical modificado.	93
Figura N°95 – Desplazamiento máximo del álabe oblicuo modificado.	94
Figura N°96 – Generador de imanes permanentes seleccionado.	103

INDICE DE TABLAS

Tabla N°1 – Datos técnicos del canal de riego.	19
Tabla N°2 – Valores promedio de torques generados para cada configuración de rotor.....	52
Tabla N°3 – Valores promedio de fuerzas generadas para cada configuración de rotor.....	53
Tabla N°4 – Resumen de datos técnicos de cada rotor.	54
Tabla N°5 – Relación Torque/Peso.	54
Tabla N°6 – Características de aceros inoxidables.....	56
Tabla N°7 – Comparación de los resultados obtenidos para el diseño original y el diseño modificado.	95
Tabla N°8 – Extracto de la hoja técnica de un generador síncrono de imanes permanentes de 3 kW y 170 rpm utilizado como referencia para la selección del generador.....	104

CAPÍTULO 1: INTRODUCCION

En los últimos años, el desarrollo de fuentes de energía renovable ha cobrado una importancia creciente debido a la necesidad de diversificar la matriz energética y reducir el impacto ambiental asociado a los sistemas de generación tradicionales. En este contexto, el aprovechamiento de recursos hidráulicos disponibles en infraestructuras existentes, como los canales de riego, representa una alternativa interesante para la generación de energía eléctrica a pequeña escala.

Los sistemas de generación hidrocinética permiten transformar la energía cinética del flujo de agua en energía mecánica mediante turbinas especialmente diseñadas para operar en corrientes de baja altura y velocidad moderada. Este tipo de tecnologías resulta particularmente adecuado para aplicaciones de baja potencia, donde el objetivo es aprovechar recursos hidráulicos disponibles sin necesidad de realizar grandes obras civiles ni modificar significativamente las instalaciones existentes.

El presente trabajo final de ingeniería se centra en el diseño y análisis de una turbina hidrocinética destinada al aprovechamiento energético de un canal de riego. Para ello, se propone el desarrollo de un rotor capaz de convertir la energía del flujo en energía mecánica de rotación, la cual posteriormente puede ser transformada en energía eléctrica mediante el acoplamiento a un generador adecuado.

Con el objetivo de evaluar el desempeño del sistema propuesto, se emplean distintas herramientas de análisis propias de la ingeniería. En primer lugar, se realiza el modelado del rotor y se estudia su comportamiento hidráulico mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD), lo que permite estimar parámetros fundamentales como el torque generado y la velocidad de rotación del sistema.

Posteriormente, se lleva a cabo un análisis estructural del rotor utilizando el método de elementos finitos (FEA), con el fin de verificar la resistencia mecánica de los componentes frente a las cargas producidas por el flujo de agua. Este análisis permite identificar posibles concentraciones de tensiones, evaluar desplazamientos y analizar el factor de seguridad del diseño propuesto.

A partir de los resultados obtenidos en estas etapas, se determina la potencia mecánica disponible en el eje de la turbina y se realiza la selección de un generador eléctrico

compatible con las condiciones de operación del sistema. De esta manera, se completa el análisis del conjunto turbina–generador, permitiendo evaluar la factibilidad técnica de implementar un sistema de generación hidrocínética de baja potencia en un canal de riego.

El presente documento se encuentra organizado de la siguiente manera. En primer lugar, se desarrolla el marco teórico que reúne los conceptos fundamentales necesarios para comprender el funcionamiento de las turbinas hidrocínéticas y las metodologías de análisis empleadas. Posteriormente, se presenta el desarrollo del diseño, incluyendo el modelado del rotor, los estudios de simulación hidráulica y el análisis estructural. Finalmente, se exponen los resultados obtenidos, el cálculo de la potencia generada y la selección del generador eléctrico, junto con las conclusiones derivadas del trabajo realizado.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1. Máquinas de fluido

Las máquinas de fluido son dispositivos capaces de intercambiar energía mecánica con un fluido. Dependiendo de su función, pueden transformar energía mecánica en energía hidráulica o neumática, como ocurre en las bombas y ventiladores, o bien transformar la energía del fluido en energía mecánica, como sucede en las turbinas.

Estas máquinas se encuentran presentes en una gran variedad de aplicaciones industriales y energéticas, abarcando desde equipos de pequeña potencia hasta grandes sistemas de generación eléctrica. Su estudio resulta fundamental para comprender el funcionamiento de dispositivos hidráulicos utilizados para el aprovechamiento energético del flujo de agua [1].

2.1.1. Clasificación de las máquinas de fluido

Las máquinas de fluido pueden clasificarse según distintos criterios, aunque uno de los más utilizados se basa en el modo en que se realiza el intercambio de energía entre el fluido y la máquina. De acuerdo con este criterio, las máquinas se dividen en máquinas de desplazamiento positivo y turbomáquinas.

En las máquinas de desplazamiento positivo, el fluido queda confinado en un volumen cerrado y la transferencia de energía se produce mediante variaciones sucesivas de dicho volumen. El caudal suministrado depende principalmente del desplazamiento geométrico de la máquina. Dentro de este grupo se encuentran, por ejemplo, las bombas de pistón, de engranajes y de paletas.

Por otro lado, las turbomáquinas realizan el intercambio energético de manera continua a través de un rotor provisto de álabes. En este caso, la variación de cantidad de movimiento del fluido genera una transferencia de energía entre el fluido y el rotor. Dependiendo del sentido de dicha transferencia, las turbomáquinas pueden actuar como generadoras de energía mecánica, como las turbinas hidráulicas, o como receptoras de energía mecánica, como las bombas y compresores.

La turbina hidrocínética desarrollada en el presente trabajo pertenece al grupo de las turbomáquinas hidráulicas, ya que aprovecha la energía cinética del agua en movimiento para producir rotación en el eje del rotor.

A continuación, en la Figura N°1 se presentan algunos ejemplos representativos de bombas de desplazamiento positivo de tipo rotativo, lo que permite visualizar las distintas configuraciones constructivas.

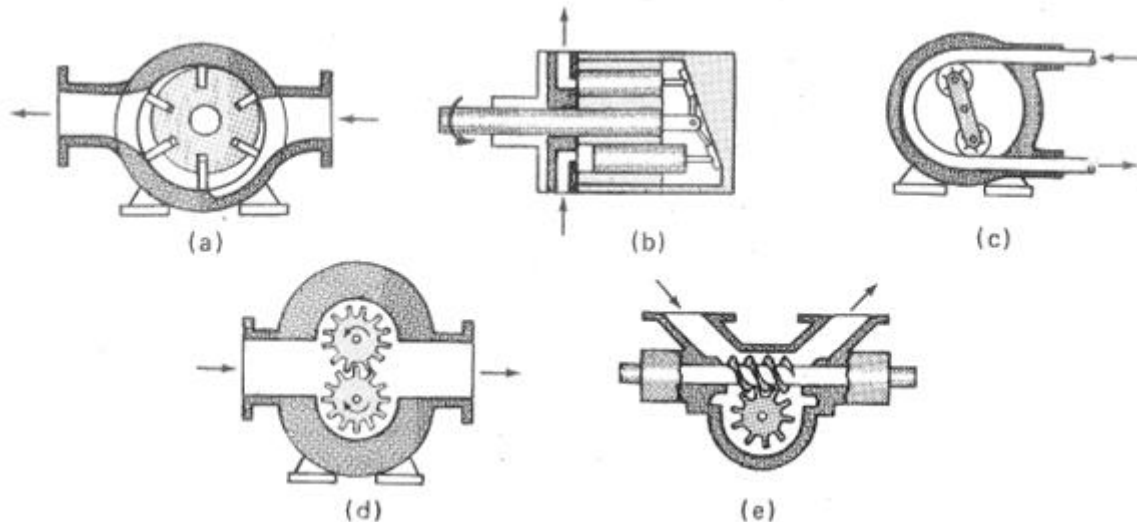


Figura N°1 – Algunos tipos de bombas rotativas de desplazamiento positivo, o rotoestáticas: a) Paletas deslizantes; b) Émbolos axiales; c) Tubo flexible; d) Engranajes exteriores; e) Engranaje y tornillo. Adaptado de [1]

2.1.2. Definición de las turbomáquinas (TM)

Las turbomáquinas son máquinas hidráulicas o térmicas en las cuales existe un intercambio continuo de energía entre un fluido y un rotor en movimiento. Este intercambio se produce debido a la variación del momento cinético del fluido al atravesar los álabes del rotor.

Una de las principales características de las turbomáquinas es que el flujo circula de manera continua a través de la máquina, diferenciándose así de las máquinas de desplazamiento positivo, donde el movimiento del fluido ocurre por ciclos discretos.

Dentro de las turbomáquinas hidráulicas se encuentran las turbinas, bombas y ventiladores, cuyos principios de funcionamiento se fundamentan en la ecuación de Euler aplicada al intercambio de energía entre el fluido y el rotor.

2.1.3. Ecuación de Euler

La ecuación de Euler constituye la base teórica para el análisis energético de las turbomáquinas. Esta ecuación relaciona el trabajo intercambiado entre el fluido y el rotor con la variación del momento angular del fluido entre la entrada y la salida de la máquina.

Para una turbomáquina hidráulica, el trabajo específico intercambiado puede expresarse mediante:

$$W_t = u_1 * c_1 * \cos \alpha_1 - u_2 * c_2 * \cos \alpha_2$$

Donde:

- u_1 y u_2 son las velocidades periféricas del rotor.
- c_1 y c_2 son las velocidades absolutas del fluido.
- w_1 y w_2 son las velocidades relativas del fluido respecto al álabe.
- α_1 y α_2 son los ángulos de incidencia de entrada y salida respectivamente de la TM.

La ecuación permite analizar la transferencia de energía entre el flujo de agua y el rotor, siendo un concepto fundamental para el diseño y evaluación de turbinas hidrocínéticas.

El análisis del triángulo de velocidades proporciona una representación visual de este proceso y se puede apreciar en la siguiente imagen.

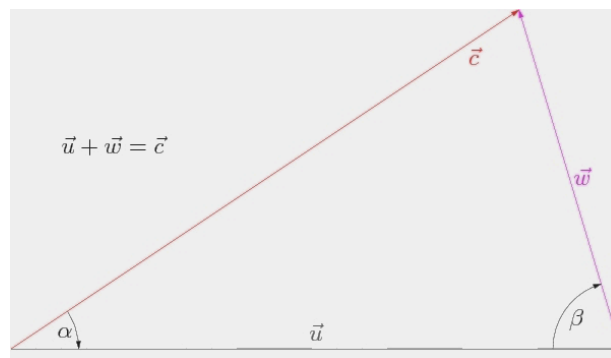


Figura N°2 – Triángulo de velocidades. [1]

2.1.4. Clasificación de las TM según la compresibilidad del fluido: definición de turbomáquina hidráulica

Las turbomáquinas pueden clasificarse según la variación de densidad que experimenta el fluido durante su paso a través de la máquina. De acuerdo con este criterio, se distinguen las turbomáquinas térmicas y las turbomáquinas hidráulicas.

En las turbomáquinas hidráulicas, la variación de densidad del fluido es despreciable, por lo que el fluido puede considerarse incompresible durante el proceso de intercambio energético. Debido a esto, su análisis y diseño se realizan sin considerar cambios significativos en el volumen específico del fluido.

Dentro de este grupo se encuentran las turbinas hidráulicas, bombas y otras máquinas destinadas al transporte o aprovechamiento energético del agua. El funcionamiento de estas máquinas se fundamenta en la ecuación de Euler aplicada al intercambio de energía entre el fluido y el rotor.

La turbina estudiada en el presente trabajo corresponde a una turbomáquina hidráulica, ya que aprovecha la energía cinética del flujo de agua presente en un canal de riego para generar movimiento rotacional y posteriormente energía eléctrica.

2.2. Turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas aprovechan las corrientes de los ríos para generar energía eléctrica, en contraste con la energía hidrostática que se obtiene almacenando agua en embalses para generar presión y energía potencial. Mientras que la energía hidrostática plantea problemas ambientales y sociales, la hidrocinética se considera una fuente de energía renovable con bajo impacto ambiental [2].

Aunque estas turbinas tienen desafíos técnicos como producción relativamente baja y sensibilidad a las variaciones estacionales, sus ventajas incluyen la capacidad de extraer potencia incluso a velocidades bajas del río debido a la densidad del agua, la posibilidad de electrificar áreas donde la construcción de presas es inviable y el bajo impacto en la topografía y geología local.

Estas ventajas han impulsado su uso en áreas rurales sin acceso a la red eléctrica, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles como el diésel y el GLP.

2.2.1. Consideraciones generales de la energía hidrocinética

Las turbinas hidrocinéticas son dispositivos diseñados para aprovechar la energía cinética de corrientes de agua en movimiento, como ríos, canales o corrientes marinas, transformándola en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica.

A diferencia de las centrales hidroeléctricas convencionales, que utilizan la energía potencial del agua almacenada mediante presas o grandes desniveles, las turbinas hidrocinéticas funcionan directamente con la velocidad natural de la corriente, sin necesidad de embalses ni grandes obras civiles. Debido a ello, representan una alternativa de generación renovable de menor impacto ambiental y con mayor facilidad de implementación en determinadas regiones.

El desempeño de una turbina hidrocinética depende principalmente de la velocidad de la corriente, la profundidad disponible y la estabilidad del caudal a lo largo del año. Aunque la potencia obtenida suele ser menor en comparación con sistemas hidroeléctricos tradicionales, estas turbinas presentan ventajas importantes en aplicaciones de pequeña escala y en zonas rurales donde el acceso a la red eléctrica es limitado.

Otro aspecto relevante es su capacidad de adaptación a canales de riego y cursos de agua existentes, permitiendo el aprovechamiento energético sin modificar significativamente la infraestructura hidráulica ni las condiciones naturales del entorno.

Las turbinas hidrocinéticas pueden clasificarse según la orientación del eje del rotor respecto de la dirección del flujo. Entre las configuraciones más utilizadas se encuentran las turbinas de flujo axial, en las cuales el eje de rotación es paralelo a la corriente de agua, y las turbinas de flujo cruzado, donde el eje se dispone de manera perpendicular al flujo.

En la Figura N°3 se presentan distintos tipos de turbinas hidrocinéticas de flujo axial y de flujo cruzado, con el objetivo de visualizar algunas de las configuraciones más utilizadas en este tipo de aprovechamiento energético.

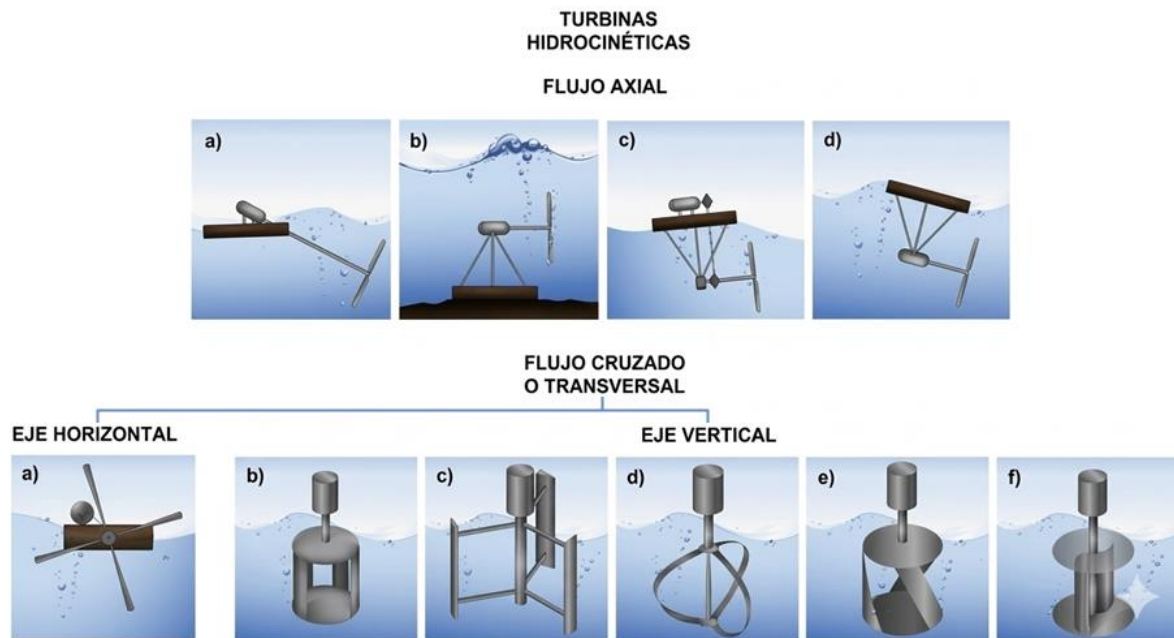


Figura N°3 – Turbinas hidrocinéticas de flujo axial de: a) eje inclinado, b) amarre rígido, c) generador no sumergido y d) generador sumergido. Turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado: a) de eje horizontal, b) jaula de ardilla Darrieus, c) H-Darrieus, d) Darrieus, e) Gorlov y f) Savonius. Adaptado de [2]

2.3. Rueda hidráulica

Las ruedas hidráulicas son dispositivos mecánicos utilizados para transformar la energía del agua en movimiento en energía mecánica de rotación. Históricamente fueron empleadas en molinos harineros, aserraderos y distintos procesos industriales, constituyendo uno de los primeros sistemas desarrollados para el aprovechamiento energético de cursos de agua [3].

Estas máquinas están compuestas por una rueda provista de paletas, álabes o recipientes distribuidos en su periferia. El flujo de agua actúa sobre dichos elementos generando el movimiento de rotación del conjunto. Tradicionalmente fueron construidas en madera, aunque posteriormente comenzaron a fabricarse también en metal para mejorar su resistencia y durabilidad.

El funcionamiento de las ruedas hidráulicas depende directamente de las condiciones del flujo de agua disponible, particularmente del caudal y de la velocidad de la corriente. Debido a ello, su aplicación se encuentra condicionada por las características hidráulicas del sitio de instalación.

Si bien actualmente han sido reemplazadas en gran medida por turbinas hidráulicas de mayor rendimiento, las ruedas hidráulicas representan un antecedente importante en el desarrollo de sistemas de aprovechamiento energético del agua. Además, algunos de sus principios de funcionamiento continúan siendo aplicados en dispositivos hidrocínicos modernos destinados a generación de energía a pequeña escala.

En la Figura N°4 se presenta una rueda hidráulica tradicional utilizada para el aprovechamiento de energía hidráulica.



Figura N°4 – Rueda hidráulica o noria. [4]

2.3.1. Tipos de ruedas hidráulicas

Las ruedas hidráulicas pueden clasificarse según la orientación de su eje y la forma en que el agua actúa sobre la rueda [5].

Una de las clasificaciones más antiguas distingue entre ruedas de eje vertical y ruedas de eje horizontal. Las ruedas de eje vertical, utilizadas principalmente en molinos romanos, transmitían el movimiento mediante sistemas de engranajes y permitían un mejor aprovechamiento de la energía hidráulica. Por otro lado, las ruedas de eje horizontal, asociadas a los antiguos molinos griegos, poseían una construcción más simple y funcionaban directamente impulsadas por la corriente de agua.

Otra clasificación ampliamente utilizada considera el punto de ingreso del agua sobre la rueda. Dentro de este grupo se destacan:

- **Ruedas de alimentación inferior:** el agua actúa sobre la parte inferior de la rueda impulsándola mediante la velocidad de la corriente.
- **Ruedas de pecho:** el agua ingresa aproximadamente a la altura del eje de rotación.
- **Ruedas de alimentación superior o de rebasamiento:** el agua ingresa por la parte superior, aprovechando principalmente la energía potencial gravitatoria.
- **Ruedas reversibles o inclinadas hacia atrás:** diseñadas para mejorar el aprovechamiento del flujo en determinadas condiciones de operación.

Cada configuración presenta características particulares de rendimiento y aplicación, dependiendo del caudal disponible, la velocidad del agua y el desnivel existente en el sitio de instalación.

En la Figura N°5 se muestran algunos de los tipos de ruedas hidráulicas verticales más utilizados históricamente.

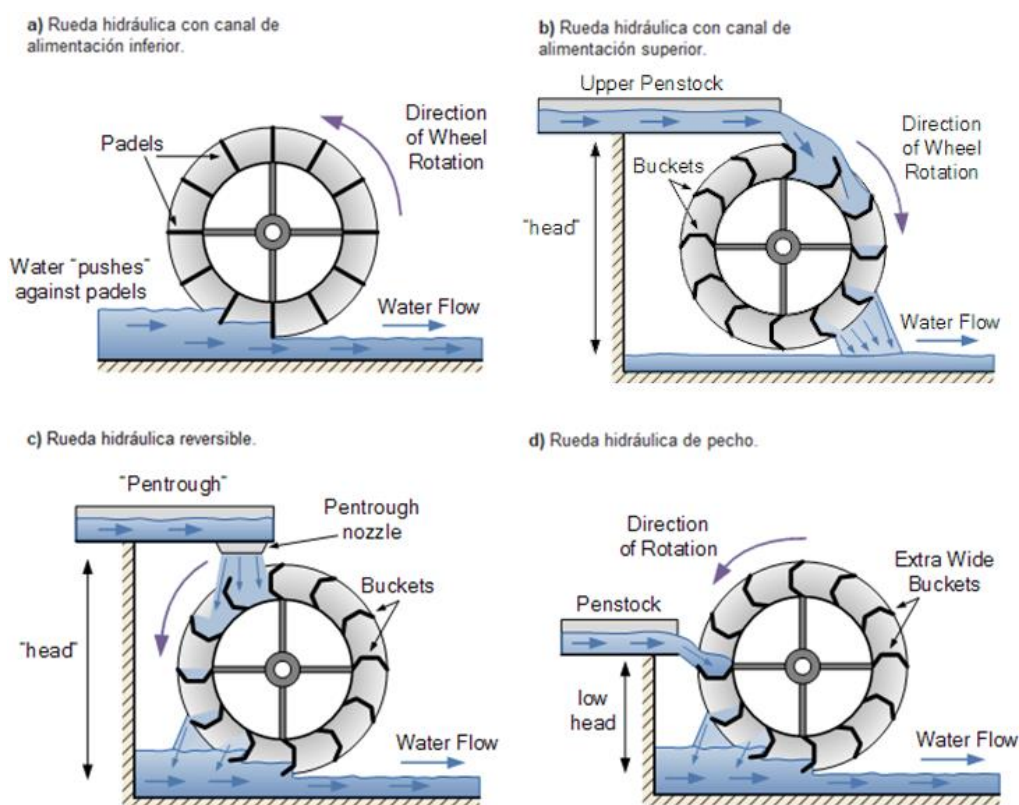


Figura N°5 – Clasificación de Ruedas hidráulicas verticales más usadas a lo largo de la historia.
Adaptado de [5]

2.4 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La Dinámica de Fluidos Computacional, conocida como CFD por sus siglas en inglés (*Computational Fluid Dynamics*), es una herramienta numérica utilizada para analizar y simular el comportamiento de fluidos mediante métodos computacionales. Su aplicación permite estudiar fenómenos complejos de flujo que resultan difíciles de evaluar únicamente mediante formulaciones analíticas o ensayos experimentales [6].

En ingeniería, la CFD es ampliamente utilizada para el análisis y diseño de sistemas hidráulicos, aerodinámicos y térmicos, ya que posibilita obtener información detallada sobre variables como velocidad, presión, turbulencia y distribución de esfuerzos dentro del dominio de estudio.

El funcionamiento de la CFD se basa en la resolución numérica de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, aplicadas sobre un dominio discretizado en pequeñas celdas computacionales. Para ello, se emplean distintos métodos numéricos, entre los cuales se destacan diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos.

Como ejemplo de aplicación de esta herramienta, en la Figura N°6 se muestran zonas de alto contacto aerodinámico obtenidas mediante simulación CFD, permitiendo identificar regiones críticas del flujo. Aunque el caso corresponde a un estudio aerodinámico, el mismo principio de análisis puede aplicarse al estudio de flujos hidráulicos, como los involucrados en turbinas hidrocineéticas.

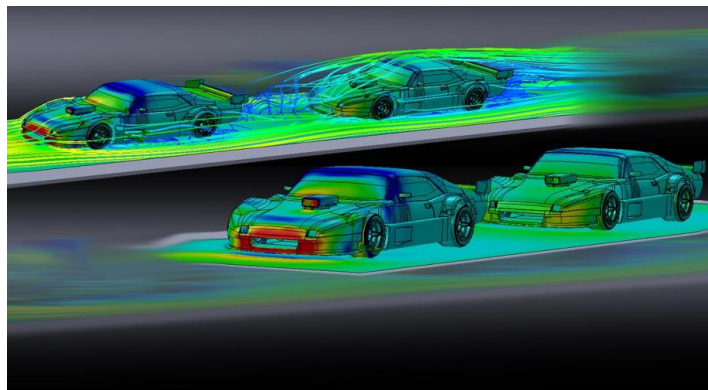


Figura N°6 – Zonas de alto contacto aerodinámico en diferentes condiciones de simulación. [7]

El desarrollo de una simulación CFD generalmente se divide en tres etapas principales: preproceso, cálculo y posproceso.

- **Preproceso:** en esta etapa se define la geometría del problema, las propiedades del fluido, las condiciones de contorno y la generación de la malla computacional. La calidad del mallado resulta fundamental para obtener resultados precisos y confiables.

Como ejemplo de aplicación en esta etapa, en la figura siguiente se presenta una simulación de canalización hidráulica, mientras que en la imagen posterior se muestra el proceso de mallado y el análisis en un plano de corte utilizados para discretizar el dominio de estudio.

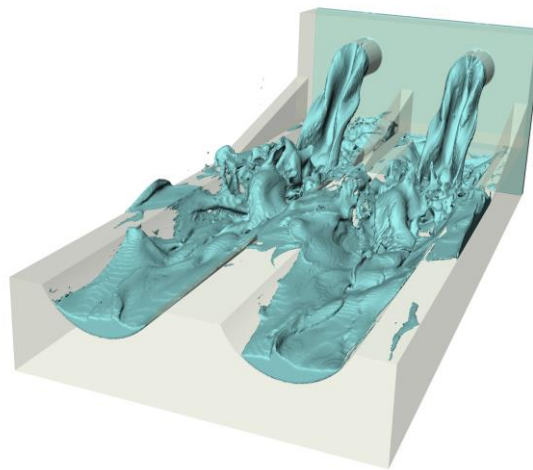


Figura N°7 – Canalización de represa de agua. [7]

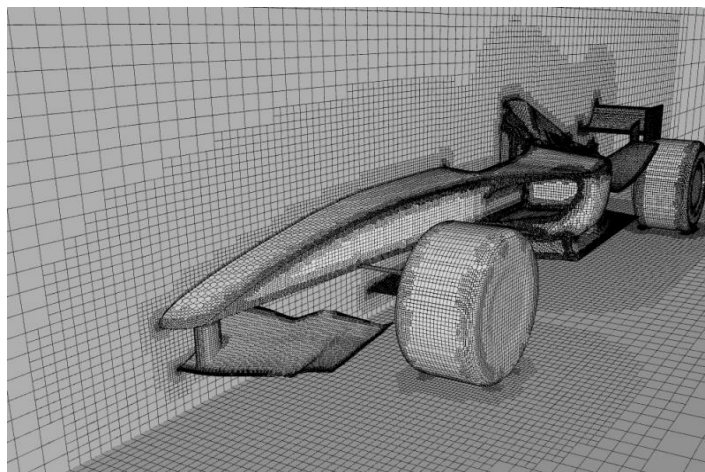


Figura N°8 – Mallado y corte en plano Y, del eje coordenado. [7]

- **Cálculo:** una vez generado el modelo, el software resuelve numéricamente las ecuaciones de flujo para cada elemento de la malla. Esta etapa puede requerir elevados recursos computacionales, especialmente en simulaciones tridimensionales o con flujos turbulentos.
- **Posproceso:** finalmente, los resultados obtenidos son analizados mediante gráficos, cortes, líneas de corriente y distribuciones de presión o velocidad. Esta etapa permite interpretar el comportamiento del fluido y evaluar el desempeño del sistema analizado.

Un ejemplo de este tipo de análisis se presenta en la Figura N°9, donde se observan fenómenos característicos como la formación de vórtices y el desarrollo de la capa límite obtenidos a partir de una simulación CFD.

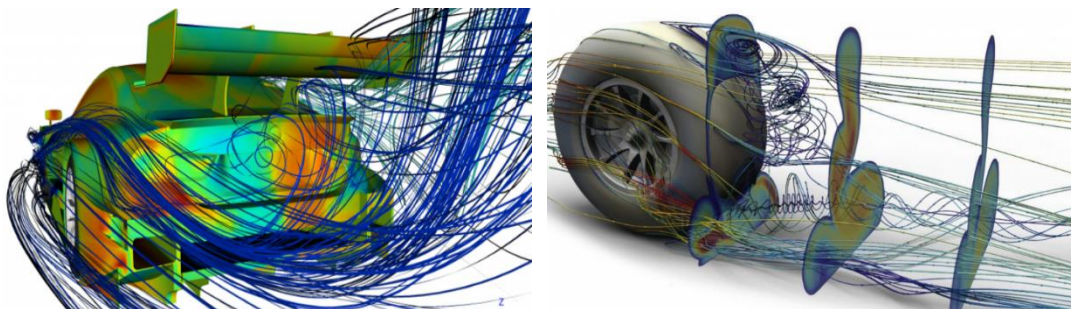


Figura N°9 – Vórtices, capa límite y movimiento del aire. Adaptado de [7]

2.5. Análisis por elementos finitos (FEA)

El análisis por elementos finitos, conocido como FEA por sus siglas en inglés (*Finite Element Analysis*), es una herramienta computacional ampliamente utilizada en ingeniería para evaluar el comportamiento estructural de piezas y sistemas sometidos a diferentes condiciones de carga [8].

Esta metodología se basa en el método de elementos finitos (FEM), el cual permite aproximar la solución de problemas complejos mediante la discretización de una geometría en pequeños elementos interconectados entre sí mediante nodos. A partir de esta discretización, es posible resolver numéricamente las ecuaciones que describen el comportamiento mecánico de la estructura.

El análisis FEA es utilizado en distintas áreas de la ingeniería debido a su capacidad para estimar tensiones, desplazamientos y zonas críticas de una pieza antes de su fabricación física. Esto permite optimizar diseños, reducir costos y mejorar la seguridad estructural de los componentes analizados.

Como ejemplo de aplicación de esta metodología, en la Figura N°10 se presenta el análisis estructural de un cobertor de bomba de desplazamiento positivo, donde pueden observarse las distribuciones de esfuerzos obtenidas mediante simulación.

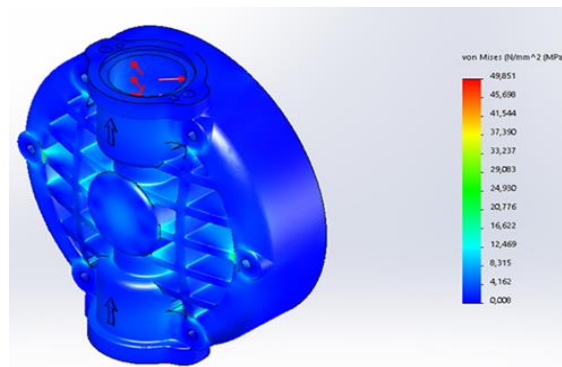


Figura N°10 – Cobertor de bomba de desplazamiento positivo. [9]

2.5.1. Funcionamiento del software

El procedimiento de análisis por elementos finitos comienza con la generación de una malla computacional que representa la geometría del objeto de estudio. Esta malla está formada por elementos de tamaño finito unidos mediante nodos, sobre los cuales se calculan las variables mecánicas del sistema.

Una vez definida la geometría y la malla, se establecen las propiedades del material, las condiciones de contorno y las cargas que actuarán sobre la estructura. Posteriormente, el software resuelve las ecuaciones de equilibrio del sistema para determinar la respuesta mecánica del componente analizado.

Entre los resultados más comunes obtenidos mediante FEA se encuentran las distribuciones de tensión, deformación y desplazamiento, las cuales permiten identificar regiones sometidas a mayores esfuerzos y posibles zonas críticas de falla.

Estas tensiones y desplazamientos pueden apreciarse en la Figura N°11, donde se presentan resultados típicos obtenidos a partir de una simulación por elementos finitos.

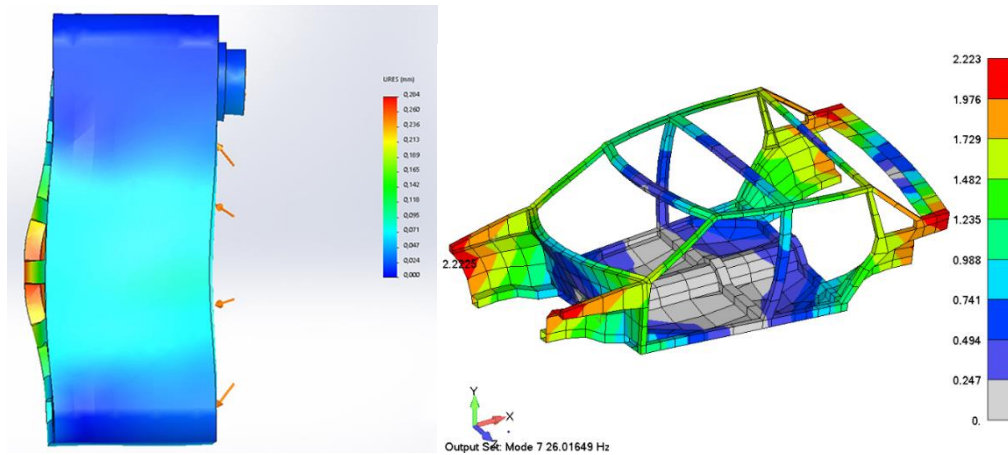


Figura N°11 – Ejemplos de deformación después de la simulación. [9]

La calidad de la malla empleada influye directamente en la precisión de los resultados. En general, una malla más refinada permite obtener soluciones más precisas, aunque incrementa el tiempo y los recursos computacionales necesarios para el cálculo. Por este motivo, normalmente se busca un equilibrio entre precisión y eficiencia computacional.

En el caso de materiales metálicos dúctiles, uno de los criterios más utilizados para evaluar el estado tensional es el criterio de von Mises. Este criterio permite obtener una tensión equivalente representativa y compararla con el límite elástico del material para estimar la seguridad estructural de la pieza.

El factor de seguridad puede determinarse mediante la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vM,max}}$$

Donde σ_y es el límite elástico del material y $\sigma_{vM,max}$ es la tensión equivalente máxima de von Mises obtenida a partir del análisis FEA.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y DESARROLLO

La importancia de este proyecto radica en la necesidad de aprovechar eficientemente los recursos hídricos disponibles para la generación de energía eléctrica, especialmente en entornos donde la disponibilidad de agua es una preocupación constante. Es por ello que, para poder cumplir con el objetivo general de la propuesta:

“Desarrollo de un prototipo de turbina hidráulica de baja potencia y selección de un generador acorde con las prestaciones de la misma”, es necesario conocer de manera previa:

- Características del lugar de emplazamiento de la turbina
- Tipo de turbina a implementar

Es por ello que, en primer lugar, se expondrán las características del lugar de emplazamiento ya que éste, en la medida de lo posible, deberá permanecer inalterado o ser mínimamente alterado. Esto último apunta al hecho de que las modificaciones que pudieran llegar a realizarse, no afecten la disponibilidad de agua.

En segundo lugar, y ya contando con las características del entorno en el que se realizarán las simulaciones, se definirá el modelo básico de turbina, que mejor se adapte.

Este capítulo se centra en la simulación de diferentes rotores de la turbina hidráulica, variando la cantidad de álabes, con el fin de evaluar el número de revoluciones por minuto (n) y el torque generado en cada configuración. Con la información obtenida, se podrá seleccionar el diseño óptimo de la turbina hidráulica, considerando tanto su eficiencia como su capacidad para adaptarse a las condiciones específicas del canal de riego.

Los resultados esperados de la simulación y el análisis tendrán un impacto significativo en la viabilidad y eficacia del proyecto, al proporcionar información crucial para la selección del diseño más adecuado de la turbina hidráulica. Por lo tanto, este trabajo no solo contribuirá al avance en la investigación en el campo de la energía hidroeléctrica de baja potencia, sino que también ofrecerá soluciones prácticas y eficientes para la generación de energía eléctrica en entornos rurales y agrícolas.

3.1 Canal de riego

3.1.1 Ubicación

El canal de riego seleccionado como recurso hídrico para el proyecto de diseño de una turbina hidráulica tiene su origen en el Embalse Paso de las Carretas, situado en el departamento de Pringles, San Luis, Argentina. Este embalse, ubicado a una altitud de 727.50 metros sobre el nivel del mar y a unos 51 kilómetros de la Ciudad Capital, desempeña un papel crucial en la gestión del agua en la región.

En la imagen siguiente se presenta una vista del Embalse Paso de las Carretas, donde se puede apreciar la magnitud de esta infraestructura hídrica.



Figura N°12 – Embalse Paso de las Carretas. [10]

El Embalse Paso de las Carretas fue construido con el objetivo principal de mitigar las inundaciones del río Quinto, aprovechar los excedentes del embalse La Florida y garantizar el riego de una extensa área agrícola y ganadera de alrededor de 10.000 hectáreas. Con una capacidad de embalse de 75 hectómetros cúbicos, una cuenca de aporte de 1800 kilómetros cuadrados y una superficie de lago de 756 hectáreas, este embalse es una infraestructura esencial para el suministro de agua en la región.

El canal de riego asociado, que se extiende a lo largo de una longitud total de 48.000 metros, es alimentado por las aguas del río Quinto, las cuales son utilizadas para diversos fines, incluyendo el abastecimiento humano, ganadero, industrial, riego agrícola y generación de energía hidroeléctrica. El canal tiene una capacidad máxima de conducción de 10 m³/seg y está revestido con hormigón simple, con una sección trapecial de forma trapecio isósceles.

Estos datos técnicos proporcionan la base necesaria para el diseño y análisis de la turbina hidráulica, que aprovechará el flujo de agua del canal de riego para generar energía. La comprensión tanto del embalse como del canal es fundamental para asegurar un diseño eficiente y efectivo de la turbina.

A continuación, se muestra un tramo representativo del canal Paso de las Carretas, lo que permite visualizar sus características geométricas y constructivas.



Figura N°13 – Canal Paso de las Carretas. [11]

A continuación, se organizan los datos referentes al canal y al flujo de agua en relación al canal revestido, los cuales serán necesarios para el diseño de la máquina hidráulica en cuestión, como su posterior análisis CFD y FEA.

Tabla N°1 – Datos técnicos del canal de riego. [12]

VARIABLE	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD
Longitud base	b	1.40	m
Altura promedio de agua	h_m	0.50	m
Altura máxima de agua	$h_{m\acute{a}x}$	1.24	m
Pendiente Canal	S	0.010	m/m
Pendiente Porcentual	S%	1.00	c
Velocidad del agua para h_m	v	1.94	m/seg
Velocidad del agua para $h_{m\acute{a}x}$	v	3.05	m/seg
Caudal de agua para h_m	Q_m	1.84	m ³ /seg
Caudal Máx	$Q_{m\acute{a}x}$	10.00	m ³ /seg

En la siguiente imagen se aprecia la trayectoria y extensión del canal de riego utilizado, según información obtenida mediante Google Earth.

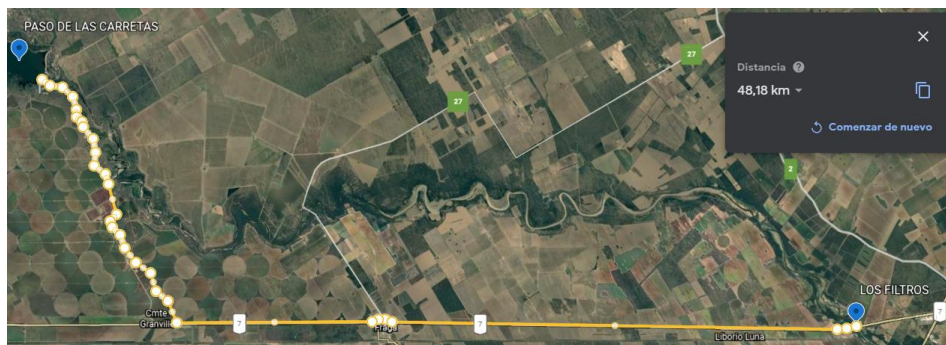


Figura N°14 – Extensión del Canal Paso de las Carretas. Adaptado de [13]

3.1.2 Dimensiones estructurales

A continuación, en la figura siguiente se pueden apreciar las dimensiones del Canal Paso de las Carretas, expresadas en milímetros.

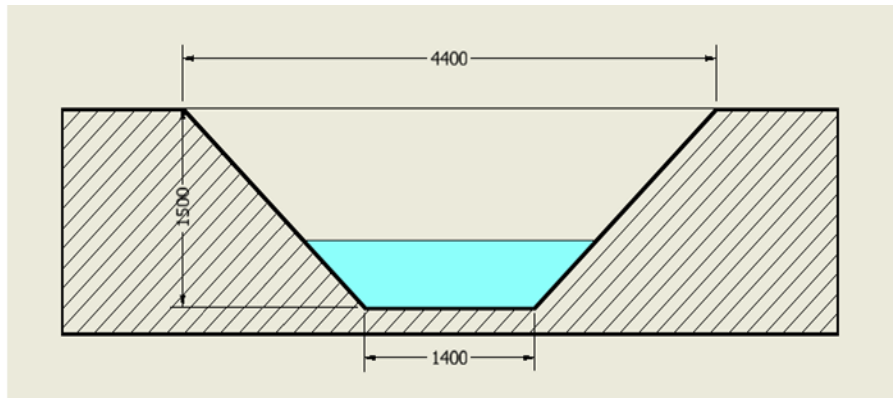


Figura N°15 – Perfil del Canal Paso de las Carretas, acotado en milímetros. Adaptado de [12]

3.1.3 Cotas de agua máxima y promedio

En la figura siguiente se presentan las cotas máxima y promedio de agua del canal, considerando condiciones de operación sin rebalse.

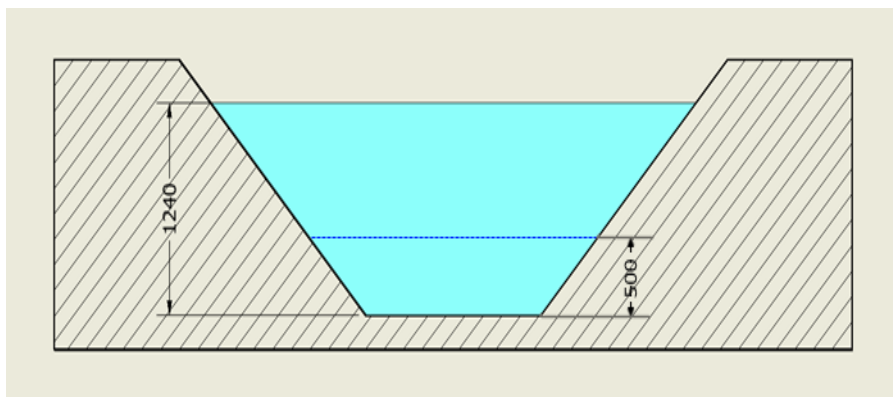


Figura N°16 – Cotas de agua máxima y promedio expresadas en milímetros, sin rebalse. Adaptado de [12]

3.2 Diseño de la turbomáquina

3.2.1 Consideraciones previas

Tomando como base el marco teórico descrito previamente, se han formulado consideraciones específicas para el diseño del rotor hidráulico, con el propósito de abordar el análisis de manera efectiva y adecuada al contexto del proyecto.

1. Geometría del Rotor

Es esencial considerar la geometría global del rotor, asegurando que esté definida de manera funcional y utilizable en el entorno previsto. Para garantizar un análisis práctico, se ha optado por una geometría sencilla que permita una evaluación efectiva.

2. Relación con el Canal de Riego

Dado que el rotor estará instalado en un canal de riego trapezoidal, se diseñará su forma para reflejar la geometría del canal. Esto se realiza con el objetivo de optimizar la eficiencia y adaptabilidad del rotor al entorno específico de aplicación.

La selección de una rueda hidráulica de alimentación inferior se justifica en el contexto de evitar la necesidad de construir una estructura que desvíe el flujo del agua, lo cual garantiza un funcionamiento óptimo y una integración más sencilla con el canal de riego. Este enfoque se alinea con la premisa de maximizar la eficiencia y la practicidad en el diseño de la turbina hidráulica.

3. Elección de Álabes Planos

Se ha seleccionado el diseño de álabes planos debido a su simplicidad y facilidad para realizar pruebas de eficiencia del perfil. Esta elección se alinea con la necesidad de simplificar el proceso de análisis y maximizar la viabilidad del proyecto.

3.2.2 Diseño del Rotor Hidráulico

El modelo básico de la turbina hidráulica propuesta para este proyecto es una rueda con álabes planos, cuya forma se adapta a las dimensiones y características del canal de riego trapezoidal.

La elección de álabes planos para el diseño del rotor se fundamenta en su simplicidad de fabricación, en comparación con los álabes curvos, y en la factibilidad de implementación, lo que permite una evaluación efectiva de la eficiencia del perfil.

El diseño inicial del rotor consta de 7 álabes, diseñado específicamente para adaptarse al canal de riego. Mediante software CAD, se han creado tanto planos 2D acotados en sus dimensiones (los cuales se adjuntan en el Apéndice), como una representación 3D del diseño, como se muestra en la figura siguiente.

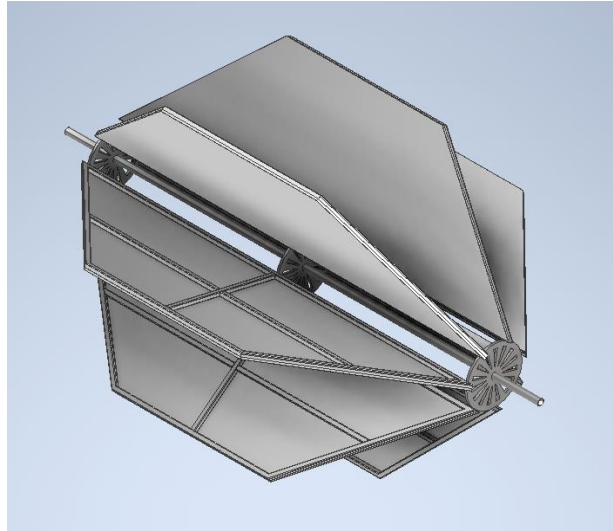


Figura N°17 – Rotor de 7 álabes planos.

Además del diseño inicial de 7 álabes, se ha ampliado el estudio a un diseño de 12 álabes para realizar una comparación de resultados. Este análisis incluirá simulaciones detalladas y un análisis minucioso de cada configuración de álabes. Se evaluarán las revoluciones por minuto y el torque generado en cada caso con el fin de determinar el diseño más eficiente y adecuado para el proyecto.

3.2.3 Materiales de fabricación

Dentro de la amplia gama de materiales disponibles para la construcción del rotor en su conjunto, se centrará en la posibilidad de utilizar perfiles de acero al carbón o acero inoxidable. A continuación, se proporcionará una breve clasificación de ambos materiales para ayudar a discernir cuál sería el más conveniente.

Acero al carbón:

El acero al carbón se clasifica según su porcentaje de carbón y su dureza. En pocas palabras, existen los siguientes tipos [14]:

- Aceros dulces: Contienen un contenido de carbón de aproximadamente 0.267% y tienen una dureza de 135 - 160 HB (Dureza Brinell).
- Aceros semidulces: Con un contenido de carbón de alrededor del 0.35% y una dureza de 150 - 170 HB.

- Aceros semiduros: Tienen un contenido de carbón de aproximadamente 0,45% y una dureza de 180 HB.
- Aceros duros: Con un contenido de carbón de cerca del 0.55% y una dureza de 200 - 220 HB.

Aceros inoxidable:

Los aceros inoxidables se pueden dividir en varios tipos:

- Aceros martensíticos: Contienen cromo en un rango de 10.5 a 18% y alrededor del 1.2% de carbono. Ejemplos incluyen AISI 410, 414, 416, 420 y 440.
- Aceros ferríticos: Contienen al menos un 16% de cromo y 0.12% de carbono. Se dividen en varios grupos, como Grupo 2, Grupo 3, Grupo 4 y Grupo 5, con diferentes porcentajes de cromo y adiciones de molibdeno.
- Aceros austeníticos: Son ampliamente utilizados en diversas industrias, como la farmacéutica, la cosmética, la alimentaria, la aeronáutica y la naval. Esta familia incluye una variedad de aleaciones, como AISI 301, 303, 304, 304L, 309, 310, 310S, 316, 316L, 316Ti, 317, 321, 347, 904L y 201. El más común es el AISI 304, que contiene aproximadamente un 0.05% de carbono, 18% de cromo y 8% de níquel. Otro tipo importante es el AISI 316, que se utiliza para resistir la corrosión en entornos más agresivos.

Dado que el rotor estará expuesto a la intemperie y al contacto directo con el agua, se requiere un material confiable que minimice la necesidad de mantenimiento y evite roturas físicas que puedan afectar su funcionalidad. En este sentido, la elección lógica es el acero inoxidable, en particular el AISI 304. Este material ofrece una soldadura rápida, es fácil de encontrar en el mercado, posee una resistencia duradera y requiere un mantenimiento menos intensivo y a corto plazo en comparación con el acero al carbono.

3.2.4 Distancias y ubicación

Con el objetivo de cumplimentar los parámetros teóricos adecuados para este tipo de máquinas, la distancia desde el punto más bajo de un álabe hasta el piso del canal será aproximadamente de 170 mm, con el fin de permitir la circulación del fluido, facilitar la limpieza y favorecer la decantación de objetos que puedan colisionar con los álabes, como se aprecia en la figura siguiente.

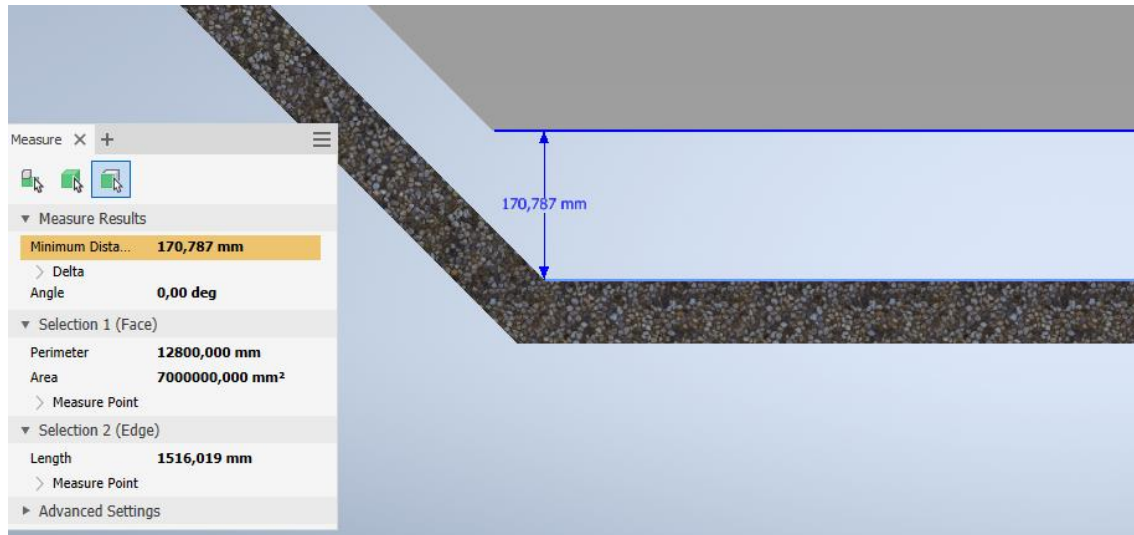


Figura N°18 – Distancia de un álabe en su posición vertical respecto al suelo del canal.

En cuanto a la ubicación del rotor, este se dispondrá en el punto central del ancho del canal, con el fin de determinar los puntos de anclaje del eje. Para mejorar la funcionalidad de la simulación posterior, se ha definido un tramo de canal completamente recto, con una longitud de 5 metros, a fin de facilitar el procesamiento computacional durante el análisis.

3.3 Configuración del software CFD utilizado

En esta sección se configuran todas las características requeridas en el campo de trabajo tridimensional, el cual se mantendrá invariable frente a las variaciones en el diseño del rotor. Esto permite unificar las variables de configuración a lo largo del estudio.

Para dar una idea general y comprender la metodología utilizada, el sistema de análisis del software CFD empleado en el proyecto se compone de ciertas pestañas de configuración. Estas pestañas permiten completar de forma detallada las preferencias necesarias para avanzar con la simulación del sistema en cuestión.

En la figura siguiente se presenta el árbol de proyecto del software, donde se pueden identificar las distintas etapas de configuración. A continuación, se detallan estas pestañas, exceptuando las correspondientes a simulación y postprocesamiento, que serán tratadas en capítulos posteriores con mayor detalle:

- Ambiente
- Materiales
- Geometría
- Simulación
- Postprocesamiento

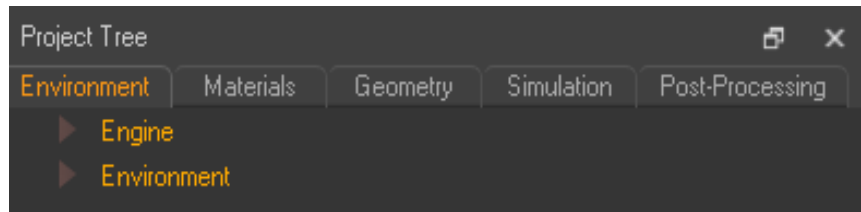


Figura N°19 – Árbol de Proyecto para la configuración de la CFD.

3.3.1 Ambiente de trabajo (Environment)

En la figura siguiente se muestra el espacio de trabajo del software, donde se configuran las condiciones generales del entorno de simulación.

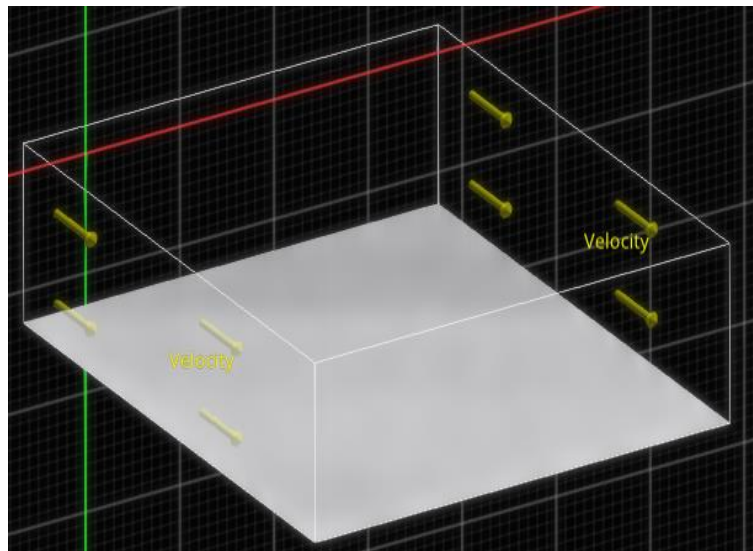


Figura N°20 – Espacio de trabajo (Workspace).

Esta sección permite configurar valores correspondientes al espacio de trabajo, como condiciones de contorno, tipos de modelos de análisis, entre otras, que se describen a continuación:

1] Fuente: 3D, para poder trabajar con figuras tridimensionales.

2] Modelo de flujo: superficie libre (Free Surface), dándole libertad de movimiento al fluido de trabajo para desplazarse y comportarse según sus características.

3] Tipo de análisis: externo, debido a que la simulación trabajará con condiciones externas en concordancia con la realidad del proyecto.

4] Modelo térmico: isotérmico, permitiendo que el análisis se desarrolle a temperatura constante a medida que las demás condiciones varían.

5] Modelo de turbulencia: automático.

6] Atributos globales: se especifica la aceleración de gravedad con un valor de $-9.81 \frac{m}{seg^2}$, haciendo referencia al vector gravitatorio dirigido hacia abajo, presente en todos los puntos del modelo de análisis externo.

7] Leyes de aceleración externa: permiten integrar al análisis alguna fuerza externa que afecte a los cuerpos de trabajo; en este caso, ninguna.

8] Canal de agua: se posiciona y dimensiona el volumen del fluido de trabajo para el análisis, en este caso agua. Se debe tener en cuenta que este volumen debe estar lo más acotado posible dimensionalmente, ya que cuanto mayor sea el espacio geométrico ocupado, mayor será el tiempo de simulación y el posterior análisis.

9] Leyes de velocidad: aquí se definen, para cada eje coordenado, las velocidades que darán movimiento al fluido de trabajo. Para este caso la superficie inicial de agua estará definida por la condición $y < -1.52$, representando un fluido ingresando al canal sin llenarlo completamente.

En la Figura N°21 se presentan las condiciones configuradas del ambiente de trabajo dentro del software.

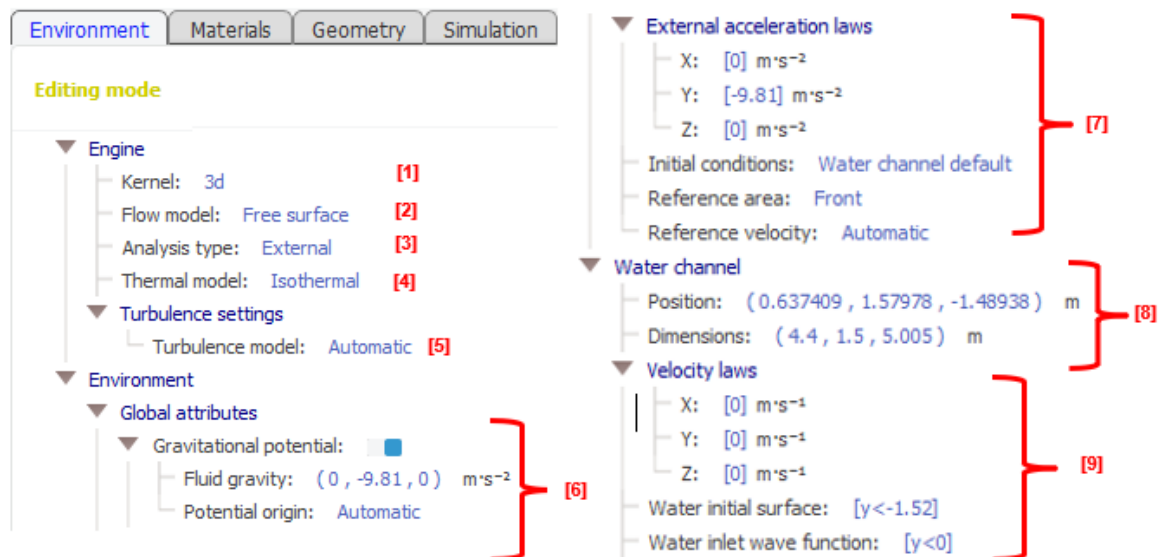


Figura N°21 – Condiciones del ambiente de trabajo.

3.3.2 Materiales (Materials)

Se define el tipo de material correspondiente al fluido de trabajo, en este caso agua, teniendo en cuenta las siguientes características físicas:

- **Densidad del agua:** 998.3 kg/m³.
- **Temperatura de operación:** 15°C (288.15 K).
- **Modelo de viscosidad:** newtoniano. De esta manera, los valores de viscosidad dinámica, conductividad térmica y capacidad calorífica específica, son definidos automáticamente por el software sobre dicho modelo.

En la figura siguiente se presentan las condiciones de material configuradas en el software.

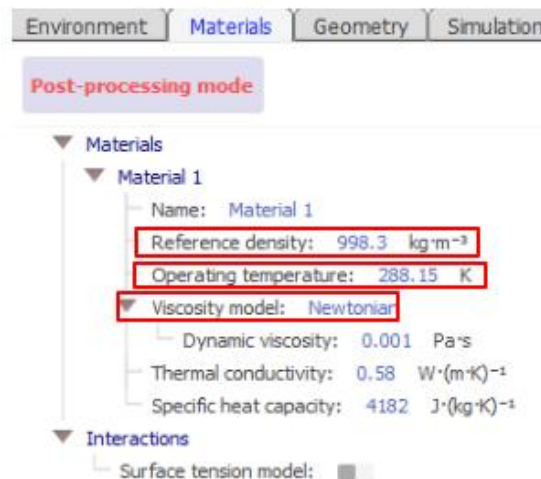


Figura N°22 – Condiciones de material.

3.3.3 Geometría (Geometry)

Aquí se definen los sólidos que entran en juego en el campo de trabajo. Para el análisis se consideran dos sólidos: por un lado, el canal y por otro, el rotor. Además, se determinan las entradas y salidas de fluido, así como el sentido y las velocidades de trabajo.

3.3.3.1 Canal

Se define el “Canal” encargado de encauzar el fluido de trabajo, con los datos establecidos en secciones anteriores. En la figura siguiente se presentan sus características principales.

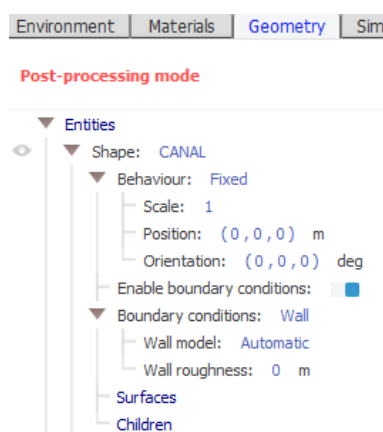


Figura N°23 – Características del Canal.

También se fijan las condiciones de borde del objeto, las cuales pueden ser: móvil, fluido, barrera y pared fija, siendo esta última la adoptada para esta situación.

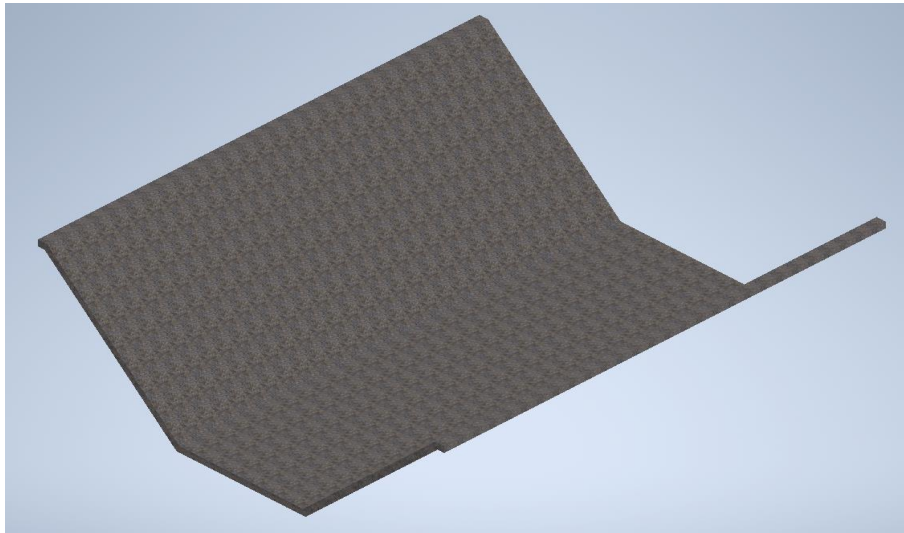


Figura N°24 – Sólido definido CANAL.

Dentro de este canal es necesario definir dos secciones: una para la entrada (o fuente) del fluido de trabajo y otra para la salida del mismo.

Por este motivo, a continuación, se determina la sección de “Entrada” (INLET); en esta se definen las condiciones que tendrá el fluido para la simulación. En la Figura N°25 se muestran sus características.

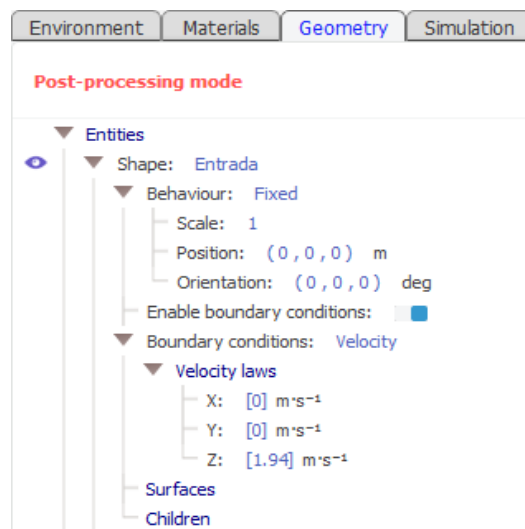


Figura N°25 – Características de la sección definida como Entrada (INLET).

Esta sección puede observarse en la figura siguiente.

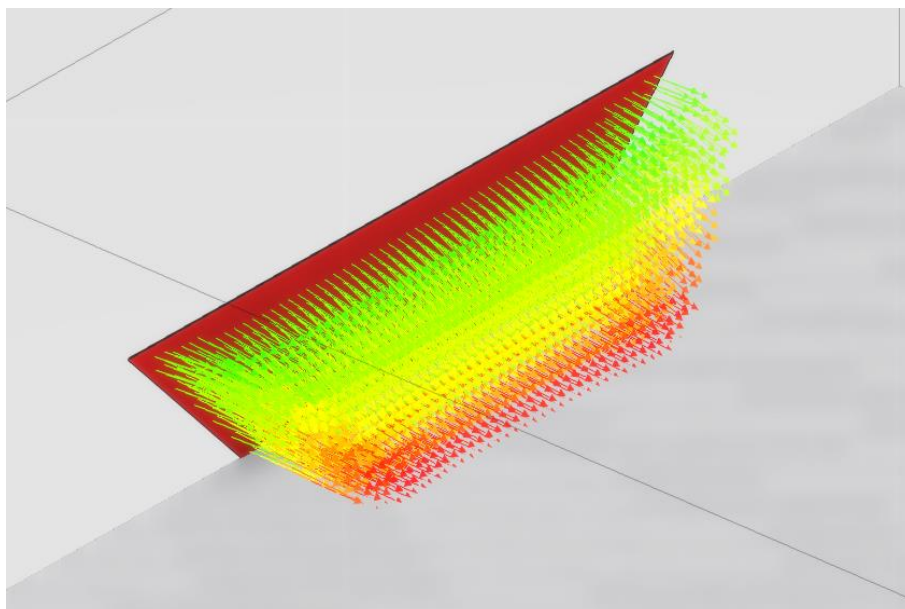


Figura N°26 – Sección definida como Entrada.

Asimismo, en la Figura N°27 se presenta la entrada en superposición con el canal, lo que permite identificar su ubicación dentro del dominio de análisis.

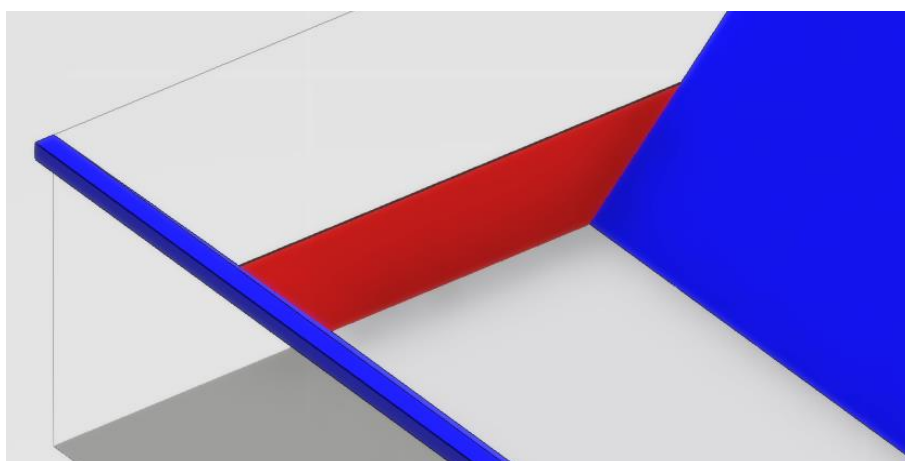


Figura N°27 – Sección definida Entrada (rojo) con Canal en superposición (azul).

De la misma manera que se definió la “Entrada”, es necesario especificar la “Salida” (OUTLET) del fluido de trabajo. En este caso, se fija una presión de salida nula, es decir igual a cero, de modo que la sección considerada no genere succión por depresión ni empuje del fluido por sobrepresión. En la Figura N°28 se detallan sus características.

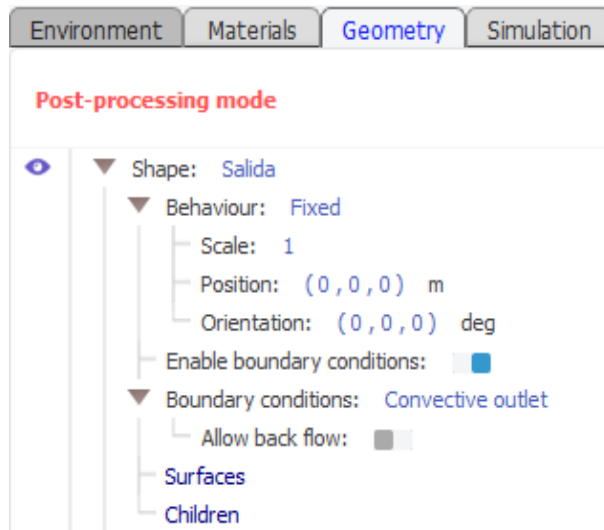


Figura N°28 – Características de la sección definida como Salida (OUTLET).

A continuación, en la Figura N°29 se puede visualizar la sección definida como “Salida” en el espacio de trabajo, en superposición con el canal.

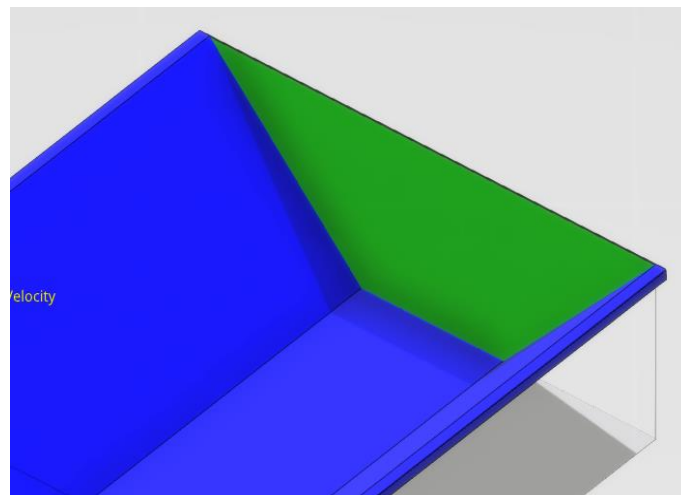


Figura N°29 – Sección definida Salida (verde) con Canal en superposición (azul).

Es muy importante, al momento de realizar un análisis CFD, conocer la ubicación de los vectores de posición del software, para orientar correctamente los cuerpos a analizar en relación con los ejes coordenados, así como también el sentido del flujo al definir la ubicación de la entrada y salida.

En la figura siguiente se presentan dichos vectores de referencia en el espacio de trabajo.

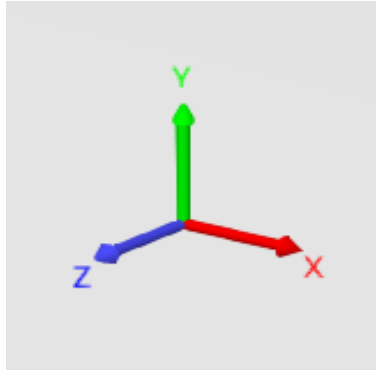


Figura N°30 – Vectores Posición en el espacio de trabajo de la CFD.

3.3.3.2 Rotor

El rotor se considera el cuerpo principal de análisis del presente proyecto. El mismo tiene condiciones diferentes al “canal”: mientras que el canal está definido como una “pared” (WALL) y permanece fijo en el espacio de trabajo, el rotor posee características móviles debido a su principio de funcionamiento, siendo impulsado por el fluido sobre los álabes.

En la figura siguiente se muestra el modelo del rotor de 7 álabes utilizado para el análisis.

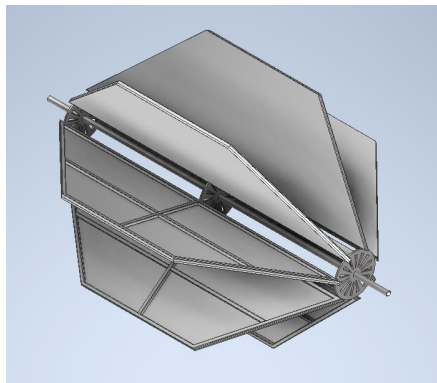


Figura N°31 – Rotor 7 álabes.

Una vez importado el objeto de análisis en el software de simulación, es frecuente que presente una posición inicial dentro del espacio de trabajo que no resulte adecuada para el desarrollo del estudio. Por este motivo, se procede a realizar su posicionamiento y orientación de manera apropiada, ubicándolo en la posición requerida para llevar a cabo el análisis correspondiente.

En relación con las propiedades mecánicas del rotor, se considera como material de referencia el acero inoxidable AISI 304. Este material posee una densidad aproximada de $7890 \frac{kg}{m^3}$. Al definir dicha densidad dentro del software, el sistema calcula automáticamente parámetros asociados tales como la masa y los momentos de inercia respecto de los distintos ejes. Esta información resulta necesaria para que el programa pueda llevar adelante la simulación dinámica de manera adecuada.

Por otra parte, el software establece automáticamente las características de interacción más apropiadas entre los elementos del sistema, definiendo parámetros como el coeficiente de restitución y los coeficientes de fricción estática y dinámica. Estos valores permiten representar de manera realista el comportamiento del contacto durante la simulación.

En cuanto a las restricciones del modelo, se fija la traslación del rotor y se establece su eje de giro sobre el eje X, definiendo además un sentido de rotación antihorario para el caso analizado. De esta manera, se limita el movimiento del sistema a la rotación alrededor del eje especificado, permitiendo representar correctamente las condiciones de funcionamiento del dispositivo.

Finalmente, no se considera la acción de fuerzas externas adicionales, ya que se asume que las únicas fuerzas actuantes sobre el sistema están dadas por la interacción directa del fluido con el rotor, las cuales se encuentran influenciadas por el peso del elemento y por su geometría particular. Tampoco se contemplan momentos externos. En el modelo se define además una condición de contorno sólida, representada en el software como una pared ("Wall"), que delimita el dominio de simulación.

En la figura siguiente se presentan las características definidas para el rotor dentro del entorno de simulación.

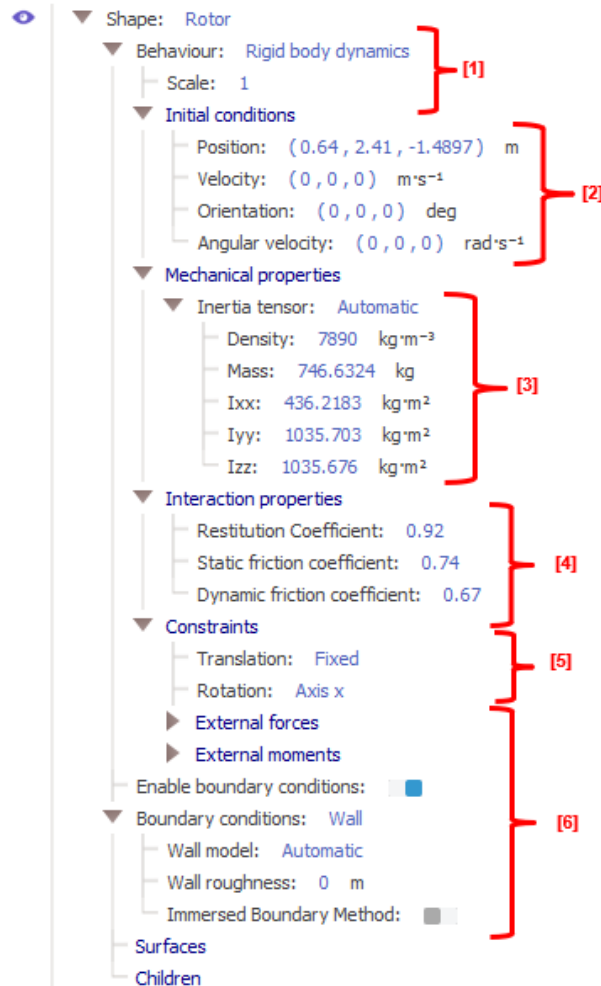


Figura N°32 – Características del rotor.

3.4 Simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD)

En esta sección se detalla la implementación CFD como herramienta de análisis del sistema. La simulación permite obtener campos de presión y velocidad, identificar patrones de flujo y evaluar el comportamiento global del fluido en función de las condiciones de contorno definidas. Estos resultados constituyen una base para validar hipótesis de diseño y comprender los fenómenos físicos involucrados.

3.4.1 Análisis del sistema mediante CFD

En la figura siguiente se muestra el centro de rotación, identificado por una flecha roja, sobre el eje X definido previamente.

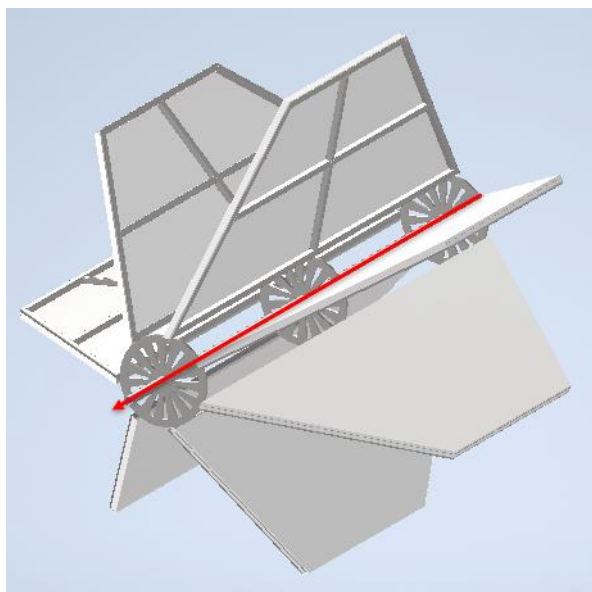


Figura N°33 – Rotor y su eje de rotación. Modelo de 7 álabes.

El análisis comienza con un rotor de 7 álabes rectos, en el cual la sección del álabe perpendicular a la dirección del flujo de agua reproduce la forma trapezoidal del canal cementado. Esta característica se puede apreciar en la figura siguiente.

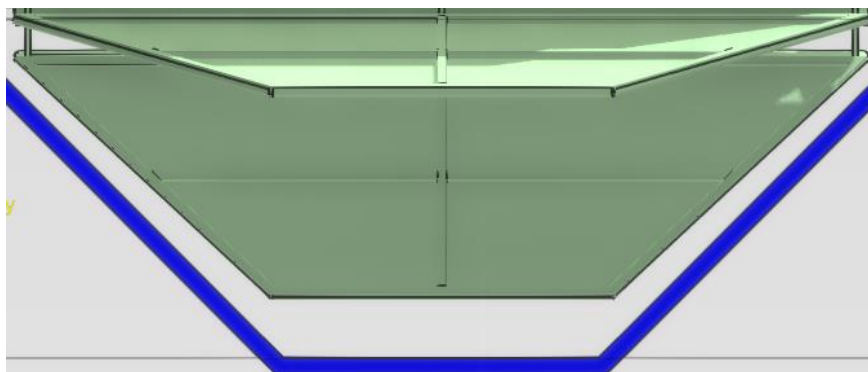


Figura N°34 – Perfil del álabe.

A continuación, se presenta la información descriptiva del análisis a desarrollar por la CFD con respecto a las condiciones que conforman la simulación:

- Velocidad de referencia: $1.94 \frac{m}{seg}$
- Escala de resolución: 0.08 m
- Tiempo total de simulación: 30 seg
- Peso: 480.55 kg

La escala de resolución es de 0.08 m y la simulación se desarrolla a lo largo de 30 segundos, con el objetivo de obtener la mayor precisión posible. A su vez, se busca lograr un equilibrio entre precisión y eficiencia, evitando un consumo excesivo de recursos computacionales y tiempos de procesamiento elevados.

En la figura siguiente se presentan las características mecánicas del rotor de 7 álabes.

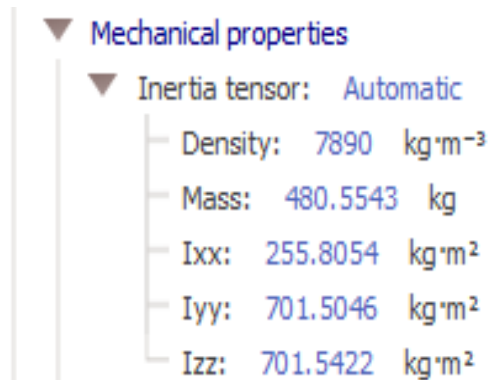


Figura N°35 – Características mecánicas del rotor de 7 álabes.

Una vez iniciada la simulación, se puede observar el movimiento del fluido a través del canal, comenzando a llenarlo de forma continua. Se considera que la superficie de circulación de agua estará definida por las características de nivel del canal establecidas en la Sección 3.1.1, Tabla N°1.

En la figura siguiente se muestra el inicio de la simulación.

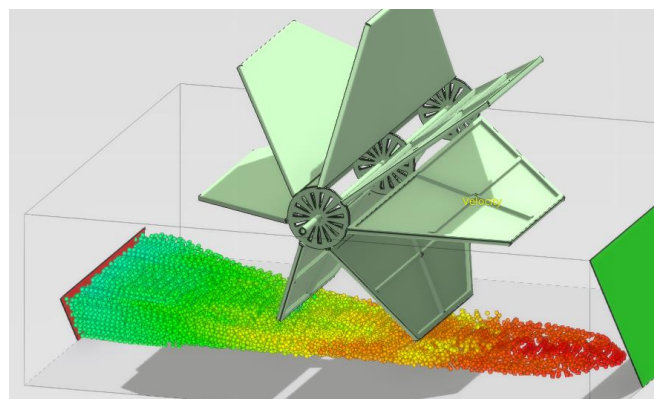


Figura N°36 – Inicio de la simulación.

Como se observa en la figura anterior, el fluido de trabajo está representado mediante esferas, una de las posibles formas de visualización. Cada esfera representa una unidad de fluido y su comportamiento se relaciona con una escala de colores determinada por la velocidad que adquiere durante la simulación.

A medida que avanza el tiempo de simulación, los sectores en color azul oscuro indican velocidades más bajas, lo que sugiere un movimiento lento de las partículas de fluido. Esta escala puede ajustarse en función de valores máximos y mínimos, generando una variación de colores desde verde hasta rojo, representando desde menor hasta mayor velocidad. A medida que transcurre la simulación, estas áreas comienzan a tornarse más claras o cambian a colores amarillos, rojos y anaranjados, indicando un aumento de velocidad y, por ende, una mayor energía cinética del fluido.

En la figura siguiente se presenta el movimiento del fluido representado mediante esferas.

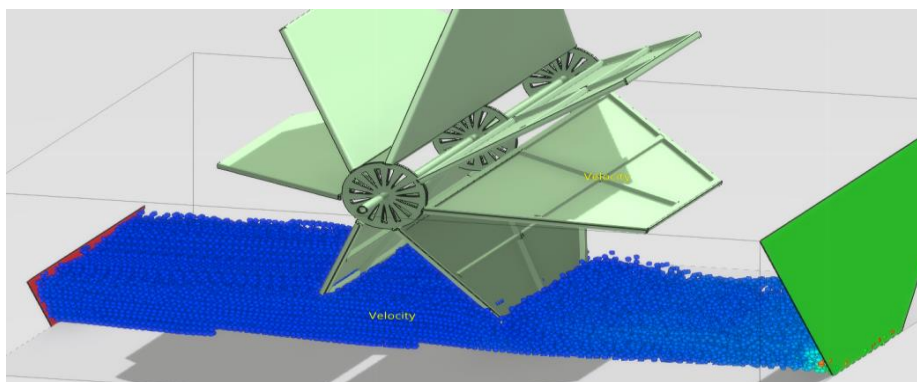


Figura N°37 – Movimiento del fluido representado a través de esferas.

En la Figura N°37 se puede observar que ciertas partículas se encuentran en estado de suspensión debido a la interacción del fluido con el rotor. De manera similar a las esferas, la simulación también puede visualizarse mediante vectores de velocidad.

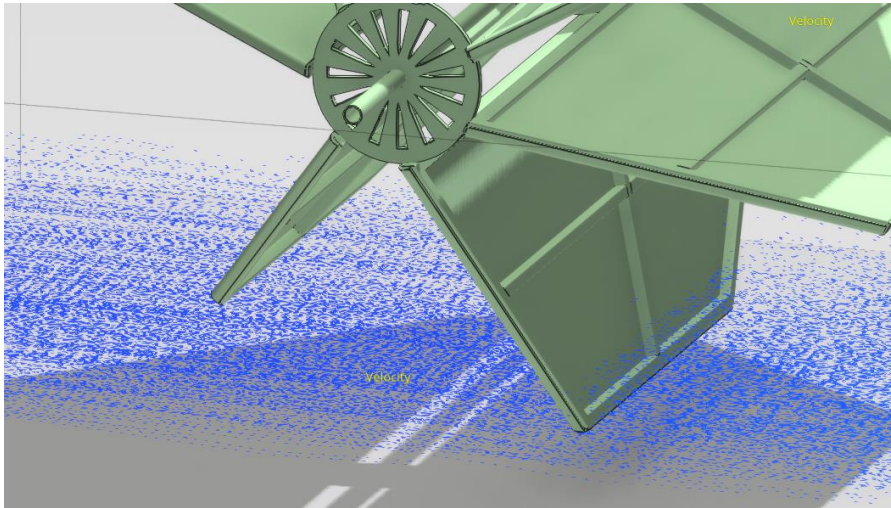


Figura N°38 – Movimiento del fluido representado a través de vectores.

Realizando un acercamiento, se puede observar el detalle de los mismos, como se muestra en la figura siguiente.

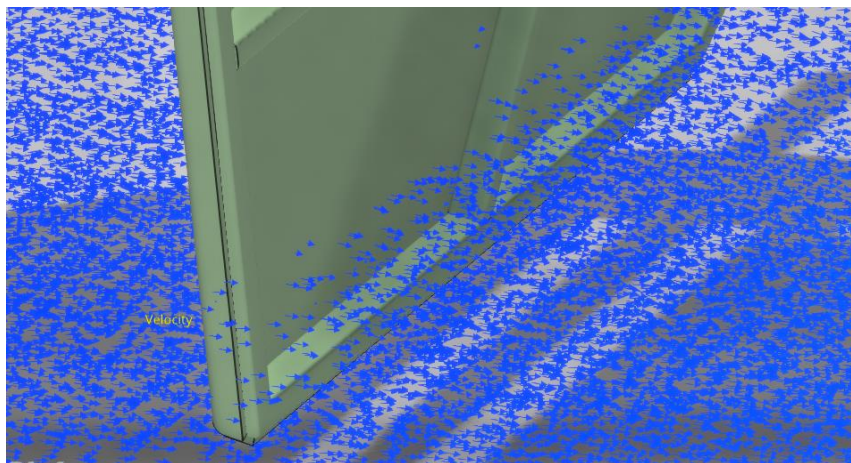


Figura N°39 – Acercamiento de los vectores velocidad.

Estos vectores no solo muestran la variación de la velocidad del fluido, sino también el cambio de dirección de cada partícula al interactuar tanto entre sí como con los cuerpos involucrados.

3.4.2 Análisis de la simulación

En relación con el análisis, se pueden observar los cambios de velocidad en las partículas de fluido, los cuales están influenciados por los ángulos que los álabes generan durante su rotación.

En la figura siguiente se muestra la interacción del fluido con uno de los álabes del rotor.

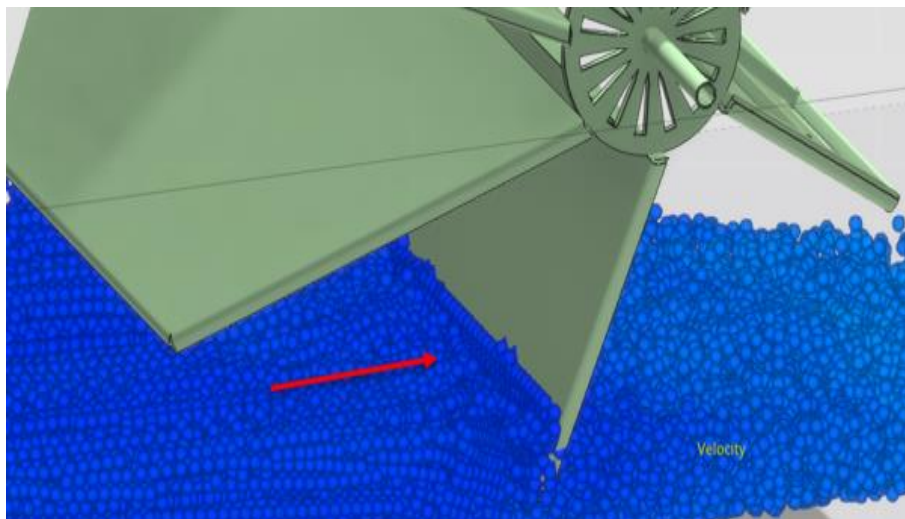


Figura N°40 – Interacción del fluido con un álabe del rotor.

Se aprecia que cuando uno de los álabes entra en contacto con el agua por primera vez, provoca un mayor desplazamiento del fluido, generando movimientos irregulares. Este contacto también produce un aumento de presión local y una disminución de la velocidad. Como consecuencia, las áreas del fluido con menor presión se representan en tonos verdes, que evolucionan hacia amarillo y rojo a medida que aumenta la presión.

En la figura siguiente se observa el comportamiento de las partículas de fluido acompañando el movimiento del álabe.

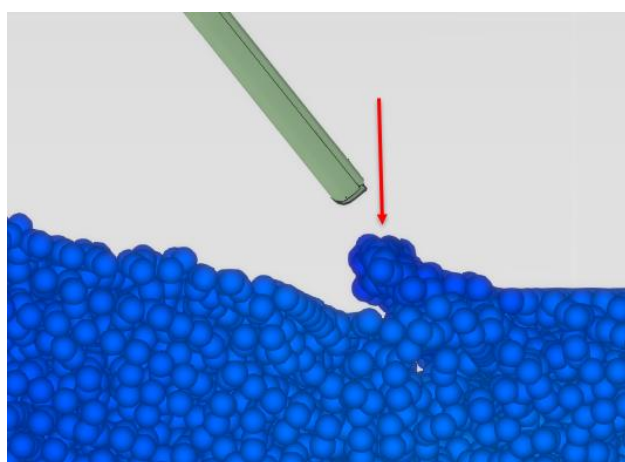


Figura N°41 – Partículas de fluido acompañando al álabe en su movimiento.

A medida que avanza la simulación, se puede observar cómo los niveles de fluido en el canal tienden a estabilizarse. Además, se evidencia una disminución en la altura del fluido aguas abajo del rotor en comparación con la altura inicial. Este fenómeno se debe a la interacción entre el rotor y el fluido, mediante la cual se extrae energía cinética del flujo de agua.

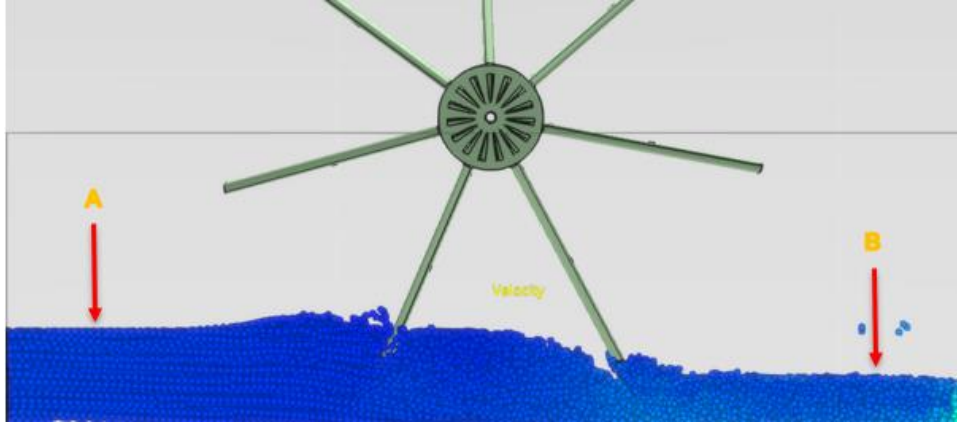


Figura N°42 – Variación de altura de fluido después de entrar en interacción con el rotor.

Una vez que la simulación ha avanzado suficientemente en el tiempo, el sistema entra en régimen, manteniendo valores aproximadamente constantes de revoluciones por minuto y torque promedio.

En la Figura N°43 se presenta la distribución de presión total del fluido a lo largo del canal al final de la simulación.

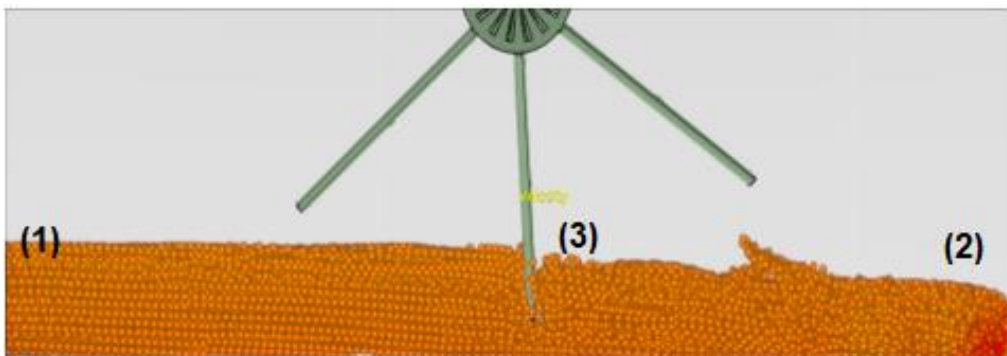


Figura N°43 – Fin de la simulación. Presión total del fluido a lo largo del canal.

Se observa una variación significativa de presión a lo largo del canal. En la sección de entrada (1), predominan los colores rojizos, los cuales indican zonas de mayor presión estática del fluido antes de interactuar con el rotor. En la salida (2), se evidencia una presión

también elevada, acompañada de mayor turbulencia, producto de la interacción del fluido con los álabes. En el punto de contacto con el rotor (3), la presión presenta variaciones, sin alcanzar valores extremos. A su vez, se observa una disminución en el nivel del agua tras el paso por el rotor, tal como se explicó previamente.

3.4.3 Generación de gráficas

Al igual que los métodos de elementos finitos, permite realizar análisis a través de gráficas obtenidas, lo que resulta más dinámico y práctico para obtener conclusiones. Para ello se emplean softwares especializados que implementan esta metodología.

A partir de estas gráficas, se determina la cantidad de revoluciones por minuto generados por el impulso del agua sobre el rotor. Dependiendo de la geometría del rotor, se obtienen diferentes revoluciones por minuto.

Además, estas herramientas permiten identificar la fuerza del impulso del agua sobre los álabes, un dato necesario para el estudio del análisis de fuerzas y deformación del material utilizado en el rotor.

3.4.3.1 Menú de gráficos

El software cuenta con un menú que permite visualizar los datos obtenidos de la simulación en forma gráfica, facilitando su análisis e interpretación.

En la figura siguiente se presenta dicho menú, resaltado en el entorno del software.



Figura N°44 – Menú Gráficos, se recuadra en rojo.

3.4.3.2 Visualización de gráficas

Los gráficos pueden visualizarse para las diferentes geometrías presentes en el entorno de trabajo del software. Además, es posible obtener representaciones gráficas de los

distintos datos generados durante la simulación, agrupados en variables como fuerzas, masa y momentos.

En este caso, el análisis se centra en las gráficas correspondientes al rotor. En la figura siguiente se muestra el menú desplegable utilizado para seleccionar las distintas geometrías a analizar.

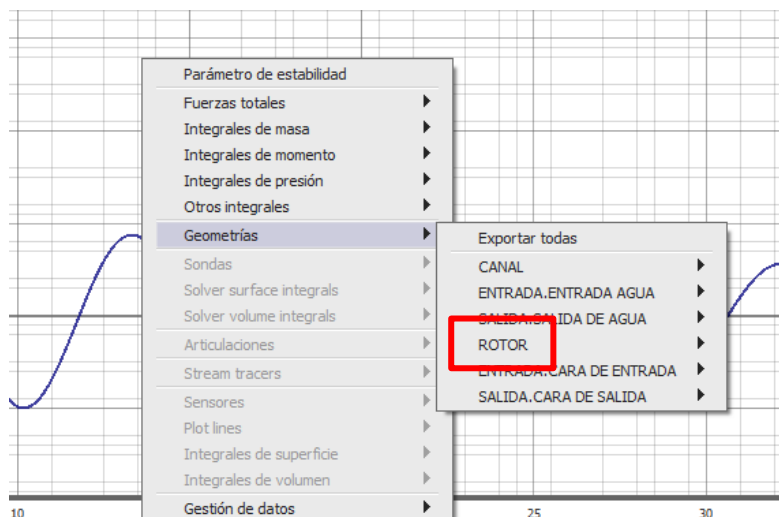


Figura N°45 – Menú desplegable de selección de las diferentes geometrías para la visualización de gráficos.

La geometría del rotor permite definir los datos más relevantes para el análisis gráfico. De esta manera, se busca determinar la velocidad de rotación a partir del movimiento del rotor alrededor del eje X, denominado “Wx”.

En la Figura N°46 se presenta la gráfica correspondiente a dicho movimiento.

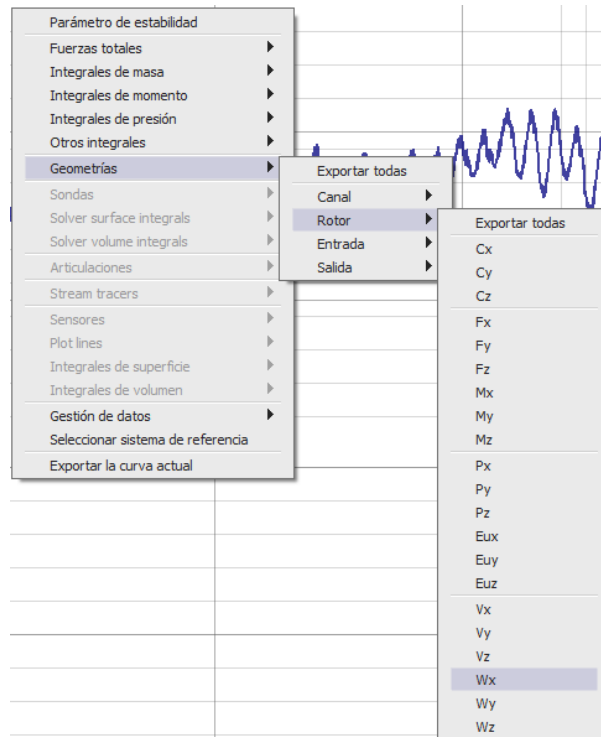


Figura N°46 – Gráfica de movimiento alrededor del Eje X del rotor (“Wx”).

Este tipo de gráfico muestra la evolución del giro del rotor en función del tiempo. En la figura siguiente se observa la velocidad angular expresada en rad/s.

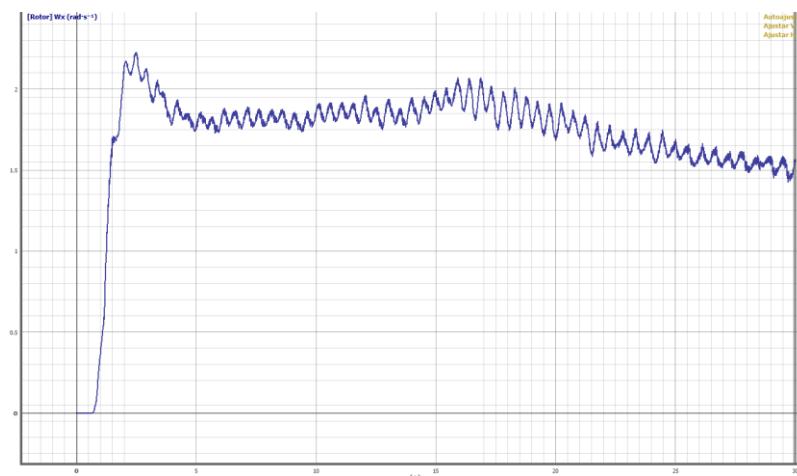


Figura N°47 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 7 álabes.

Para calcular la velocidad angular del rotor en radianes por segundo, es necesario determinar el valor promedio de los datos obtenidos durante la simulación.

3.4.4 Obtención de revoluciones por minuto (n)

Como se explicó anteriormente, es necesario calcular el promedio de todos los valores generados durante la simulación para obtener una medición más precisa de la velocidad real. Este promedio se calcula a partir de los primeros 5 segundos de la simulación, como se muestra en la figura N°47, con el fin de excluir el período inicial inestable causado por el choque inicial del fluido de trabajo con el rotor, superando así su inercia.

El número total de valores es de 16800, correspondiente al número de cuadros incluidos en este segmento de la simulación.

El promedio resultante es de 1.83 rad/seg que, al utilizar la siguiente fórmula para la conversión de unidades, equivale a 17.47 rpm.

$$n = \frac{rad/seg * 60 seg/min * 1rev}{2 * \pi rad}$$
$$n = \frac{1.83 rad/seg * 60 seg/min * 1rev}{2 * \pi rad}$$
$$n = 17.47 RPM$$

3.4.5 Simulaciones desarrolladas

En esta sección se procede a analizar cada una de las demás geometrías definidas, siguiendo el mismo procedimiento aplicado al rotor de 7 álabes, como se detalla en el Capítulo 3, secciones 3.4.3 y 3.4.4.

3.4.5.1 Rotor 8 álabes

Modelo del Rotor de 8 álabes:

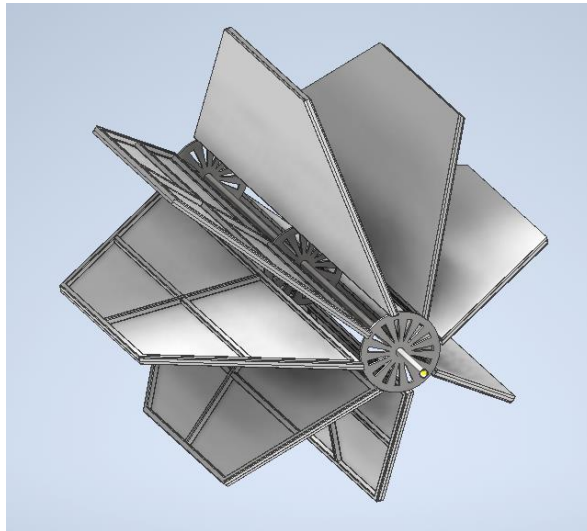


Figura N°48 – Rotor 8 álabes.

Se continúa con la metodología presentada previamente para obtener el número de revoluciones por minuto a partir de las gráficas generadas en la simulación y su posterior análisis. En la figura siguiente se muestra la gráfica de velocidad angular correspondiente.

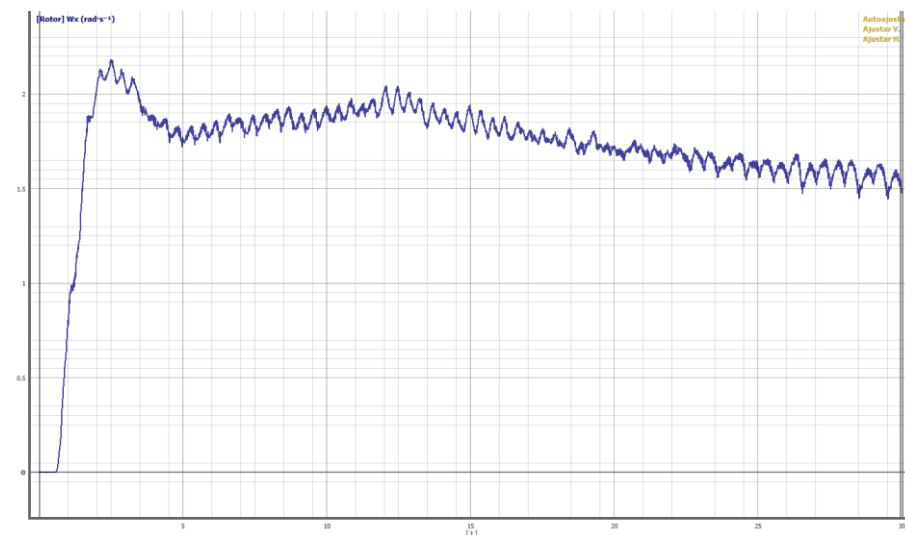


Figura N°49 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 8 álabes.

De la simulación y su análisis, se obtienen los siguientes resultados:

- Se obtienen 16.63 rpm.
- Peso de la pieza: 533.88 kg.

3.4.5.2 Rotor 9 álabes

Modelo del Rotor de 9 álabes:

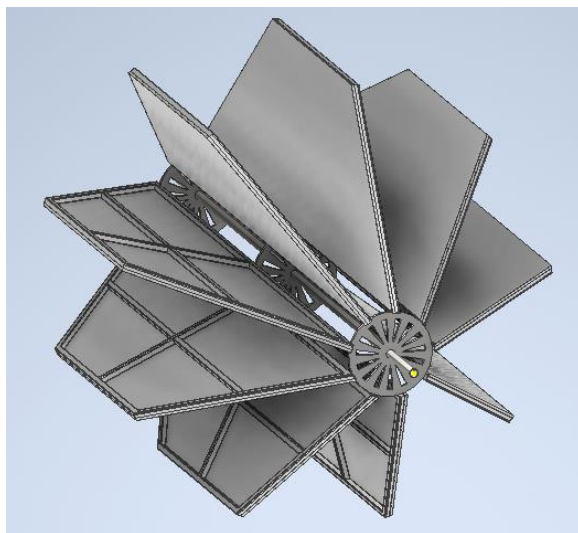


Figura N°50 – Rotor 9 álabes.

❖ Determinación de revoluciones por minuto (n):

Se continúa con la metodología presentada previamente para obtener el número de revoluciones por minuto a partir de las gráficas generadas en la simulación y su posterior análisis. En la figura siguiente se muestra la gráfica de velocidad angular correspondiente.

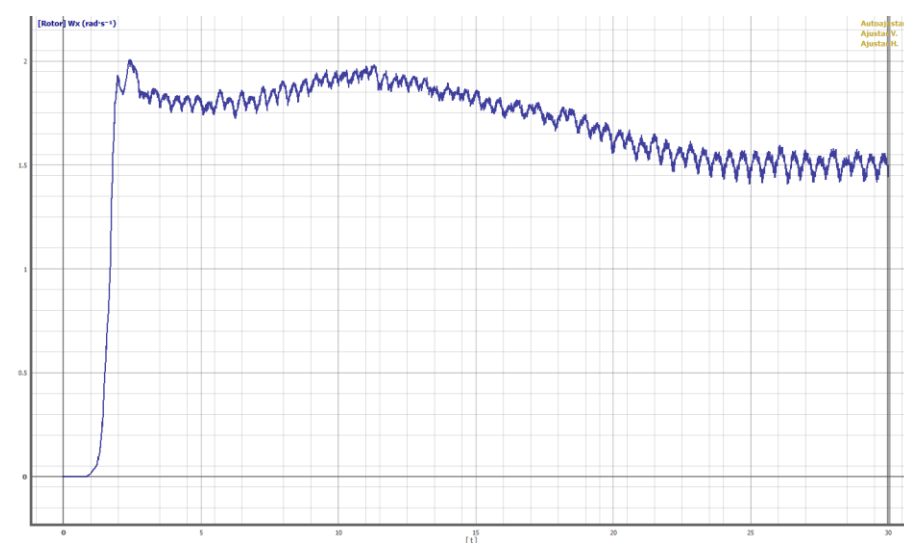


Figura N°51 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 9 álabes.

De la simulación y su análisis, se obtienen los siguientes resultados:

- Se obtienen 16.32 rpm.
- Peso de la pieza: 587.42 kg.

3.4.5.3 Rotor 10 álabes

Modelo del Rotor de 10 álabes:

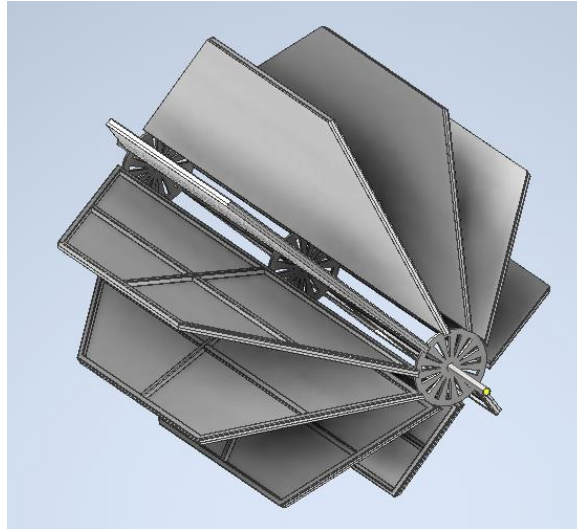


Figura N°52 – Rotor 10 álabes.

❖ Determinación de revoluciones por minuto (n):

Se continúa con la metodología presentada previamente para obtener el número de revoluciones por minuto a partir de las gráficas generadas en la simulación y su posterior análisis. En la figura siguiente se muestra la gráfica de velocidad angular correspondiente.

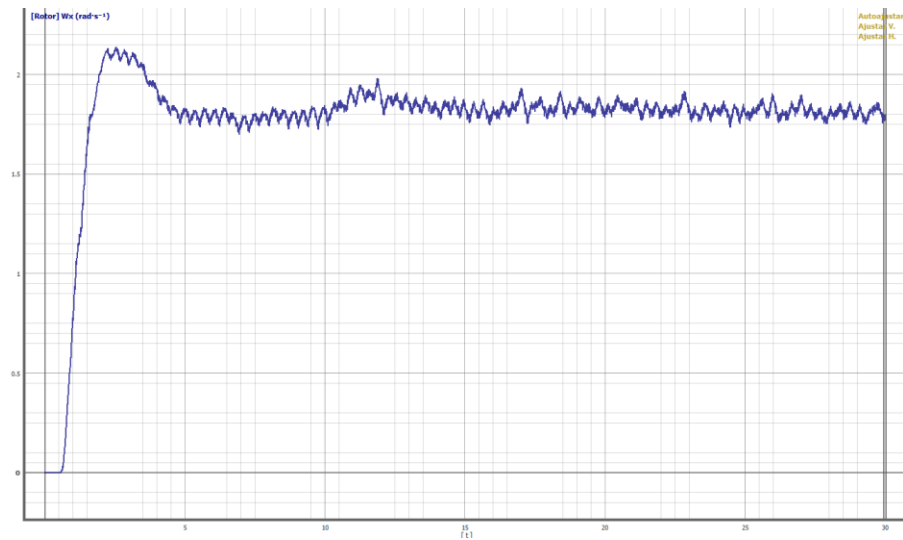


Figura N°53 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 10 álabes.

De la simulación y su análisis, se obtienen los siguientes resultados:

- Se obtienen 16.21 rpm.
- Peso de la pieza: 640.55 kg.

3.4.5.4 Rotor 11 álabes

Modelo del Rotor de 11 álabes:

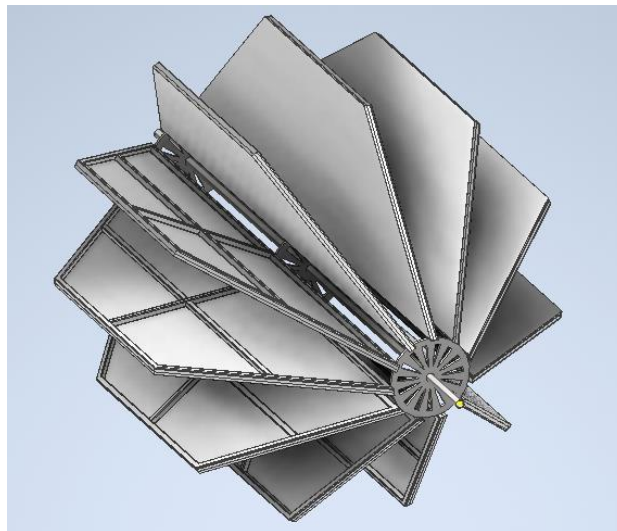


Figura N°54 – Rotor 11 álabes.

- ❖ Determinación de revoluciones por minuto (n):

Se continúa con la metodología presentada previamente para obtener el número de revoluciones por minuto a partir de las gráficas generadas en la simulación y su posterior análisis. En la figura siguiente se muestra la gráfica de velocidad angular correspondiente.

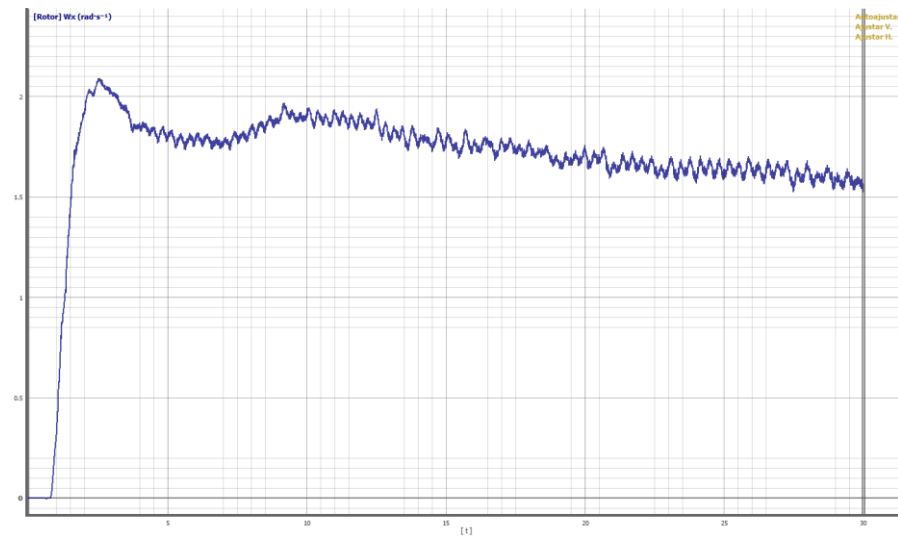


Figura N°55 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 11 álabes.

De la simulación y su análisis, se obtienen los siguientes resultados:

- Se obtienen 20.99 rpm.
- Peso de la pieza: 693.7 kg.

3.4.5.5 Rotor 12 álabes

Modelo del Rotor de 12 álabes:

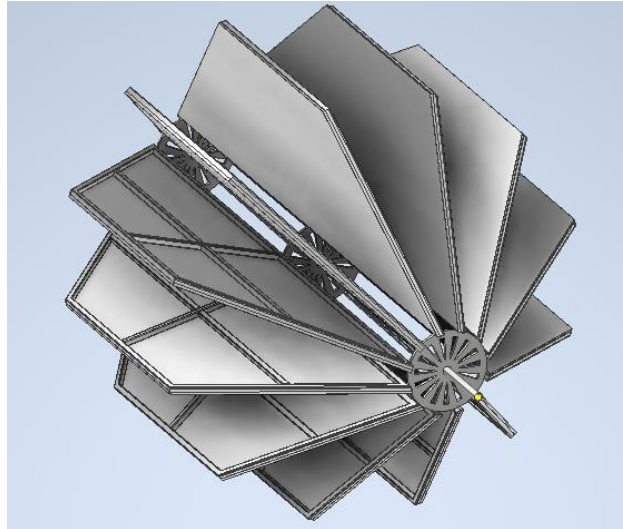


Figura N°56 – Rotor 12 álabes.

❖ Determinación de revoluciones por minuto (n):

Se continúa con la metodología presentada previamente para obtener el número de revoluciones por minuto a partir de las gráficas generadas en la simulación y su posterior análisis. En la figura siguiente se muestra la gráfica de velocidad angular correspondiente.

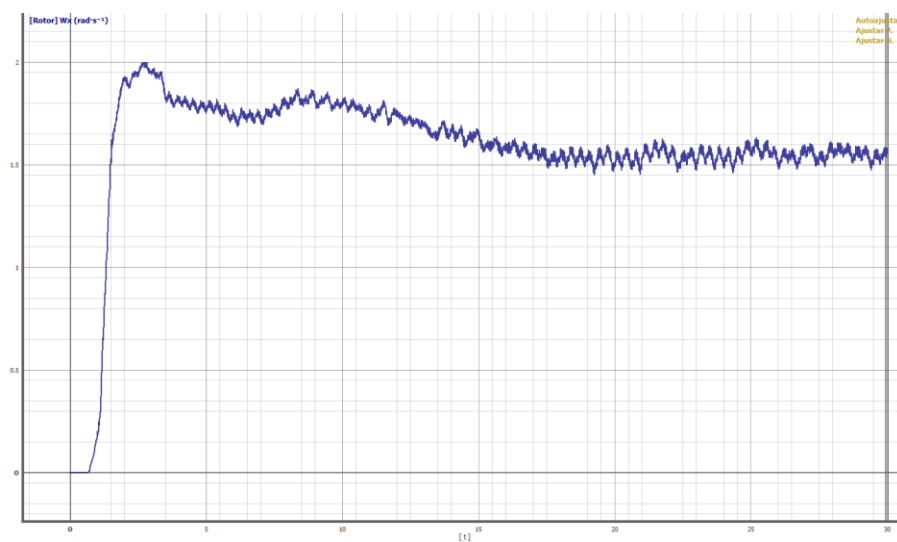


Figura N°57 – Gráfica de velocidad en rad/seg correspondiente al rotor de 12 álabes.

De la simulación y su análisis, se obtienen los siguientes resultados:

- Se obtienen 16.33 rpm.
- Peso de la pieza: 746.63 kg.

3.4.6 Torques generados

Ahora, considerando los esfuerzos involucrados en la simulación, este análisis busca determinar el torque promedio obtenido a partir de muestras tomadas a lo largo del tiempo de evolución del rotor, como resultado de la interacción del fluido con cada uno de los álabes durante su movimiento.

Siguiendo la metodología utilizada para analizar las gráficas del rotor en relación con el movimiento en torno al eje “X” (ver Capítulo 3, sección 3.4.3.2), se puede aplicar este mismo procedimiento para el análisis de las gráficas de torque.

Para ilustrar este proceso, se toma como ejemplo el rotor de 7 álabes. En la figura siguiente se presenta la gráfica de torque obtenida durante la simulación.

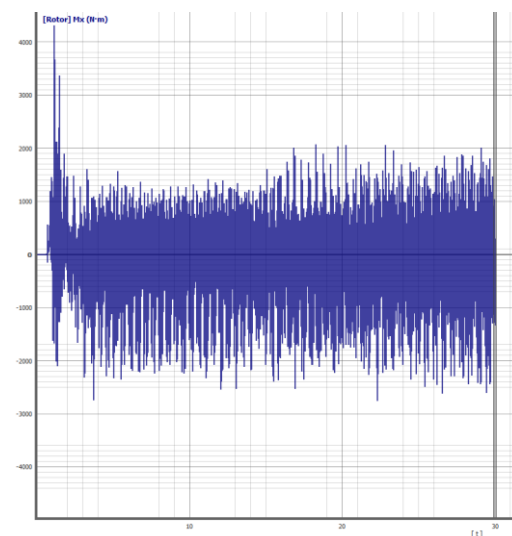


Figura N°58 – Gráfica de torques generados sobre el rotor.

Teniendo en cuenta los datos obtenidos a lo largo de los 30 segundos de simulación, los valores instantáneos de torque presentan fluctuaciones en torno a un valor medio. A partir de estos datos, se obtiene un torque promedio de 558.81 Nm.

Considerando el mismo análisis para el resto de los rotores, se pueden observar los resultados de manera simplificada en la siguiente tabla:

Tabla N°2 – Valores promedio de torques generados para cada configuración de rotor.

Nº de Álabes	7	8	9	10	11	12
Promedio Torque [Nm]	591.08	657.79	639.40	699.73	948.15	870.74

3.4.7 Fuerzas resultantes promedio sobre el rotor

En esta sección se analizan los esfuerzos promedios generados sobre los rotores durante el proceso de simulación CFD. Estos esfuerzos corresponden a la resultante de las interacciones del fluido sobre las superficies del rotor, representando las fuerzas promedio que deben ser soportadas estructuralmente durante el funcionamiento del sistema.

El análisis de esfuerzos es fundamental, ya que proporciona información clave sobre la magnitud de las cargas que actúan sobre los álabes, el eje y demás componentes del sistema giratorio. Estos datos permiten no solo validar la resistencia estructural del diseño, sino también identificar los márgenes de seguridad necesarios y evaluar la viabilidad del uso de determinados materiales.

A continuación, en la figura siguiente se presenta la gráfica correspondiente a las fuerzas promedio generadas en función del tiempo para el rotor de 7 álabes. Esta información resulta indispensable para continuar con la evaluación de los desplazamientos y verificar el comportamiento del material ante las condiciones de trabajo simuladas

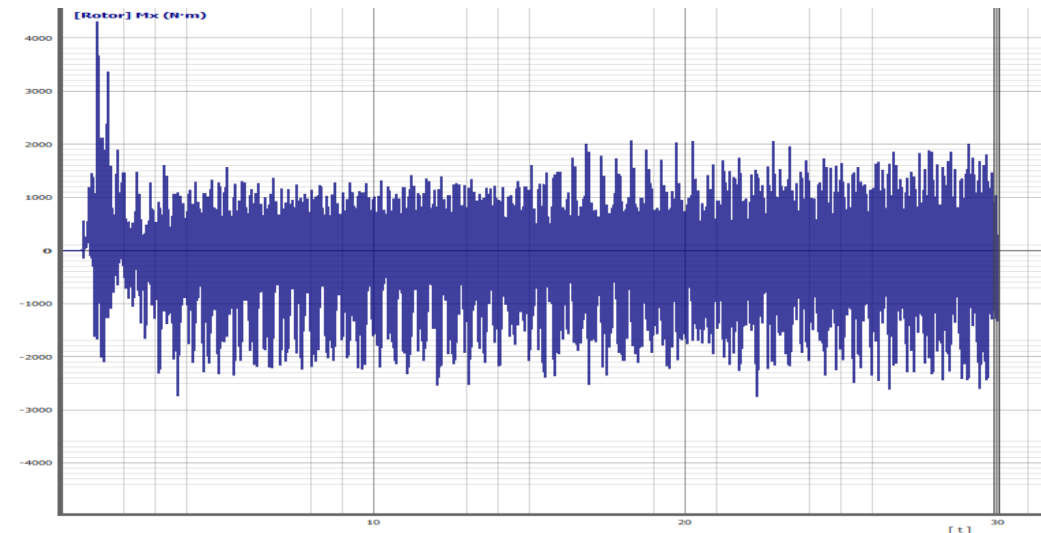


Figura N°59 – Gráfica de fuerzas generadas sobre el rotor durante la simulación.

Tomando en cuenta los datos obtenidos durante los 30 segundos de simulación, y considerando únicamente los valores estabilizados a partir de los 5 segundos, se observa que las fuerzas presentan fluctuaciones en torno a un valor medio. A partir de estos datos, se obtiene una fuerza promedio de 347.83 N.

Aplicando el mismo análisis al resto de los rotores, los resultados pueden observarse de manera simplificada en la siguiente tabla.

Tabla N°3 – Valores promedio de fuerzas generadas para cada configuración de rotor.

N° de Álabes	7	8	9	10	11	12
Promedio Fuerzas [N]	347.83	379.72	367.00	424.38	615.13	555.42

3.4.8 Elección del rotor más eficiente

A continuación, se resumen los valores obtenidos en las simulaciones para cada diseño de rotor, incluyendo la velocidad angular (n), el torque promedio y el peso total. Estos datos resultan fundamentales para seleccionar la configuración más adecuada para el sistema.

Tabla N°4 – Resumen de datos técnicos de cada rotor.

N° de Álabes	7	8	9	10	11	12
Rev. por min. [rpm]	17.47	16.71	16.47	16.25	20.99	16.40
Peso [kg]	450.85	533.88	587.42	640.55	693.7	746.63
Promedio Torque [Nm]	591.08	657.79	639.40	699.73	948.15	870.74
Promedio Esfuerzos [N]	347.83	379.72	367.00	424.38	615.13	555.42

Para un análisis más preciso, se calculó la relación torque/peso, la cual permite evaluar la eficiencia estructural de cada diseño, es decir, el torque generado por unidad de masa de la turbina.

Tabla N°5 – Relación Torque/Peso.

N° de Álabes	7	8	9	10	11	12
Torque/Peso [Nm/kg]	1.31	1.23	1.08	1.09	1.36	1.16

3.4.8.1 Evaluación y selección Final

- Velocidad angular: el rotor de 11 álabes presenta la mayor velocidad angular (20.99 rpm), lo cual sugiere una operación más ágil y eficiente.
- Torque promedio: también genera el mayor torque (948.15 Nm), indicando una alta capacidad de generación energética.
- Relación torque/peso: con 1.36 Nm/kg, mayor índice comparativo de desempeño específico.
- Pese a ser uno de los diseños más pesados, su desempeño general lo posiciona como el rotor más equilibrado y eficaz.

En conclusión, el rotor de 11 álabes es seleccionado como el más eficiente, combinando alto rendimiento dinámico con una buena relación estructural. A partir de esta elección, se continuará con el análisis mediante el método de elementos finitos, con el objetivo de verificar la distribución de cargas sobre los álabes, el esfuerzo transmitido al eje y el comportamiento general del sistema bajo condiciones operativas reales.

3.5 Análisis por elementos finitos (FEA) del rotor de 11 álabes

El objetivo del estudio es evaluar la respuesta estructural del álabe seleccionado bajo las cargas hidrodinámicas obtenidas mediante el análisis CFD, determinando la distribución de tensiones equivalentes de von Mises, los desplazamientos máximos y el factor de seguridad del diseño.

Si bien el rotor está compuesto por once álabes, el análisis por elementos finitos se realiza sobre un único álabe representativo, considerando que las condiciones de carga y vinculación estructural se repiten de forma periódica. De esta manera, se extrae del conjunto la siguiente configuración, la cual se presenta en la figura siguiente:

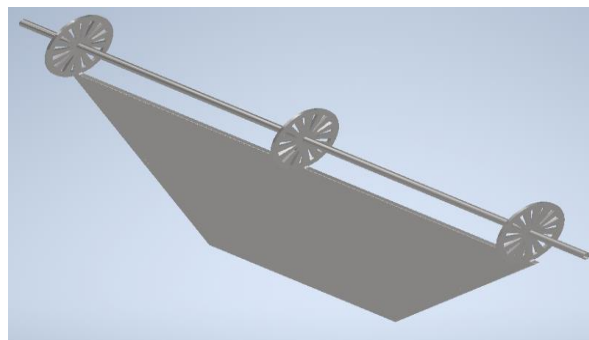


Figura N°60 – Álabe y eje con refuerzos unidos.

3.5.1 Modelo estructural analizado

Con el objetivo de facilitar el análisis por elementos finitos y optimizar los recursos computacionales, se analiza el modelo estructural correspondiente al álabe seleccionado. Esta simplificación permite evaluar con mayor detalle el comportamiento estructural del componente sometido a las mayores solicitaciones mecánicas, sin afectar la validez de los resultados globales.

Una vez definido el modelo estructural, se determinan las cargas que serán aplicadas durante el análisis por elementos finitos. Para ello, se parte del torque hidráulico obtenido mediante el análisis CFD, el cual se distribuye entre los álabes activos y posteriormente se convierte en fuerzas equivalentes que se emplean como condición de carga en el análisis por elementos finitos.

3.5.2 Selección del material utilizado

Para el diseño del componente resulta necesario realizar la selección del material más adecuado. Durante la etapa de modelado se adoptó, conforme a lo indicado en la Sección 3.2.3, el uso de acero inoxidable. No obstante, es necesario determinar el tipo y las características más apropiadas en función de las solicitaciones mecánicas esperadas durante la operación, particularmente en relación con las tensiones desarrolladas, la rigidez requerida y los desplazamientos esperados en el componente sometido a las mayores solicitaciones.

A continuación, en la Tabla N°6 se presentan las propiedades mecánicas y físicas de distintos aceros inoxidables, utilizadas como base para la selección del material.

Tabla N°6 – Características de aceros inoxidables. [15]

TABLA 13-4 ■ Composiciones y propiedades comunes de aceros inoxidables								
Acero	% C	% Cr	% Ni	Otros	Resistencia a la tensión (psi)	Resistencia a la fluencia (psi)	% de elongación	Condición
Austenítico								
201	0.15	17	5	6.5% Mn	95 000	45 000	40	Recocido
304	0.08	19	10		75 000	30 000	30	Recocido
					185 000	140 000	9	Trabajado en frío
304L	0.03	19	10		75 000	30 000	30	Recocido
316	0.08	17	12	2.5% Mo	75 000	30 000	30	Recocido
321	0.08	18	10	0.4% Ti	85 000	35 000	55	Recocido
347	0.08	18	11	0.8% Nb	90 000	35 000	50	Recocido
Ferrítico								
430	0.12	17			65 000	30 000	22	Recocido
442	0.12	20			75 000	40 000	20	Recocido
Martensítico								
416	0.15	13		0.6% Mo	180 000	140 000	18	Templado y revenido
431	0.20	16	2		200 000	150 000	16	Templado y revenido
440C	1.10	17		0.7% Mo	285 000	275 000	2	Templado y revenido
Endurecimiento por precipitación								
17-4	0.07	17	4	0.4% Nb	190 000	170 000	10	Endurecido por envejecimiento
17-7	0.09	17	7	1.0% Al	240 000	230 000	6	Endurecido por envejecimiento

En función de las propiedades presentadas en la Tabla N°6, se selecciona el acero inoxidable AISI 304 debido a su amplia disponibilidad comercial, adecuada resistencia mecánica y buen comportamiento frente a la corrosión en ambientes acuáticos. De acuerdo con las tendencias de uso y las condiciones de fabricación, se considera la utilización del material trabajado en frío, el cual presenta amplia disponibilidad comercial tanto en láminas de diversos espesores como en caños estructurales de múltiples dimensiones.

3.5.3 Obtención de las cargas estructurales a partir del análisis CFD

3.5.3.1 Distribución del torque entre los álabes activos

Para la determinación de las cargas estructurales no se supone que el torque hidráulico actúe íntegramente sobre un único álabe. De acuerdo con los resultados obtenidos mediante CFD, el torque hidráulico se distribuye entre el álabe vertical y el álabe oblicuo que se encuentran simultáneamente en contacto con el flujo.

Debido a que el flujo actúa aproximadamente con velocidad uniforme sobre la sección transversal del canal, se considera que la fuerza hidrodinámica resultante es aproximadamente proporcional al área efectivamente mojada de cada álabe expuesta al flujo. Como ambos álabes presentan un mismo espesor y una geometría similar en la dirección transversal, la diferencia entre las áreas efectivamente expuestas al flujo queda representada por la longitud sumergida de cada álabe. En consecuencia, se adopta como aproximación que el torque hidráulico se distribuye proporcionalmente a dicha longitud.

En función del criterio adoptado, la distribución del torque entre ambos álabes se determina a partir de la relación entre sus longitudes efectivas sumergidas. De acuerdo con la geometría mostrada en la Figura 61, la altura mojada total es de 330 mm, distribuida de la siguiente manera:

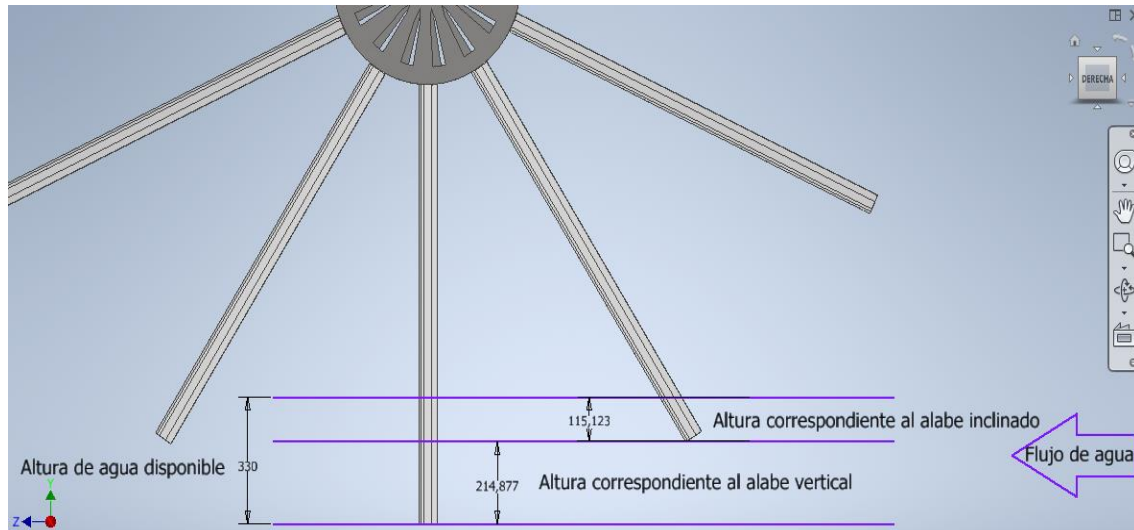


Figura N°61 – Distribución de la altura disponible.

- Altura vertical asociada al álabe vertical:

$$H_1 = 214.877 \text{ mm}$$

- Altura vertical asociada al álabe oblicuo:

$$H_2 = 115.123 \text{ mm}$$

La suma de ambas longitudes corresponde a la altura total mojada:

$$H = H_1 + H_2 = 330 \text{ mm}$$

En consecuencia, la fracción de torque asignada a cada álabe resulta:

$$\frac{H_1}{H} = \frac{214.877}{330} = 0.651$$

$$\frac{H_2}{H} = \frac{115.123}{330} = 0.348$$

- Por lo tanto, el torque total obtenido mediante CFD ($\tau = 948.15 \text{ Nm}$), puede distribuirse como:

$$\tau_{al.vert} = 0.651 \tau = 0.651 \times 948.15 \approx 617.24 \text{ Nm}$$

$$\tau_{al.obl} = 0.348 \tau = 0.348 \times 948.15 \approx 329.95 \text{ Nm}$$

Donde $\tau_{al.vert}$ y $\tau_{al.obl}$ corresponden al torque que actúa sobre el álabe vertical y oblicuo respectivamente.

Cumpléndose que:

$$\tau = \tau_{al.vert} + \tau_{al.obl}$$

Estos valores representan el torque hidráulico equivalente asignado a cada uno de los álabes considerados en el análisis estructural.

3.5.3.2 Determinación del Radio Efectivo (R_{ef})

Para transformar el torque obtenido mediante CFD en una fuerza equivalente aplicada sobre cada álabe, resulta necesario determinar el radio efectivo de aplicación de dicha fuerza.

Mediante análisis CAD, se determinó la distancia entre el eje de rotación y el centroide del área efectivamente mojada para el álabe vertical (Figura N°62) y el álabe oblicuo (Figura N°63), el cual se adopta como aproximación al punto de aplicación de la fuerza hidrodinámica equivalente.

➤ Radio efectivo del álabe vertical:

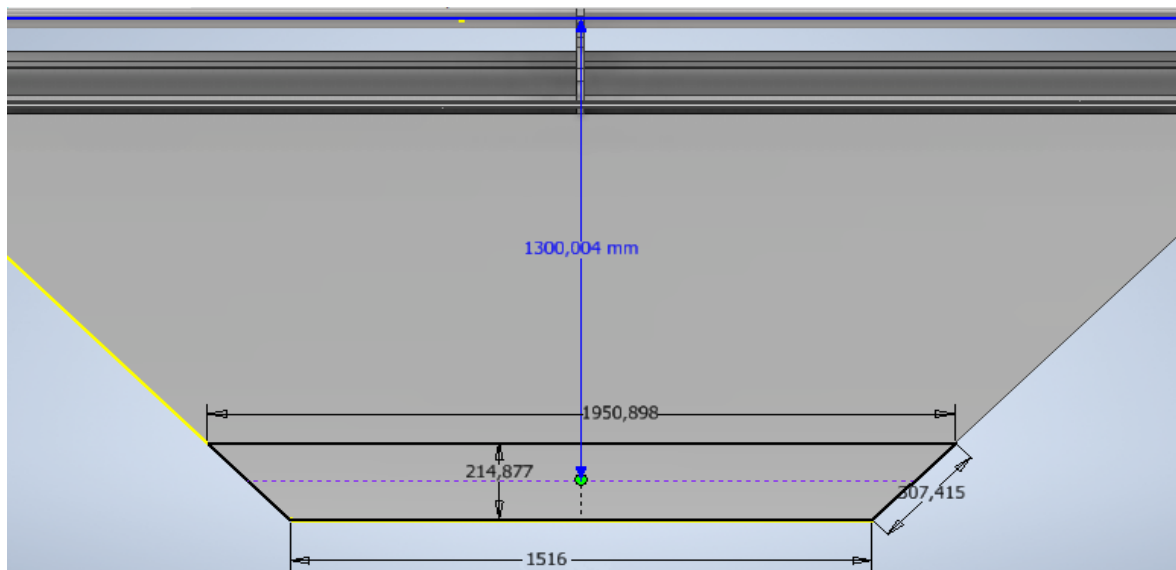


Figura N°62 – Radio efectivo del álabe vertical y dimensiones del trapezio involucrado.

- $R_{ef,1}$: 1.3000 m
 - Radio efectivo del álabe oblicuo:

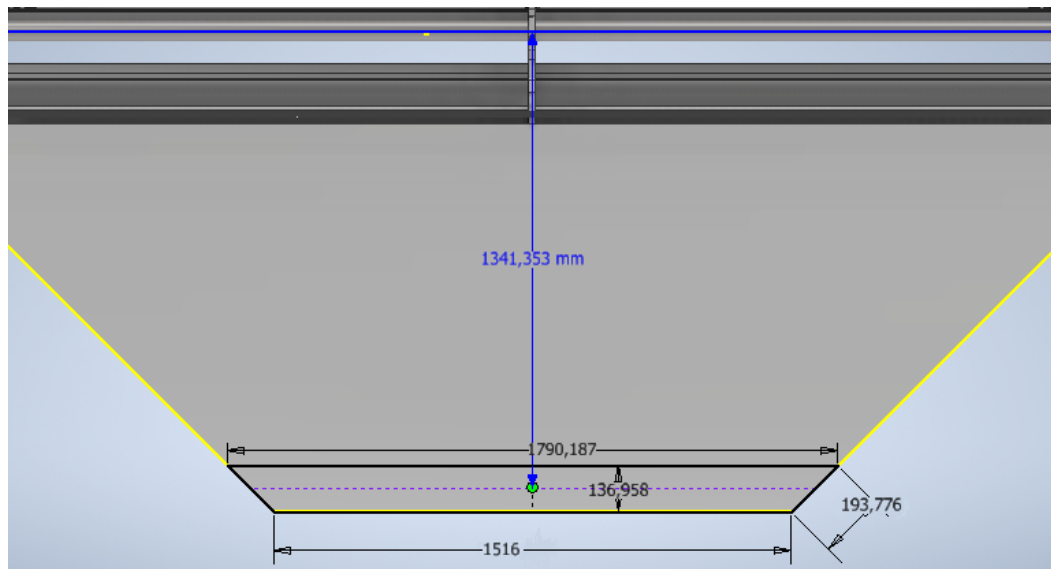


Figura N°63 – Radio efectivo del álabe oblicuo y dimensiones del trapecio involucrado.

- $R_{ef,2}$: 1.3413 m

3.5.3.3 Cálculo de las fuerzas equivalentes

Una vez conocidos el torque correspondiente a cada álabe y los radios efectivos, se procede a calcular la fuerza equivalente que será aplicada a cada álabe durante el análisis por elementos finitos, mediante las siguientes expresiones:

$$F_{al.vert} = \frac{\tau_{al.vert}}{R_{ef,1}} = \frac{617.24 \text{ Nm}}{1.300 \text{ m}} \approx 474.80 \text{ N}$$

$$F_{al.obl} = \frac{\tau_{al.obl}}{R_{ef,2}} = \frac{329.950 \text{ Nm}}{1.341 \text{ m}} \approx 246.04 \text{ N}$$

La dirección de aplicación de cada fuerza coincide con la dirección media del empuje hidrodinámico ejercido por el flujo sobre el correspondiente álabe.

Donde $R_{ef,1}$ y $R_{ef,2}$ corresponden a los radios efectivos del álabe vertical y del álabe oblicuo, respectivamente. Asimismo, $F_{al.vert}$ y $F_{al.obl}$ representan las fuerzas equivalentes aplicadas sobre el álabe vertical y el álabe oblicuo, respectivamente.

Las fuerzas obtenidas representan la resultante equivalente del empuje hidrodinámico calculado mediante el análisis CFD y constituyen las condiciones de carga empleadas en el análisis por elementos finitos. En el modelo estructural, dichas fuerzas se aplican sobre las superficies correspondientes de cada álabe, reproduciendo de forma simplificada el efecto global ejercido por el flujo de agua mediante una condición de carga estática equivalente.

3.5.4 Análisis del modelo seleccionado

3.5.4.1 Configuración del modelo de elementos finitos

Una vez determinadas las fuerzas equivalentes que representan el efecto del flujo sobre los álabes, estas se aplican al modelo de elementos finitos con el propósito de evaluar la respuesta estructural de cada componente bajo las condiciones nominales de operación.

El análisis se desarrolla a partir del modelo geométrico definido previamente (Figura N°60), utilizando las condiciones de carga y de contorno establecidas en las secciones anteriores. Sobre esta base, se configura el modelo estructural empleado para la simulación numérica mediante el método de los elementos finitos.

Se adopta un análisis estructural estático mediante el método de los elementos finitos aplicado al álabe, considerando la fuerza hidrodinámica equivalente obtenida a partir del análisis CFD. Dicha fuerza se aplica sobre la superficie activa del componente, utilizando la magnitud obtenida a partir del radio efectivo determinado previamente. La configuración de la carga se presenta en la figura siguiente.

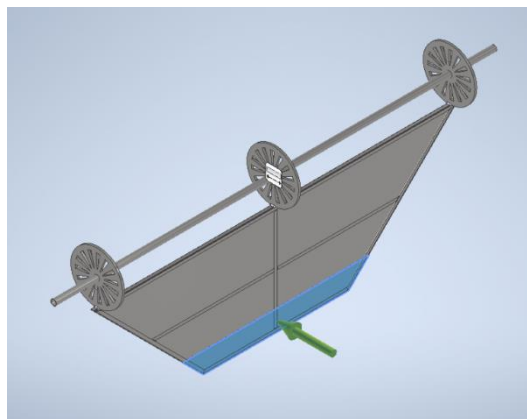


Figura N°64 – Aplicación de la fuerza hidrodinámica sobre la superficie activa del álabe.

La fuerza equivalente se aplica distribuida sobre la superficie de contacto del álabe y con la dirección correspondiente al empuje hidrodinámico considerado en el modelo.

Con el propósito de representar la vinculación estructural del álabe con el resto del rotor, se define una condición de apoyo sin fricción sobre la superficie interior del eje. Esta restricción impide el desplazamiento normal a la superficie de contacto, permitiendo simultáneamente los desplazamientos tangenciales compatibles con el comportamiento mecánico del conjunto. La condición de contorno implementada se muestra en la figura siguiente.

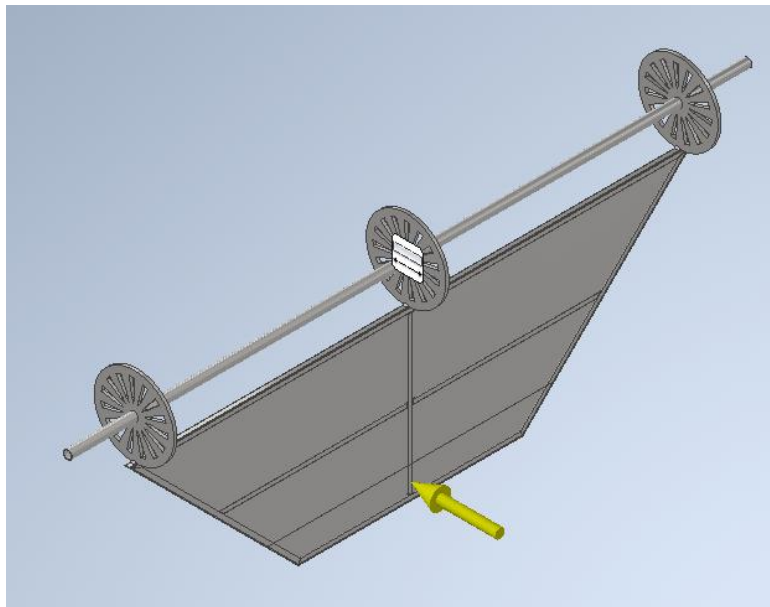


Figura N°65 – Condición de apoyo sin fricción aplicada sobre la superficie interior del eje.

Una vez definidas las condiciones de carga y de restricción, se procede a la generación del mallado del modelo. Para ello se adopta una configuración con un tamaño promedio de elemento de **0.5 mm** y un tamaño mínimo de **0.3 mm**, correspondientes a los valores predeterminados del software (ver Figura N°66), considerados adecuados para garantizar la estabilidad numérica y la confiabilidad de los resultados.

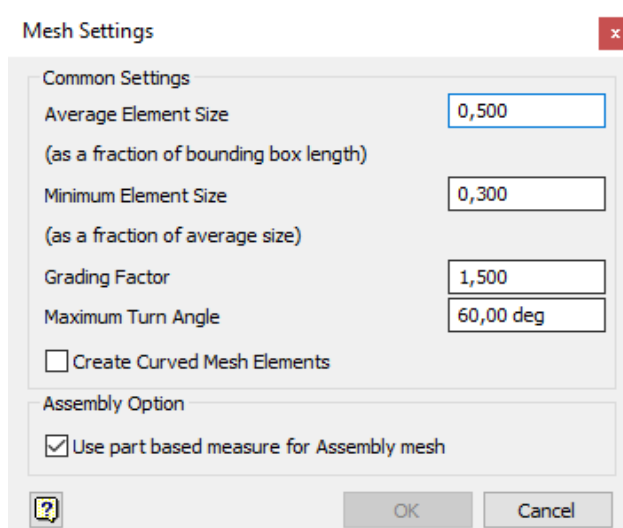


Figura N°66 – Parámetros de configuración del mallado del modelo.

La malla generada presenta una distribución no uniforme, concentrando una mayor densidad de elementos en las zonas donde se esperan mayores gradientes de tensión, particularmente en las zonas de aplicación de la carga y en la vinculación con el eje. Esta estrategia permite incrementar la precisión del análisis en las regiones críticas sin aumentar innecesariamente el costo computacional. El modelo resultante (ver Figura N°67) está conformado por **488,091 elementos finitos**.

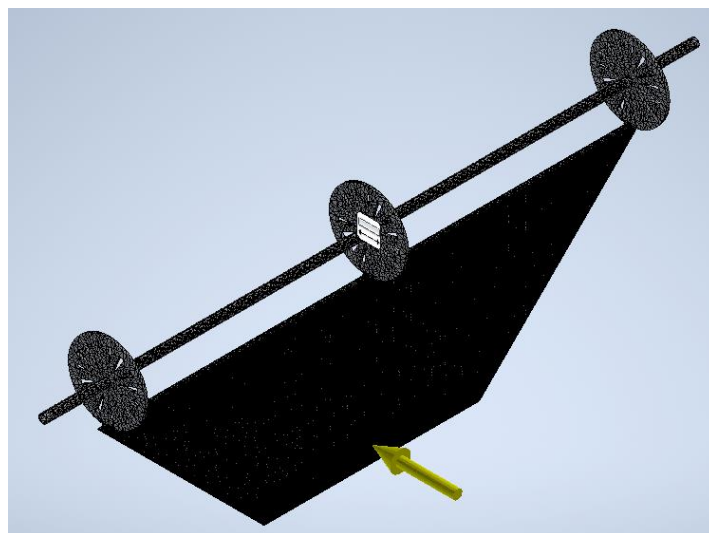


Figura N°67 – Distribución de la malla y superficie de aplicación de la carga.

Finalmente, una vez definidas las condiciones de contorno y completada la discretización del modelo, se ejecuta la simulación mediante el método de los elementos finitos, obteniéndose la configuración inicial del análisis que se presenta en la figura siguiente.

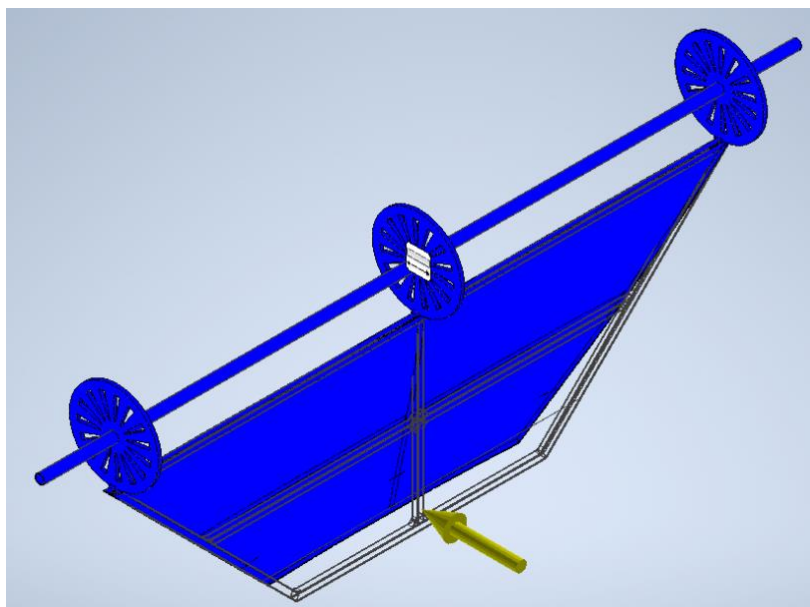


Figura N°68 – Configuración inicial del análisis por elementos finitos.

En esta representación el modelo aparece predominantemente en tonalidades azules, correspondientes a la escala gráfica predeterminada del software. Esta visualización constituye la condición inicial del análisis y sirve como base para la posterior evaluación de las tensiones equivalentes de von Mises, del factor de seguridad y de los desplazamientos obtenidos para cada uno de los álabes.

3.5.4.2 Resultados del análisis

3.5.4.2.1 Álabes vertical

Para el presente análisis se adopta la fuerza equivalente $F_{al.vert} = 474.80 \text{ N}$, obtenida en la **Sección 3.5.3.3**.

En la figura siguiente se presenta la configuración de la fuerza aplicada al modelo para el análisis del álabes vertical.

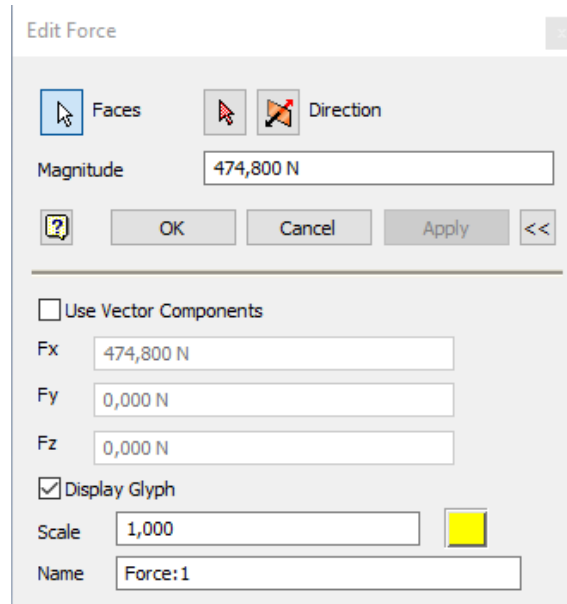


Figura N°69 – Configuración de la fuerza aplicada al álabe vertical.

Los parámetros adicionales asociados a la definición de la carga se mantienen con los valores predeterminados del software, dado que no influyen en los resultados del análisis. La fuerza se aplica sobre la superficie activa del álabe mediante la selección de la cara correspondiente del modelo, distribuyéndose sobre dicha superficie de acuerdo con la geometría definida previamente.

Los resultados del análisis estructural se evalúan mediante el criterio de tensión equivalente de **von Mises** [17], ampliamente utilizado para el análisis resistente de materiales dúctiles. Este criterio permite identificar las regiones del componente sometidas a los mayores niveles de sollicitación mecánica y constituye la base para la posterior evaluación del coeficiente de seguridad.

En la figura siguiente se presenta la distribución de tensiones equivalentes de von Mises obtenida para el álabe vertical, utilizando la escala de colores correspondiente al rango completo de resultados calculados por el software.

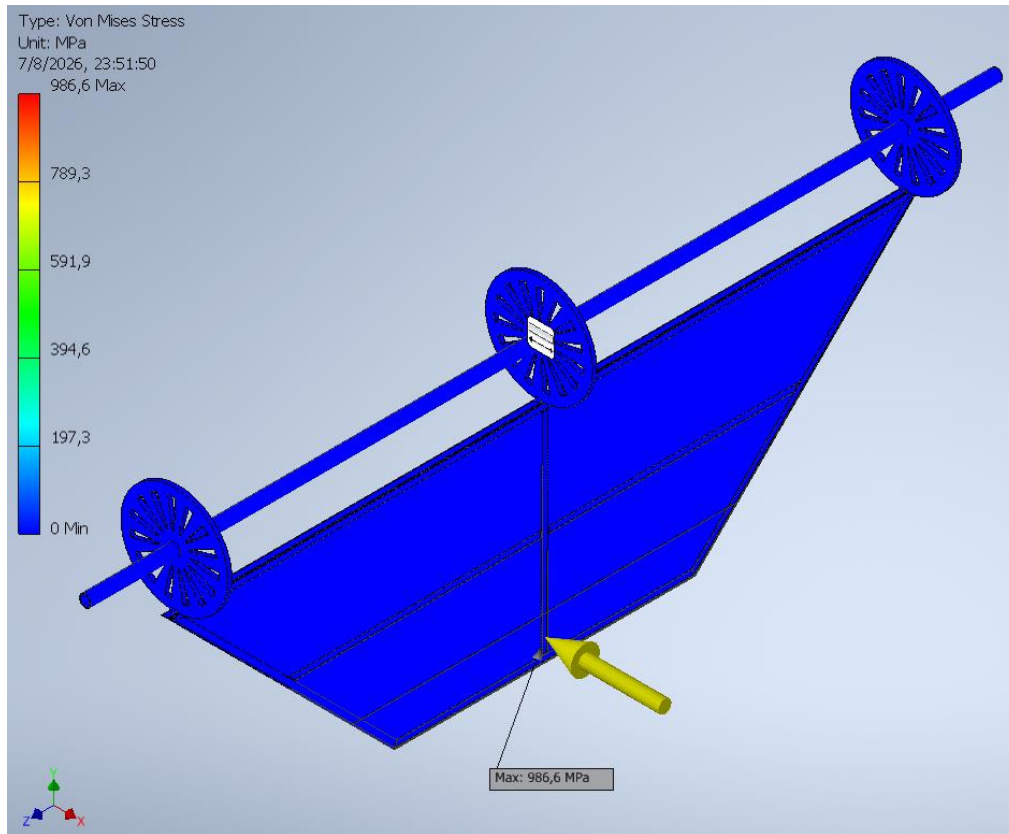


Figura N°70 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe vertical con la escala de resultados completa.

Como puede observarse en la Figura N°70, la distribución de tensiones no puede apreciarse adecuadamente en la mayor parte del álabe debido a la presencia de un valor máximo de tensión significativamente superior al resto de los valores obtenidos. Al utilizar la escala completa de resultados, las regiones con tensiones inferiores quedan representadas próximas al extremo inferior de la escala cromática, haciendo que gran parte del componente se visualice en color azul y dificultando la identificación de los gradientes de tensión.

Aun realizando un acercamiento a la zona de máxima tensión, la visualización de la distribución resulta dificultosa, tal como se observa en la Figura N°71.

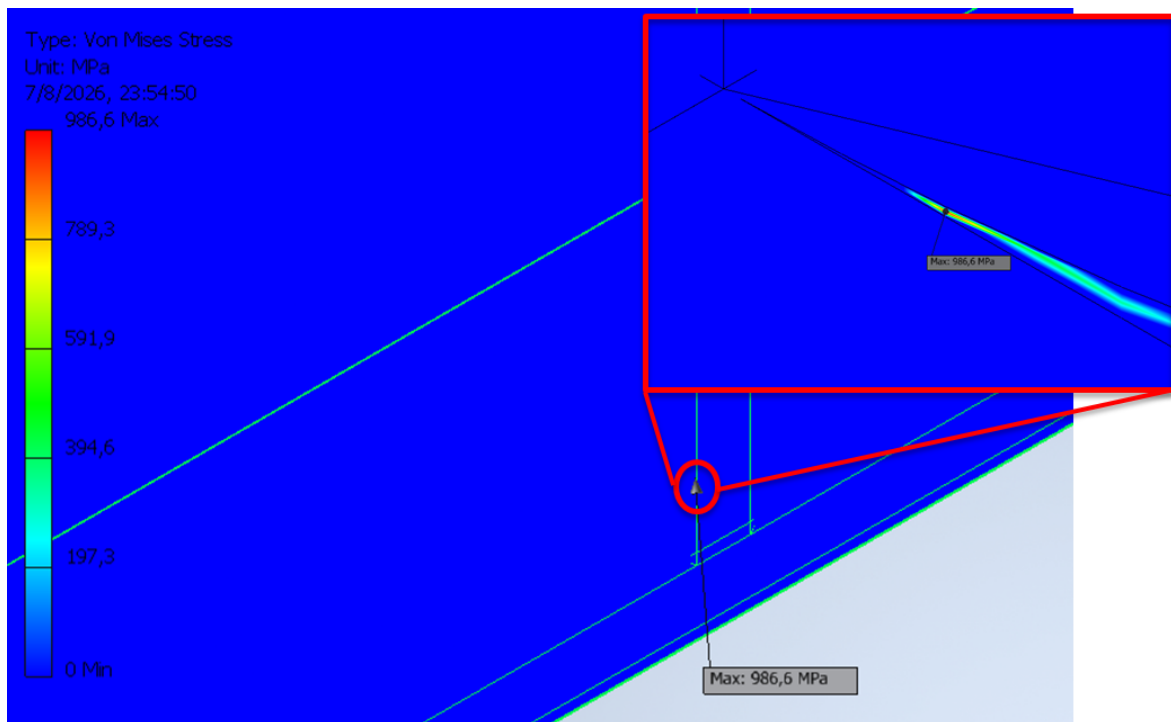


Figura N°71 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical con la escala de resultados completa.

Por este motivo, y con fines exclusivamente de visualización, se modifica el intervalo de la escala de colores para representar con mayor detalle la distribución de tensiones en las distintas regiones del álabe, limitando la escala a un intervalo de **0 a 8 MPa**, como se muestra en la Figura N°72. Esta modificación afecta únicamente la representación gráfica de los resultados y no modifica los valores numéricos obtenidos durante la simulación.

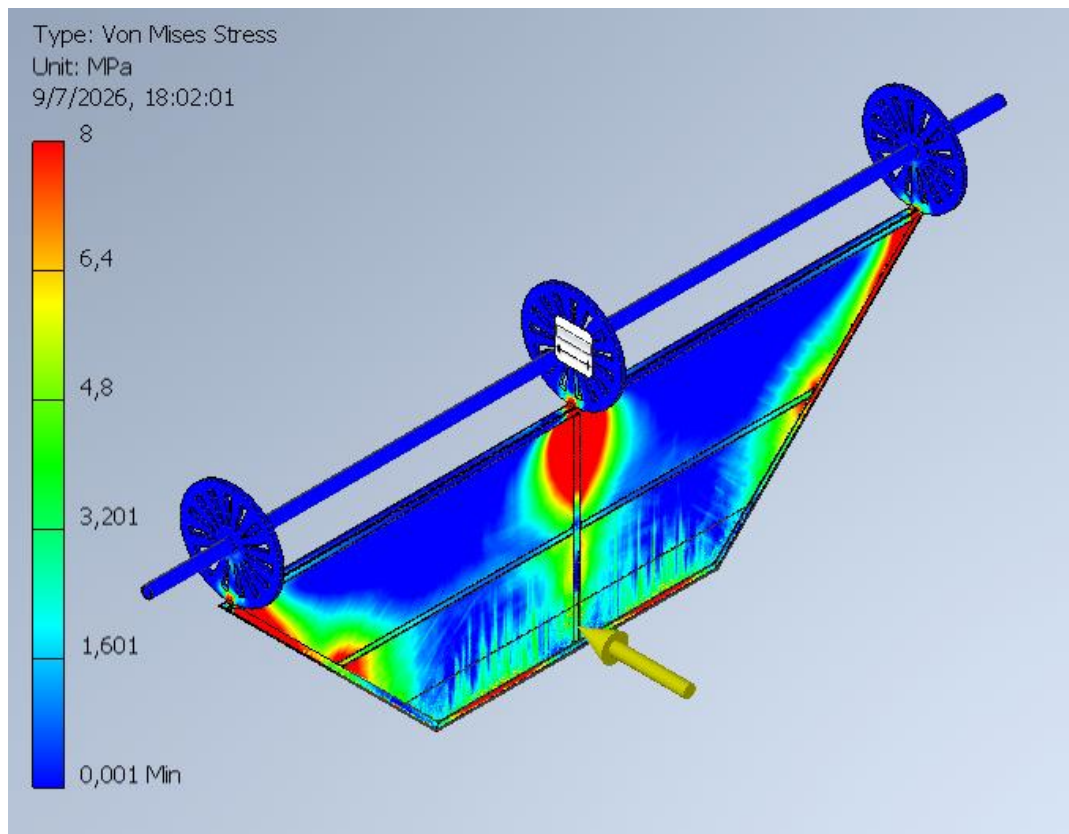


Figura N°72 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe vertical con escala gráfica limitada a 0–8 MPa para facilitar la visualización.

La utilización de esta escala permite apreciar con mayor detalle la distribución de tensiones en las zonas del componente cuyos valores se encuentran dentro del intervalo representado. No obstante, el valor máximo de tensión equivalente obtenido en el análisis permanece sin modificaciones y no depende del intervalo seleccionado para su representación gráfica.

Del análisis realizado se obtiene una tensión equivalente máxima de **986.6 MPa**, localizada en una zona correspondiente a las uniones soldadas del álabe, como se muestra en la Figura N°73.

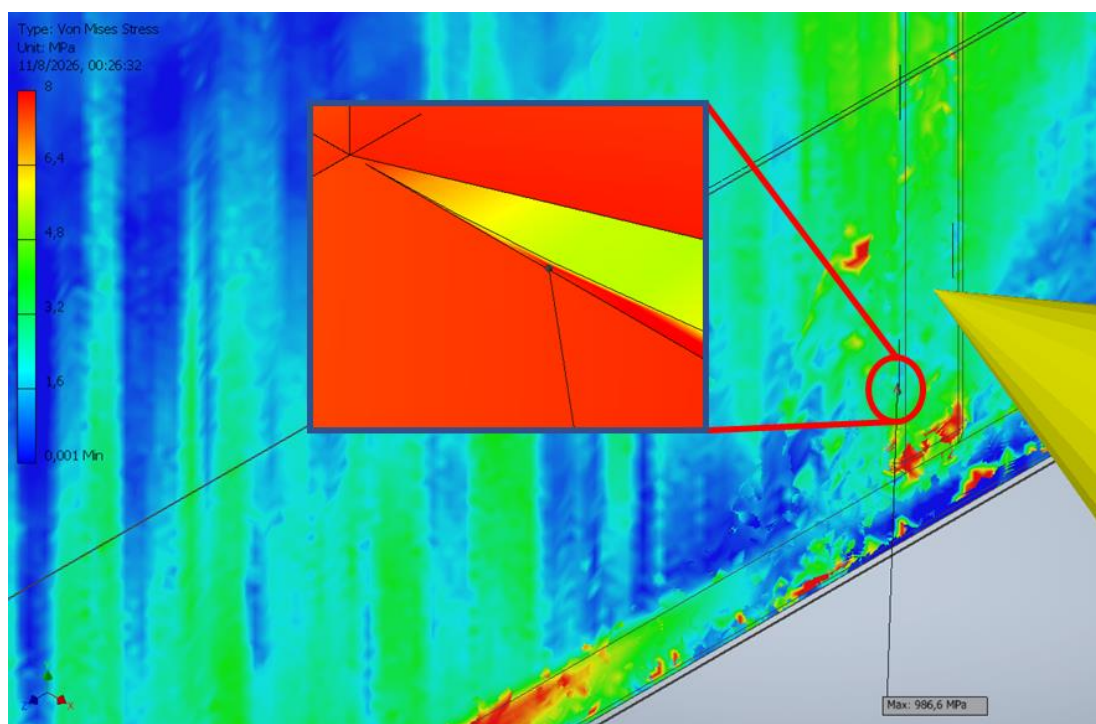


Figura N°73 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabo vertical con escala gráfica limitada a 0–8 MPa.

Estas regiones presentan discontinuidades geométricas que pueden generar singularidades numéricas propias del método de los elementos finitos, produciendo picos locales de tensión que tienden a sobreestimar los valores reales presentes en el componente [8].

En la práctica, la geometría real de las uniones soldadas, la presencia de radios de acuerdo, las deformaciones plásticas locales y las características propias del cordón de soldadura contribuyen a reducir estas concentraciones de tensión. No obstante, estas regiones se consideran críticas desde el punto de vista del diseño, por lo que se adopta un enfoque conservador para la evaluación estructural del componente. En consecuencia, el valor máximo de tensión no se interpreta de manera aislada, sino conjuntamente con la distribución general de tensiones y con la posterior evaluación del coeficiente de seguridad.

Ante este escenario, resulta necesario evaluar el coeficiente de seguridad del componente con el propósito de verificar si la configuración estructural adoptada satisface el criterio de diseño establecido para el presente trabajo. Este análisis permite determinar la necesidad de introducir modificaciones orientadas a mejorar el comportamiento resistente del álabo antes de definir una propuesta de rediseño [17].

3.5.4.2.2 Álabe oblicuo

Al igual que en el análisis del álabe vertical, para el álabe oblicuo se emplea la fuerza equivalente obtenida en la Sección 3.5.3.3. A diferencia del caso anterior, el modelo geométrico mantiene la inclinación real del álabe respecto de la dirección del flujo, aplicándose la fuerza hidrodinámica equivalente en dirección horizontal, de acuerdo con las condiciones consideradas en el análisis CFD.

$$F_{al.obl} = 246.04 \text{ N}$$

Este valor corresponde a la fuerza utilizada durante la simulación del álabe oblicuo, como se muestra a continuación.

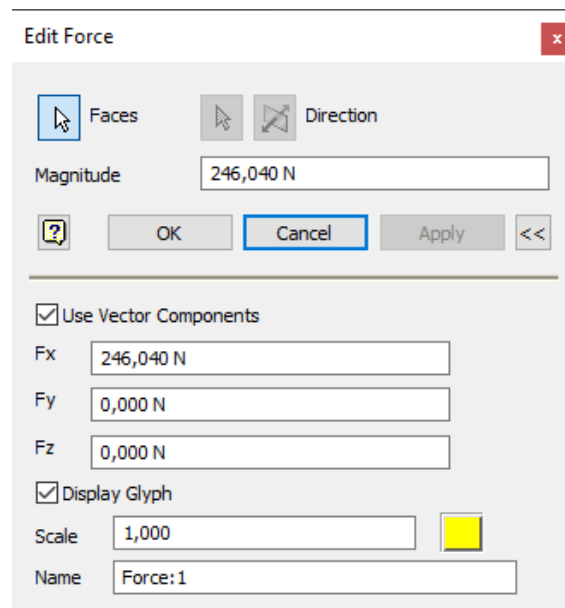


Figura N°74 – Configuración de la fuerza aplicada al álabe oblicuo.

Los resultados del análisis estructural se evalúan mediante el criterio de tensión equivalente de **von Mises**, utilizando las mismas condiciones de contorno, configuración del mallado y parámetros de resolución empleados para el análisis del álabe vertical.

En la figura siguiente se presenta la distribución de tensiones equivalentes obtenida para el álabe oblicuo, utilizando la escala de resultados completa proporcionada por el software.

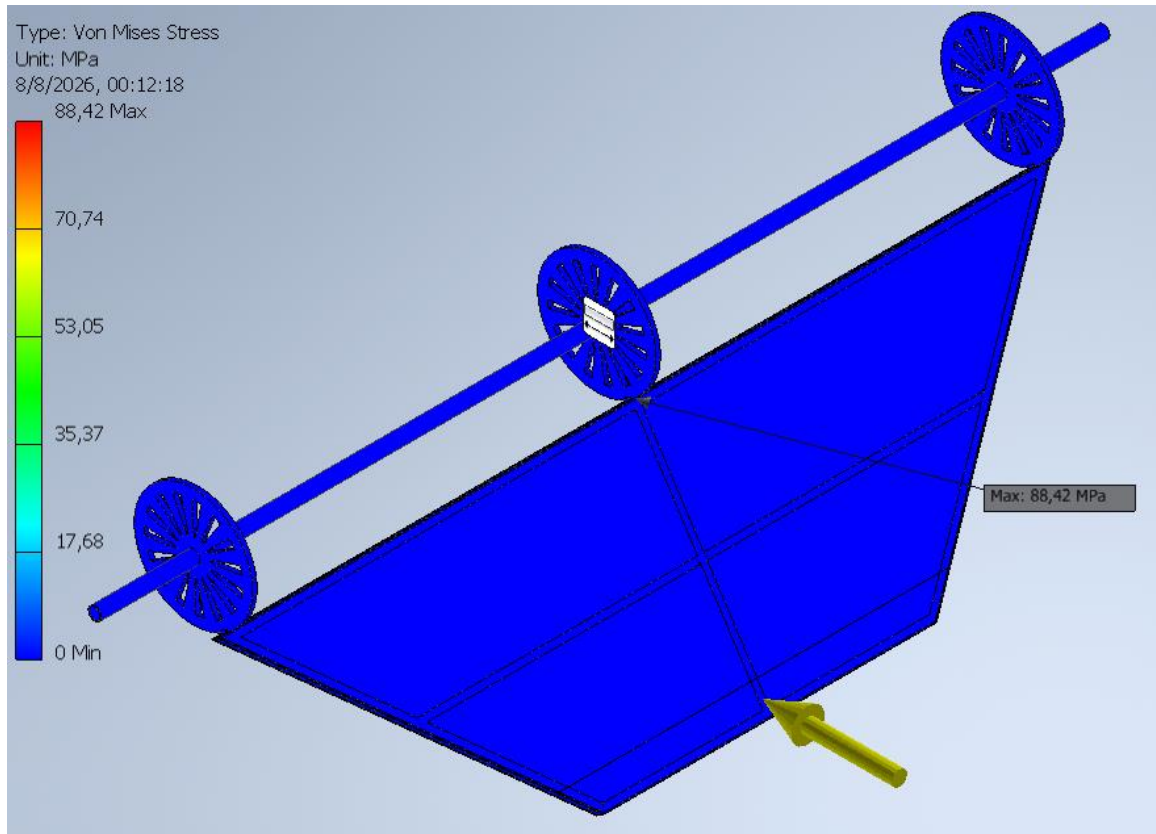


Figura N°75 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe oblicuo con la escala de resultados completa.

Como puede observarse en la Figura N°75, la distribución de tensiones no puede apreciarse adecuadamente en la mayor parte del álabe debido a la diferencia existente entre el valor máximo de tensión y los valores correspondientes al resto del componente. Al utilizar la escala completa de resultados, las regiones con tensiones inferiores quedan representadas próximas al extremo inferior de la escala cromática, haciendo que gran parte del álabe se visualice en color azul y dificultando la identificación de los gradientes de tensión.

Aun realizando un acercamiento a la zona de máxima tensión, la visualización de la distribución resulta dificultosa, tal como se observa en la figura siguiente.

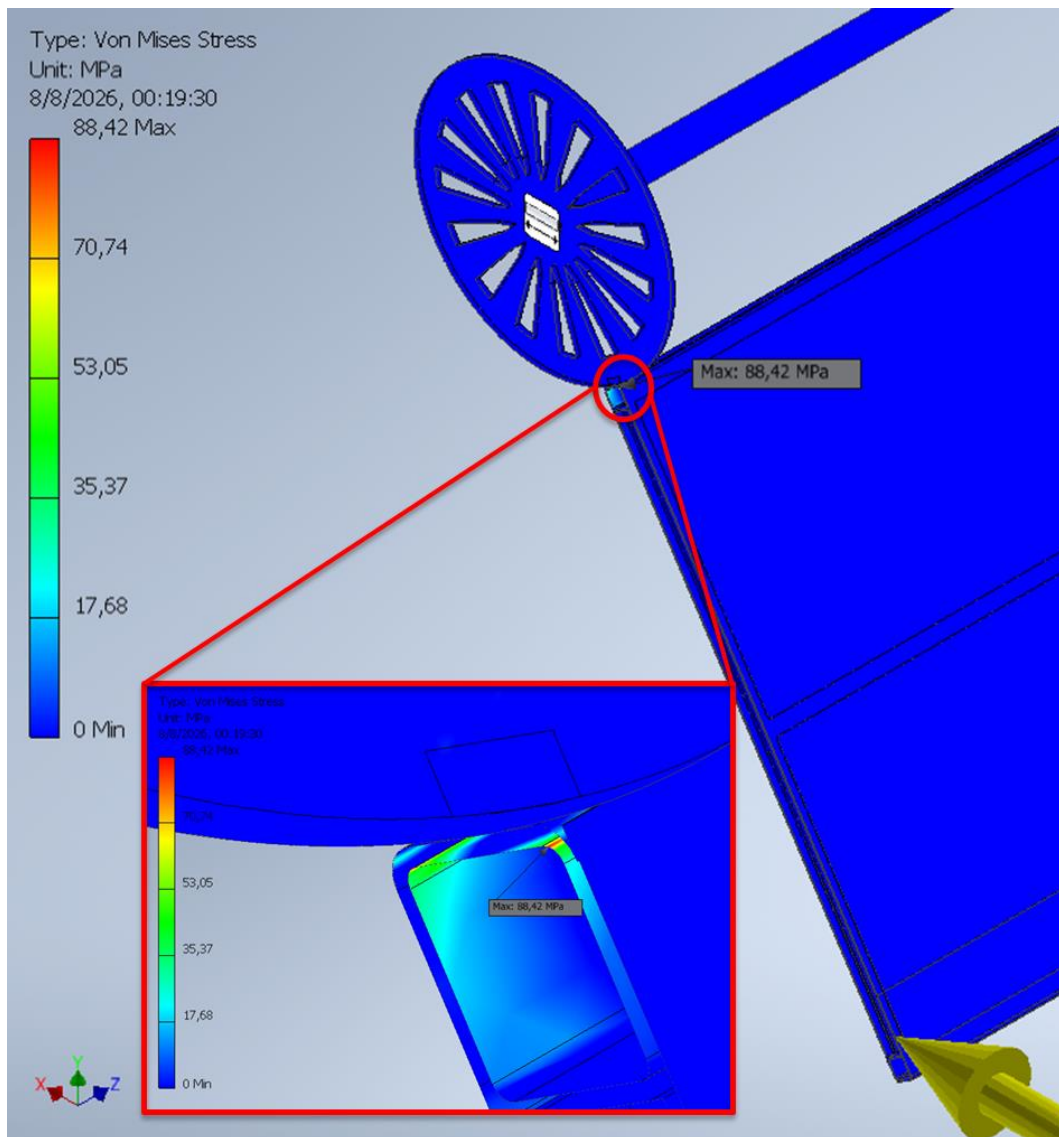


Figura N°76 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo con la escala de resultados completa.

Por este motivo, y con fines exclusivamente de visualización, se modifica el intervalo de la escala de colores para representar con mayor detalle la distribución de tensiones en las distintas regiones del álabe. Esta modificación afecta únicamente la representación gráfica de los resultados y no modifica los valores numéricos obtenidos durante la simulación.

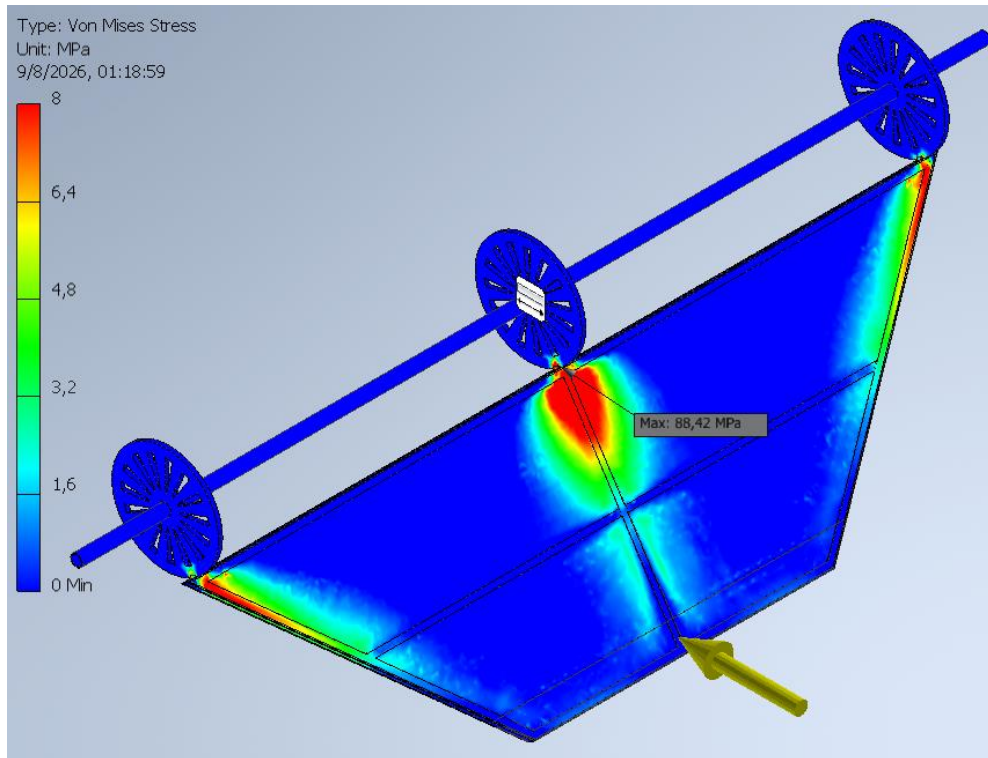


Figura N°77 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en el álabe oblicuo con escala gráfica modificada para facilitar la visualización.

La utilización de una escala modificada permite apreciar con mayor detalle la distribución de tensiones en las distintas regiones del componente. Adicionalmente, se emplea un plano de corte coincidente con el plano XY y orientado paralelamente al eje Y, con el propósito de mejorar la visualización de la región de la pieza donde se concentra la mayor tensión equivalente. Estas modificaciones corresponden exclusivamente a recursos de visualización y no alteran los resultados numéricos obtenidos mediante el análisis. El valor máximo de tensión equivalente obtenido se identifica de manera puntual en la figura siguiente.

Del análisis realizado se obtiene una tensión equivalente máxima de **88.42 MPa**, localizada principalmente en las regiones correspondientes a las uniones soldadas y cambios bruscos de geometría, como se observa en la figura siguiente.

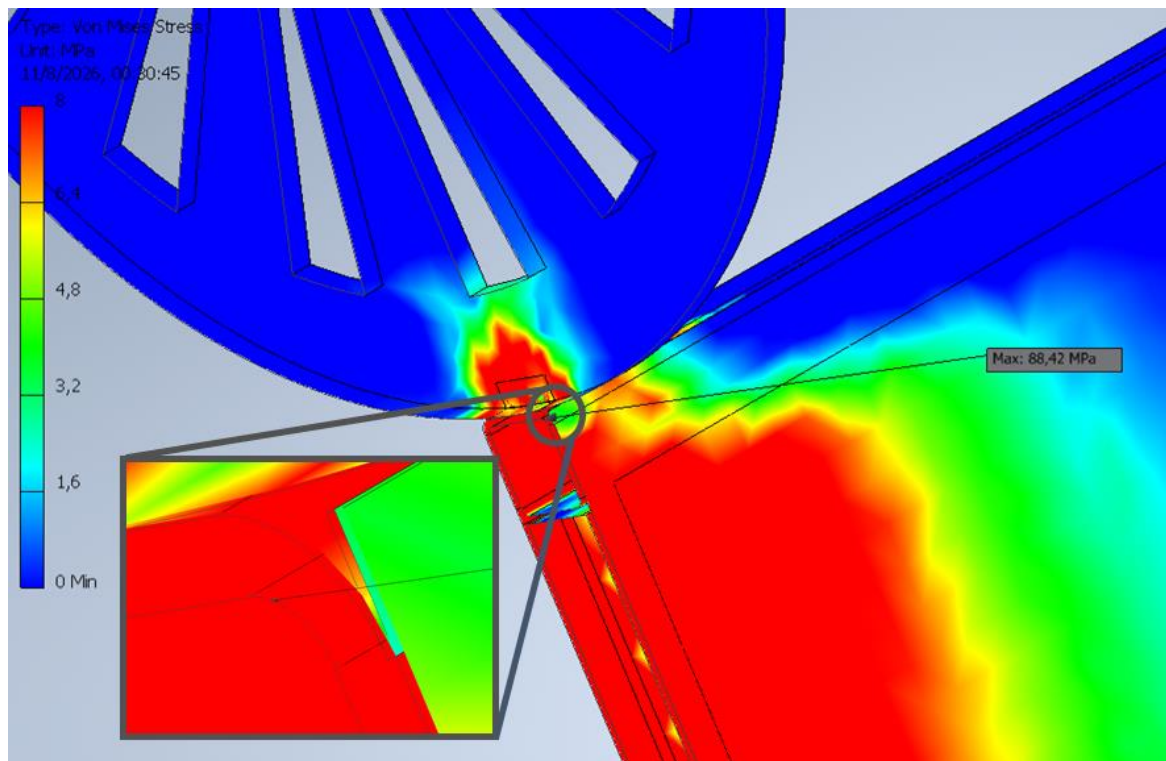


Figura N°78 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo con escala gráfica modificada.

Al igual que en el álabe vertical, estas zonas presentan concentraciones locales de tensión asociadas tanto a las discontinuidades geométricas como a las singularidades numéricas propias del método de los elementos finitos. En la práctica, la geometría real de las uniones soldadas, la presencia de radios de acuerdo y las características propias del cordón de soldadura contribuyen a reducir estas concentraciones de tensión respecto de las obtenidas en el modelo numérico. No obstante, estas regiones se consideran críticas desde el punto de vista del diseño, por lo que se adopta un enfoque conservador para la evaluación estructural del componente. En consecuencia, el valor máximo de tensión no se interpreta de manera aislada, sino conjuntamente con la distribución general de tensiones y con la evaluación posterior del coeficiente de seguridad del componente.

3.5.4.3 ¿Por qué aplicar un coeficiente de seguridad?

La aplicación de un coeficiente de seguridad constituye una práctica habitual en el análisis y diseño de componentes mecánicos, ya que permite contemplar las incertidumbres inherentes al proceso de diseño, al modelado numérico y al análisis por elementos finitos [17]. Dado que este tipo de análisis representa una idealización del comportamiento real del

sistema, no es posible incorporar de manera completa todas las variables que pueden influir durante su funcionamiento.

Entre las principales fuentes de incertidumbre se encuentra la variabilidad propia de los materiales. En condiciones reales, estos no presentan una homogeneidad perfecta, por lo que determinadas propiedades mecánicas, como el límite de fluencia, pueden diferir de los valores nominales considerados en los modelos teóricos o en las bases de datos empleadas durante la simulación.

Otra fuente relevante de incertidumbre corresponde a la definición de las cargas aplicadas. Independientemente de que estas se obtengan a partir de antecedentes experimentales o mediante simulaciones numéricas, siempre existen variaciones propias de las condiciones reales de operación que pueden no estar completamente representadas en el modelo. Las fluctuaciones de las cargas hidrodinámicas, las tolerancias de fabricación y otras condiciones de servicio constituyen factores que introducen incertidumbre en la respuesta estructural del componente.

Asimismo, durante las etapas de modelado, simulación y fabricación pueden producirse diferencias respecto del comportamiento previsto en el diseño. La incorporación de un coeficiente de seguridad permite contemplar parcialmente estas incertidumbres y disponer de un margen adicional frente a posibles desviaciones respecto de las condiciones consideradas en el análisis.

3.5.4.3.1 ¿Qué coeficiente de seguridad usar?

La selección del coeficiente de seguridad depende de diversos factores, entre los que se destacan la naturaleza de las cargas actuantes, el modo de operación del componente, la confiabilidad requerida y las consecuencias asociadas a una eventual falla [17].

En aplicaciones mecánicas sometidas a incertidumbres relacionadas con el comportamiento del material, las condiciones reales de carga y las simplificaciones propias de los modelos numéricos, resulta habitual adoptar factores de seguridad superiores a la unidad con el propósito de disponer de un margen frente a posibles desviaciones respecto de las condiciones previstas de diseño.

Considerando las características de operación del rotor analizado, la naturaleza variable de las cargas hidrodinámicas y el alcance del presente desarrollo, se adopta como

criterio de evaluación un **coeficiente de seguridad de FS = 2**. Este valor se establece como margen de seguridad para la evaluación estructural del componente frente a las incertidumbres asociadas al modelo, las condiciones reales de funcionamiento y las posibles desviaciones derivadas del proceso de fabricación.

En consecuencia, se considerará que el componente satisface el criterio de diseño cuando el coeficiente de seguridad obtenido mediante el análisis por elementos finitos resulte **igual o superior a 2**.

Este criterio constituye la base para evaluar la aptitud estructural del diseño propuesto y determinar la necesidad de introducir modificaciones orientadas a mejorar su comportamiento resistente.

3.5.4.3.2 Aplicación del coeficiente de seguridad y análisis de resultados

Dado que las cargas hidrodinámicas que actúan sobre el álabe presentan variaciones durante el funcionamiento del rotor, y considerando las incertidumbres asociadas a su determinación y a las condiciones reales de operación, la evaluación estructural se realiza mediante la aplicación de fuerzas hidrodinámicas estáticas equivalentes representativas de las condiciones analizadas.

En este contexto, el factor de seguridad se evalúa a partir de la relación entre el límite de fluencia del material y la tensión equivalente máxima obtenida mediante el análisis por elementos finitos, de acuerdo con la siguiente expresión [17]:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vM,max}}$$

En la primera evaluación estructural, se aplican fuerzas hidrodinámicas estáticas equivalentes sobre cada álabe, correspondientes a las condiciones vertical y oblicua previamente determinadas. Como resultado, se obtienen tensiones equivalentes máximas de **986.6 MPa** para el álabe vertical y de **88.4 MPa** para el álabe oblicuo.

El límite de fluencia del material seleccionado, correspondiente al acero inoxidable AISI 304 trabajado en frío, definido en la Sección 3.5.2 (Tabla N°6), es de **965.26 MPa**. A partir de estos valores, se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad:

$$FS_{al,vert} = \frac{965.26}{986.6} \approx 0.98$$

$$FS_{al,obl} = \frac{965.26}{88.4} \approx 10.92$$

El análisis muestra que el álabe vertical presenta un coeficiente de seguridad inferior al criterio de diseño adoptado (**FS = 2**), por lo que no satisface los requisitos estructurales establecidos para el presente trabajo. En cambio, el álabe oblicuo alcanza un coeficiente de seguridad de **10.92**, verificando el criterio de diseño propuesto.

En consecuencia, el comportamiento estructural del rotor queda gobernado por el álabe vertical, ya que constituye la condición de mayor sollicitación mecánica obtenida durante el análisis. Por este motivo, dicho álabe se identifica como el componente crítico del diseño, justificando la necesidad de introducir modificaciones orientadas a mejorar su comportamiento estructural.

Cabe señalar que, si bien el álabe oblicuo satisface el coeficiente de seguridad adoptado para la condición de carga analizada, el rotor posee una configuración geométricamente simétrica, en la cual todos los álabes presentan la misma geometría estructural. Durante la rotación, cada uno de ellos atraviesa sucesivamente las mismas posiciones relativas respecto del flujo incidente, alternando entre configuraciones oblicuas y verticales. En consecuencia, todo álabe que inicialmente se encuentra en posición oblicua pasa posteriormente a ocupar la posición vertical, condición en la que se registra la máxima sollicitación estructural obtenida en el presente análisis.

Por este motivo, el rediseño no se limita a una configuración puntual del álabe, sino que se aplica a la geometría completa del elemento, con el propósito de garantizar que todos los álabes del rotor cumplan los criterios de resistencia estructural establecidos durante todo el ciclo de funcionamiento.

3.5.4.4 Evaluación de los desplazamientos

Como complemento al análisis de tensiones y del coeficiente de seguridad, se evalúan los desplazamientos obtenidos mediante el análisis por elementos finitos. Este parámetro permite valorar la respuesta deformacional del componente y verificar la magnitud de los desplazamientos producidos bajo las condiciones de carga estáticas equivalentes analizadas.

Para el álabe vertical se obtiene un desplazamiento máximo de **4.32 mm**, como se observa en la figura siguiente. Este desplazamiento se localiza en la zona central del área de aplicación de la fuerza, coincidente con la región de contacto del flujo de agua sobre el componente.

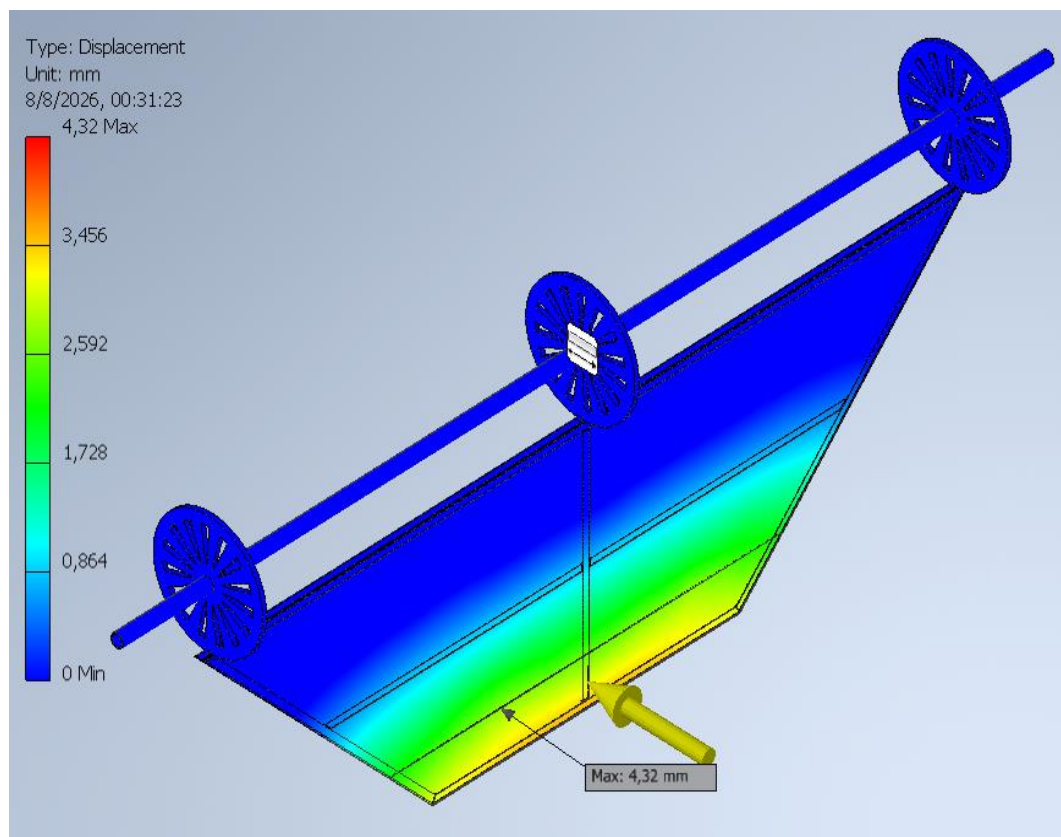


Figura N°79 – Desplazamiento máximo del álabe vertical.

Por su parte, el álabe oblicuo presenta un desplazamiento máximo de **2.365 mm**, concentrado en una región equivalente del componente y de menor magnitud que el obtenido para el álabe vertical.

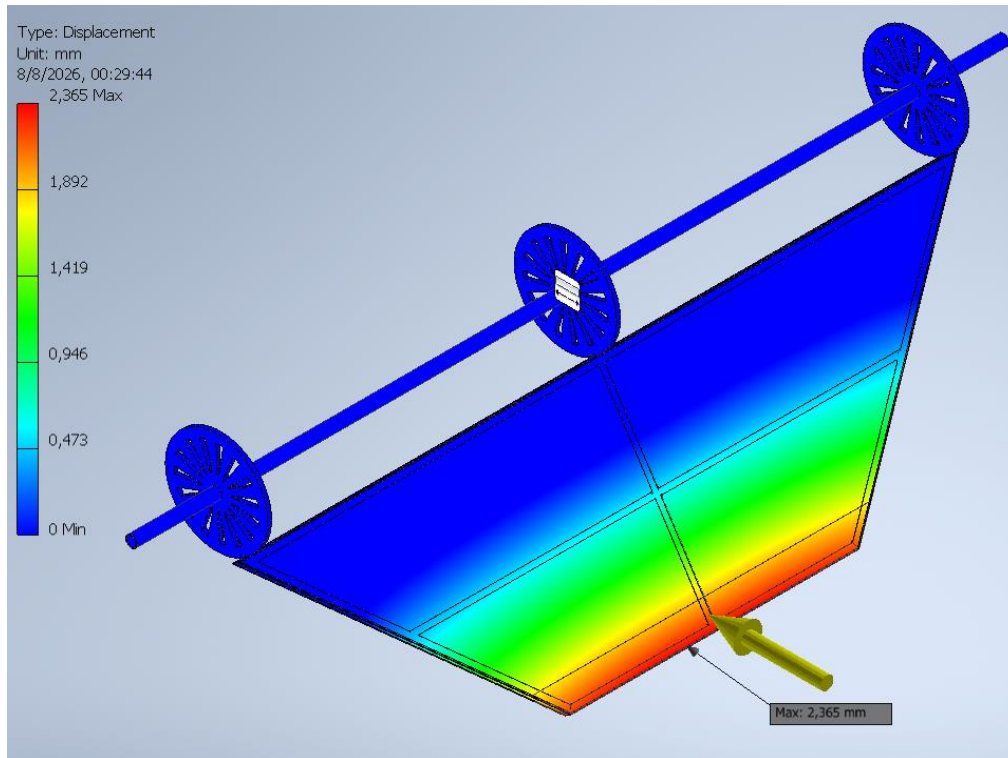


Figura N°80 – Desplazamiento máximo del álabe oblicuo.

Si bien el álabe vertical presenta el mayor desplazamiento, los valores obtenidos representan una fracción reducida de las dimensiones características del componente. En consecuencia, para las condiciones de carga estáticas equivalentes analizadas, no se prevén interferencias con los restantes elementos del rotor ni alteraciones geométricas significativas asociadas a los desplazamientos obtenidos. Estos resultados permiten complementar la evaluación de la respuesta estructural del componente, considerando tanto los niveles de tensión como la magnitud de los desplazamientos producidos.

3.5.5 Propuestas de mejora estructural

A partir de los resultados obtenidos en los análisis estructurales previos, se identifica la necesidad de introducir mejoras en el diseño original, principalmente desde el punto de vista de la resistencia mecánica. El álabe en configuración vertical presenta una condición crítica localizada, con una tensión equivalente máxima de 986.6 MPa y un coeficiente de seguridad de 0.98, inferior al criterio de diseño adoptado de $FS = 2$. Esta condición evidencia la necesidad de modificar la configuración estructural del álabe para incrementar su capacidad resistente y alcanzar el margen de seguridad establecido.

En el caso del álabe en configuración oblicua, los resultados obtenidos verifican el coeficiente de seguridad adoptado ($FS = 2$), alcanzándose un valor de 10.92 para la condición de carga analizada. No obstante, dada la configuración geométricamente simétrica del rotor y la variación de la orientación de los álabes durante la rotación, cada elemento atraviesa sucesivamente las distintas posiciones analizadas. Por lo tanto, el diseño debe ser capaz de soportar también la condición vertical, identificada como la más desfavorable.

En este contexto, las mejoras estructurales propuestas se orientan a incrementar la capacidad resistente del álabe y reducir las concentraciones locales de tensión asociadas a las zonas críticas identificadas en el análisis, manteniendo además una configuración compatible con los requerimientos de fabricación y operación del rotor.

Con el objetivo de mejorar el comportamiento estructural del conjunto, se identifican las siguientes alternativas de mejora:

- **Incremento del espesor de la chapa de acero inoxidable** que conforma la cara de ataque del álabe, con el fin de aumentar su capacidad resistente y reducir los desplazamientos producidos por la acción de la fuerza hidrodinámica equivalente.
- **Incorporación o redistribución de refuerzos estructurales** internos en las zonas de mayor sollicitación, reduciendo la luz libre efectiva de la placa y aumentando la rigidez del conjunto.
- **Aumento de las dimensiones y espesores de los perfiles estructurales** que conforman el soporte del álabe, con el objetivo de incrementar la rigidez del conjunto y limitar los desplazamientos bajo la condición de carga crítica, considerando el incremento de masa asociado.
- **Optimización de las uniones soldadas y de las transiciones geométricas**, mediante la incorporación de chaflanes, refuerzos y mejoras en la continuidad estructural, con el propósito de reducir las concentraciones locales de tensión.

Si bien la utilización de materiales de mayor resistencia constituye una alternativa técnicamente viable, se priorizan soluciones basadas en modificaciones geométricas y estructurales, manteniendo el acero inoxidable AISI 304 como material de construcción. Esta estrategia permite conservar la disponibilidad comercial del material y facilitar la fabricación del componente sin introducir modificaciones sustanciales en el proceso constructivo previsto.

A partir de las alternativas identificadas, se seleccionará la configuración de mejora que presente el mejor compromiso entre resistencia estructural, rigidez, masa y viabilidad de fabricación. La alternativa seleccionada será posteriormente verificada mediante nuevos análisis estructurales para ambas configuraciones del álabe (vertical y oblicuo), manteniendo la metodología de modelado numérico previamente aplicada. Los resultados permitirán evaluar el efecto de las modificaciones sobre las tensiones equivalentes, los desplazamientos y el coeficiente de seguridad del componente.

3.5.6 Mejoras realizadas

Las modificaciones implementadas se orientaron principalmente a reducir las concentraciones de tensiones identificadas en los análisis estructurales previos, tanto para la configuración del álabe vertical como para la del álabe oblicuo, con especial énfasis en las zonas de unión entre el sistema de refuerzo estructural y la chapa del álabe.

En este sentido, se optimizaron las uniones soldadas ubicadas en las regiones críticas del conjunto, incrementando las dimensiones de los cordones de soldadura y mejorando sus transiciones geométricas, con el objetivo de favorecer una distribución más uniforme de las tensiones y reducir las concentraciones locales asociadas a discontinuidades geométricas.

Asimismo, se incorporó un proceso de chaflanado en bordes y transiciones de soldadura, con el fin de disminuir las concentraciones locales de tensión asociadas a cambios bruscos de geometría.

Se realizaron modificaciones específicas en la zona de unión central del volante con el armazón del álabe, donde se extendieron los cordones de soldaduras a lo largo del perímetro de la unión. Esta modificación permitió aumentar la sección resistente de la unión y mejorar la rigidez local del conjunto.

- **Antes:**

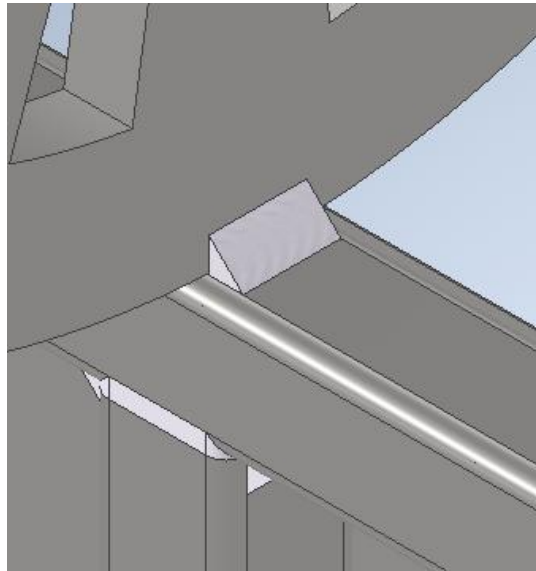


Figura N°81 – Refuerzo estructural del álabe antes de la modificación.

- **Después:**

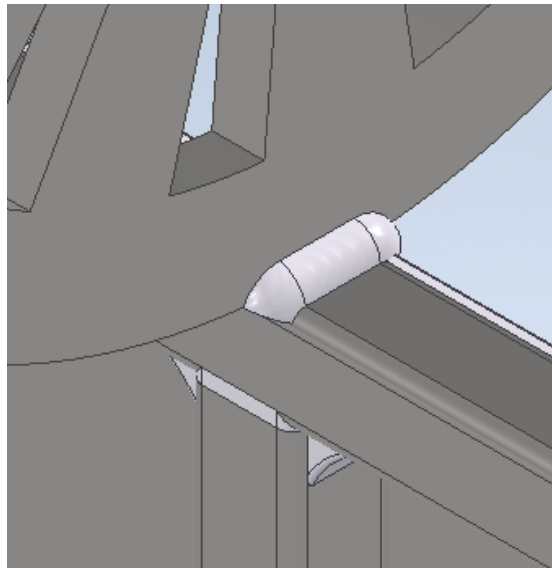


Figura N°82 – Refuerzo estructural del álabe después de la modificación.

En la región central e inferior del refuerzo estructural se aplicó un criterio similar, incrementando las dimensiones de las soldaduras hasta aproximadamente **30 x 30 mm** y optimizando la continuidad de los cordones, debido a que estas regiones forman parte de las zonas de mayor sollicitación estructural identificadas en el análisis por elementos finitos. La modificación implementada se muestra en las siguientes figuras.

- **Antes:**

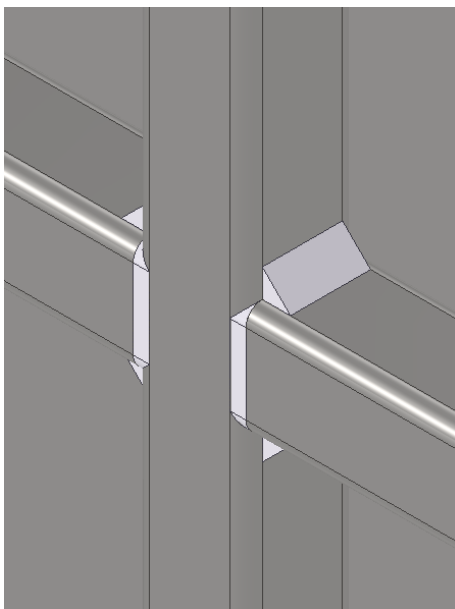


Figura N°83 – Puntos inferiores del refuerzo del álabe antes del fortalecimiento.

- **Después:**

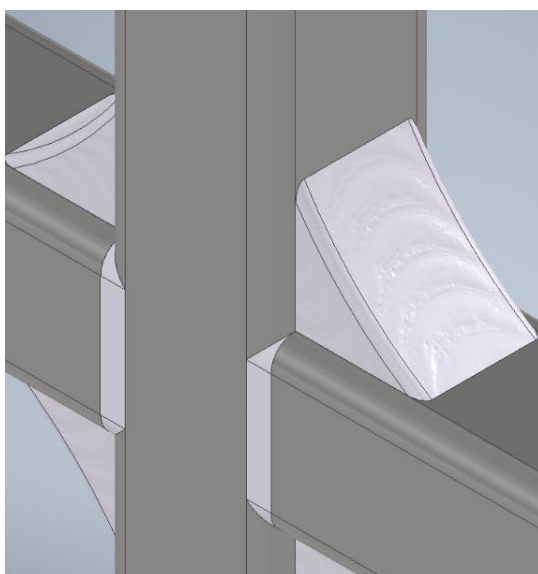


Figura N°84 – Puntos inferiores del refuerzo del álabe después del fortalecimiento.

Adicionalmente, en las zonas de contacto entre la estructura de refuerzo y la chapa del álabe se incorporaron cordones de soldadura de relleno continuo, como se muestra en la Figura N°84, con el objetivo de aumentar la rigidez local de la unión y reducir posibles

desplazamientos relativos entre los componentes bajo la acción de la fuerza hidrodinámica equivalente.

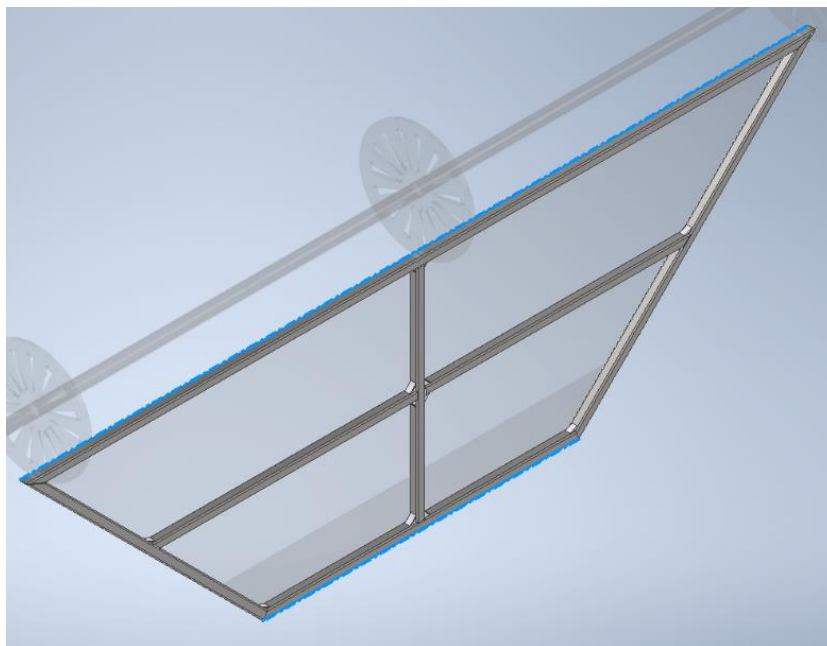


Figura N°85 – Fortalecimiento de la unión entre la estructura de refuerzo y la chapa del álabe.

Todo el material de aporte utilizado corresponde a acero inoxidable, manteniendo la compatibilidad con los elementos base del sistema.

Las modificaciones descritas constituyen la configuración estructural adoptada para el diseño final del álabe. A continuación, se presentan los resultados obtenidos mediante un nuevo análisis por elementos finitos, realizado con la misma metodología empleada en la evaluación del diseño original, con el propósito de cuantificar el efecto de las mejoras implementadas sobre las tensiones, los desplazamientos y el coeficiente de seguridad del componente.

3.5.7 Resultados obtenidos luego de las modificaciones estructurales

Con el propósito de evaluar la efectividad de las modificaciones implementadas, se realizaron nuevamente los análisis por elementos finitos sobre el modelo estructural, considerando las dos configuraciones de carga previamente analizadas: álabe vertical y álabe oblicuo. Los análisis se realizaron manteniendo las mismas condiciones de carga,

restricciones, propiedades del material y metodología de resolución empleadas en el diseño original, de manera que los resultados obtenidos puedan compararse directamente con los valores anteriores.

3.5.7.1 Álabes vertical modificados

La distribución de tensiones equivalentes de von Mises obtenida para el álabe vertical modificado se presenta inicialmente utilizando la escala completa de resultados proporcionada por el software.

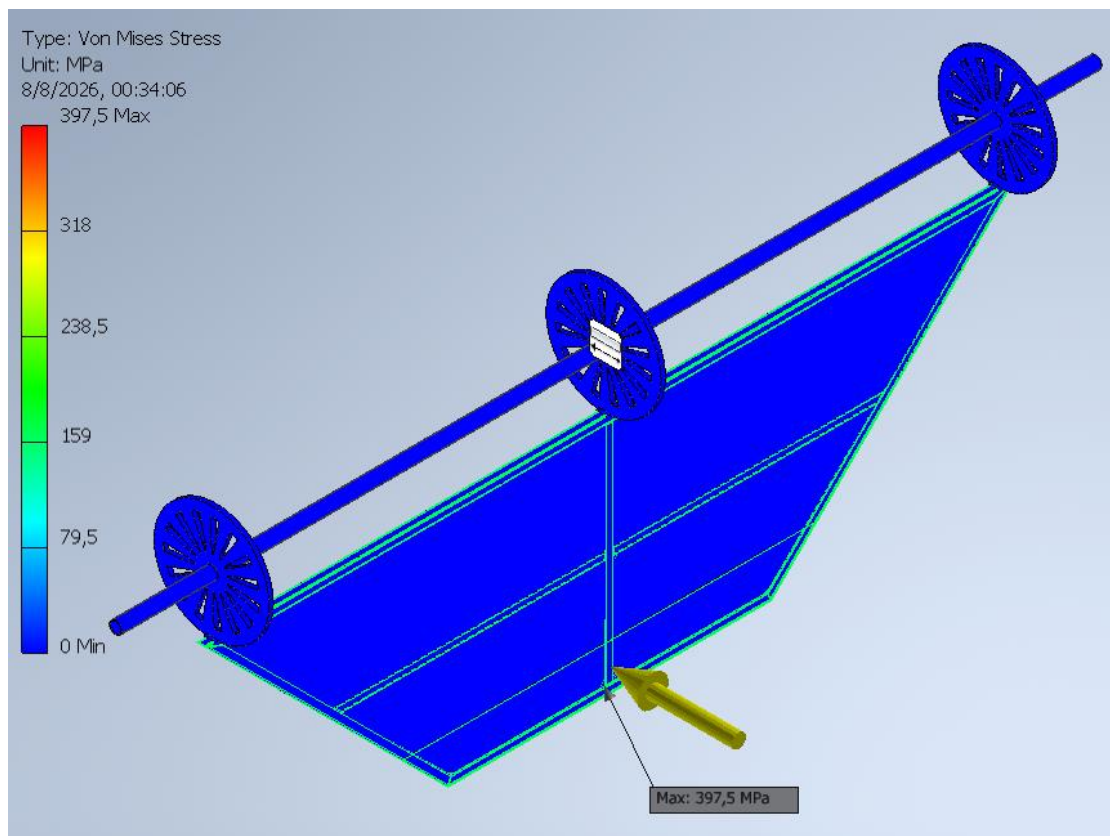


Figura N°86 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe vertical modificado con la escala de resultados completa.

Al igual que en el análisis del diseño original, la utilización de la escala completa dificulta la apreciación de la distribución de tensiones en la mayor parte del componente, debido a la diferencia entre el valor máximo de tensión y los valores correspondientes al resto del álabe. Aun realizando un acercamiento a la zona de máxima tensión, la visualización de la distribución resulta dificultosa, tal como se observa en la figura siguiente.

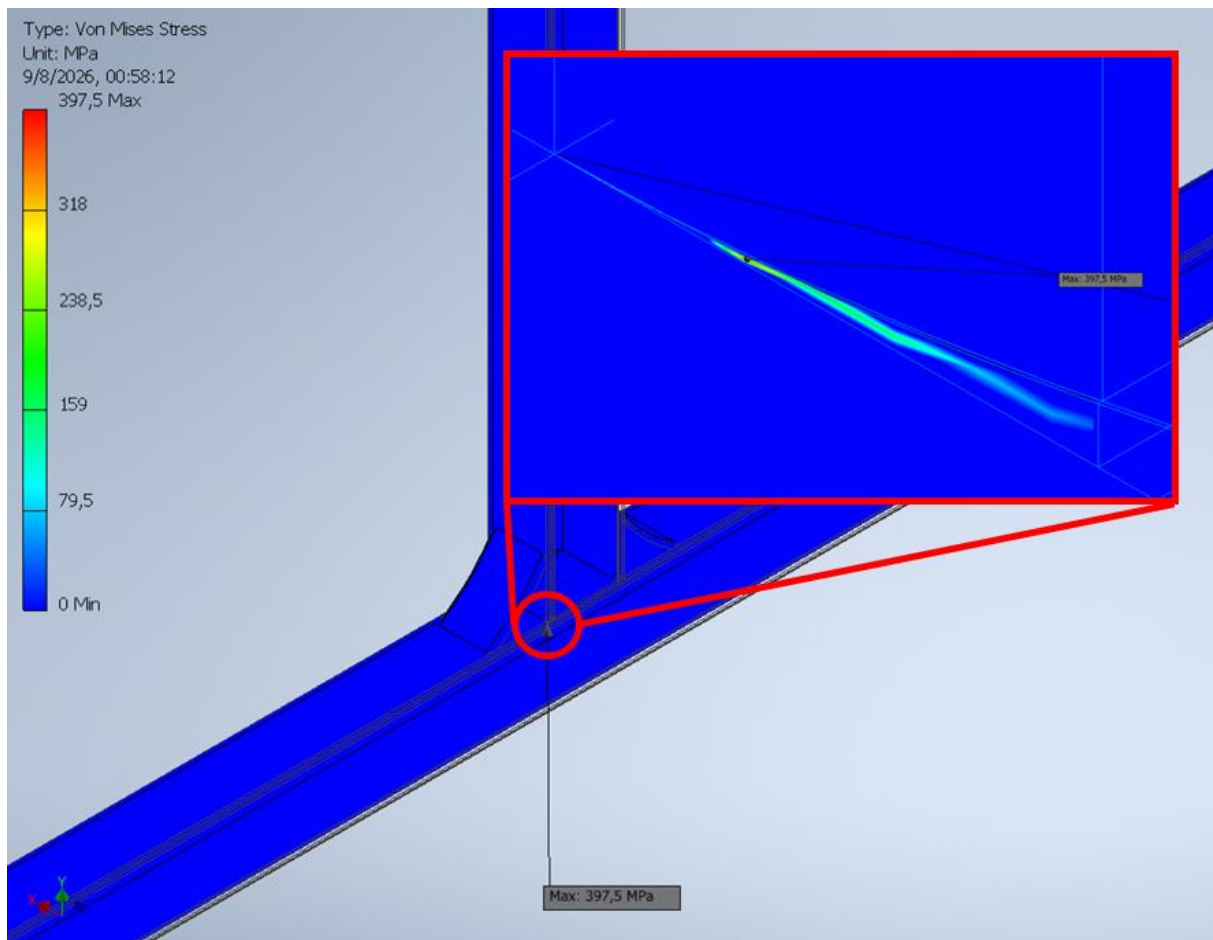


Figura N°87 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical modificado con la escala de resultados completa.

Por este motivo, y con fines exclusivamente de visualización, se modifica el intervalo de la escala de colores para representar con mayor detalle la distribución de tensiones en las distintas regiones del álabe, limitando la escala a un intervalo de **0 a 10 MPa**, como se muestra en la Figura N°88. Esta modificación afecta únicamente la representación gráfica de los resultados y no modifica los valores numéricos obtenidos durante la simulación.

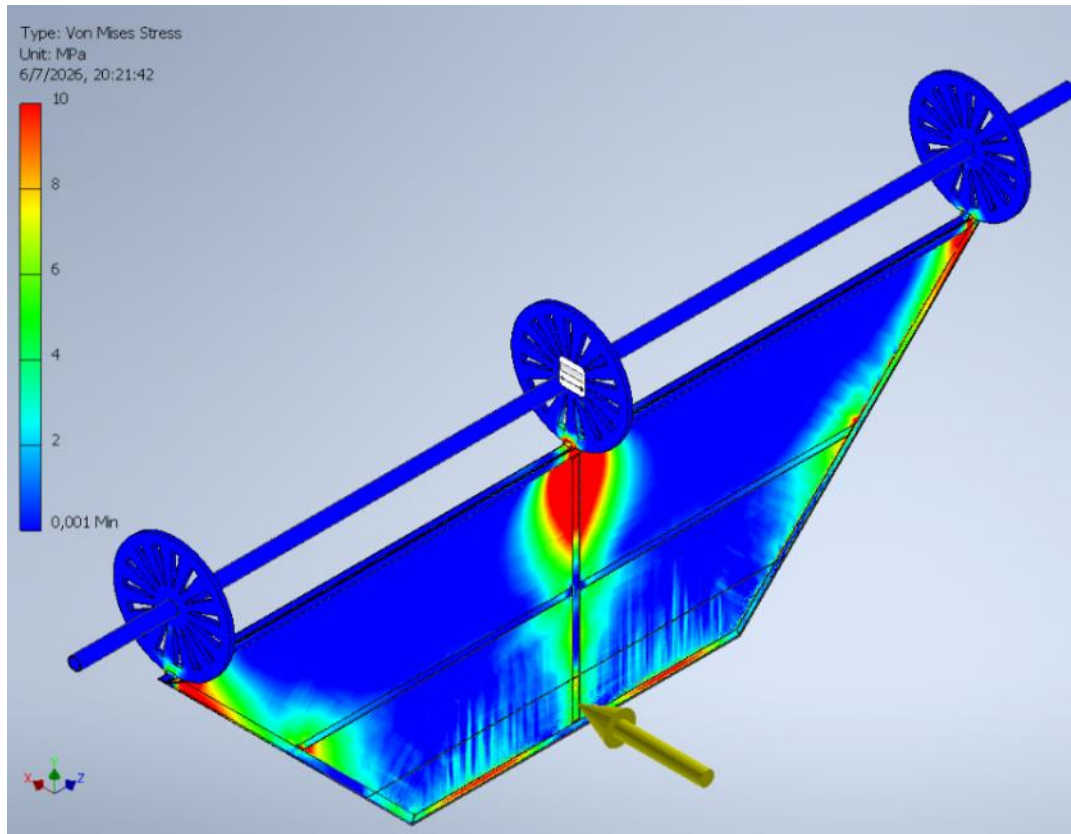


Figura N°88 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe vertical modificado con escala gráfica limitada a 0–10 MPa para facilitar la visualización.

La utilización de esta escala permite apreciar con mayor detalle la distribución de tensiones en las zonas del componente cuyos valores se encuentran dentro del intervalo representado. No obstante, el valor máximo de tensión equivalente obtenido en el análisis permanece sin modificaciones y no depende del intervalo seleccionado para su representación gráfica.

Del análisis realizado se obtiene una tensión equivalente máxima de **397.5 MPa**, localizada en una zona correspondiente a una unión soldada del sistema de refuerzo, específicamente en su región central, como se muestra en la Figura N°89.

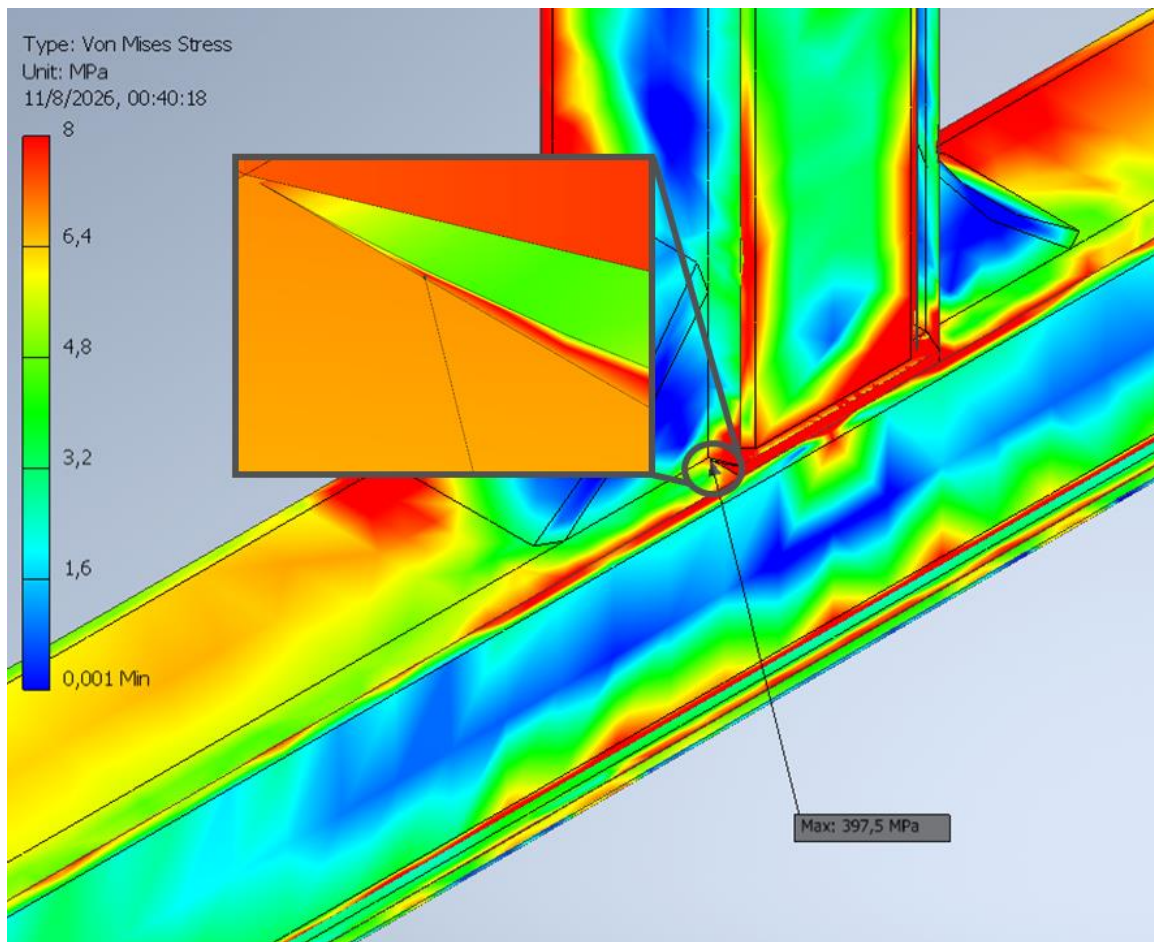


Figura N°89 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe vertical modificado con escala gráfica limitada a 0–10 MPa.

Considerando el límite de fluencia del acero inoxidable AISI 304 trabajado en frío, de **965.26 MPa**, el coeficiente de seguridad correspondiente resulta:

$$FS_{al,vert,mod} = \frac{965.26}{397.5} \approx 2.43$$

El valor obtenido supera el criterio de diseño adoptado (**FS ≥ 2**), por lo que el álabe vertical modificado satisface el requisito de resistencia establecido para el presente trabajo.

En comparación con el diseño original, las modificaciones implementadas permitieron reducir la tensión equivalente máxima desde **986.6 MPa hasta 397.5 MPa**, lo que representa una disminución aproximada del **59.7 %**. En consecuencia, el coeficiente de seguridad aumentó desde **0.98 hasta 2.43**, permitiendo superar el criterio de diseño previamente incumplido.

3.5.7.2 Álabes oblicuos modificados

Para la configuración correspondiente al álabes oblicuos, se obtuvo inicialmente la distribución de tensiones equivalentes utilizando la escala completa de resultados proporcionada por el software.

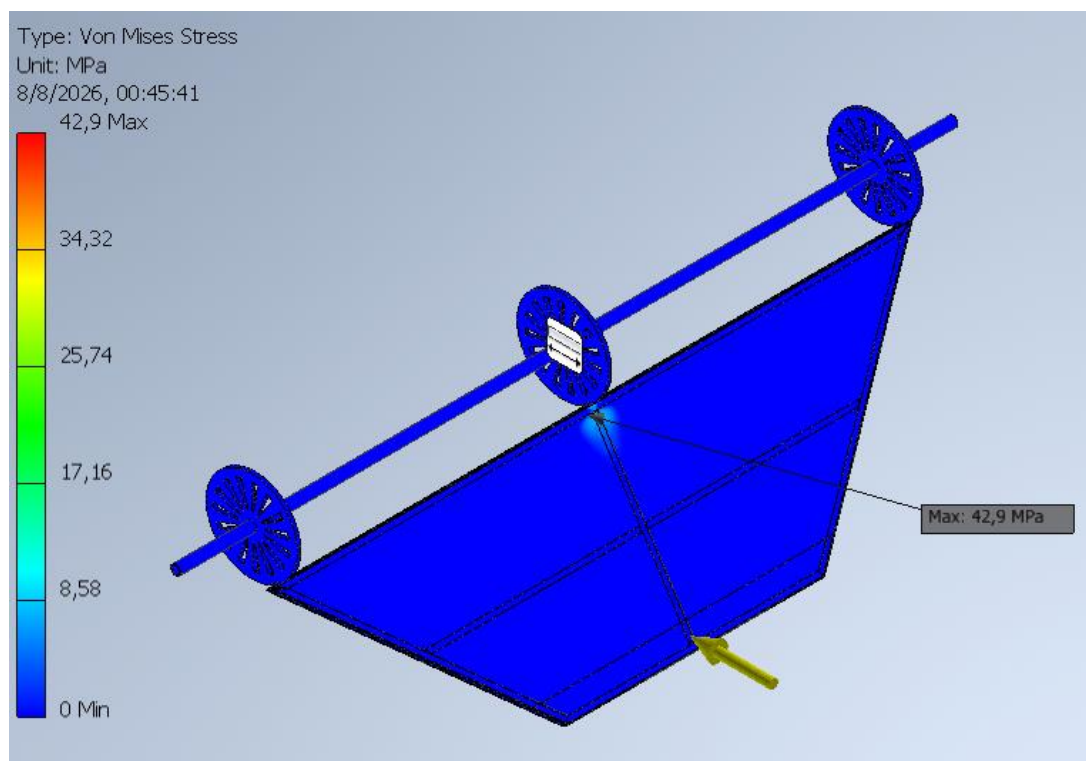


Figura N°90 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabes oblicuos modificado con la escala de resultados completa.

Al igual que en los análisis anteriores, la utilización de la escala completa dificulta la apreciación de las variaciones de tensión en la mayor parte del componente debido a la diferencia entre el valor máximo de tensión y los valores correspondientes al resto del álabes. Aun realizando un acercamiento a la zona de máxima tensión, la visualización de la distribución resulta dificultosa, tal como se observa en la figura siguiente.

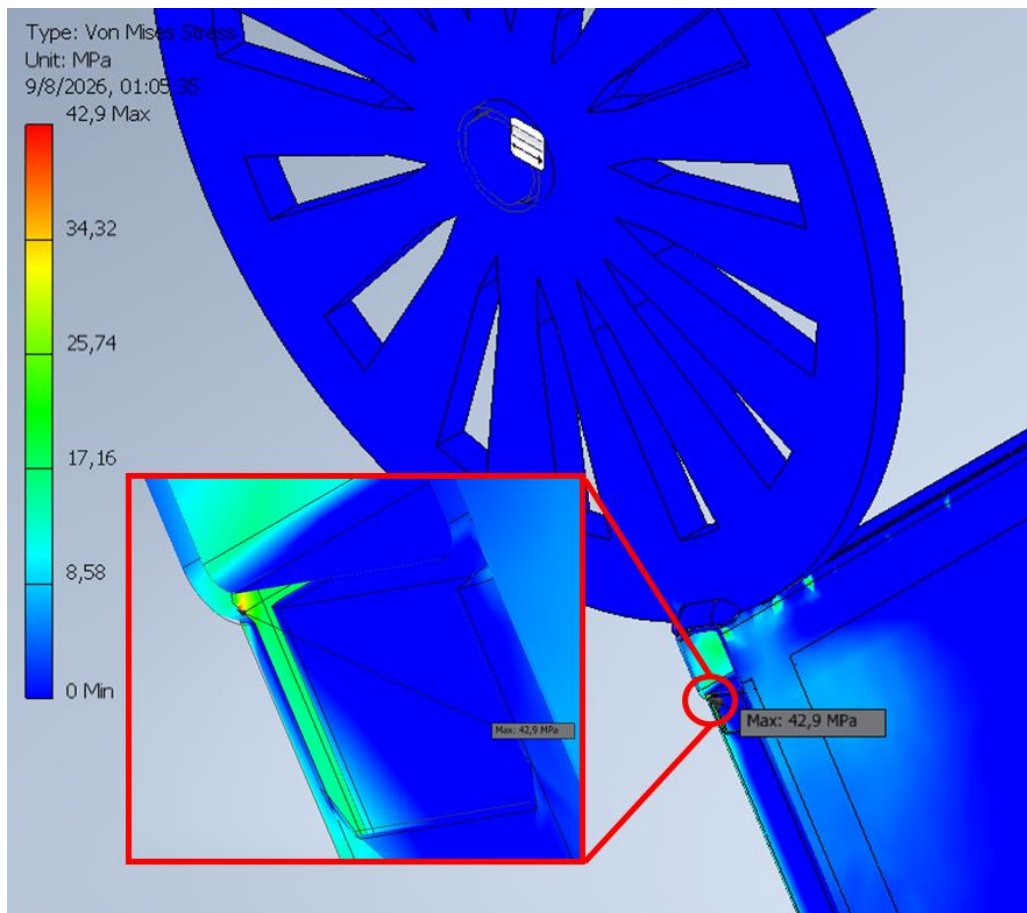


Figura N°91 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo modificado con la escala de resultados completa.

Por este motivo, y manteniendo el mismo criterio de representación empleado para los restantes análisis, se modifica exclusivamente la escala gráfica y se limita su intervalo de **0 a 8 MPa**. Esta modificación permite visualizar con mayor detalle la distribución de tensiones sin alterar los valores numéricos obtenidos en la simulación.

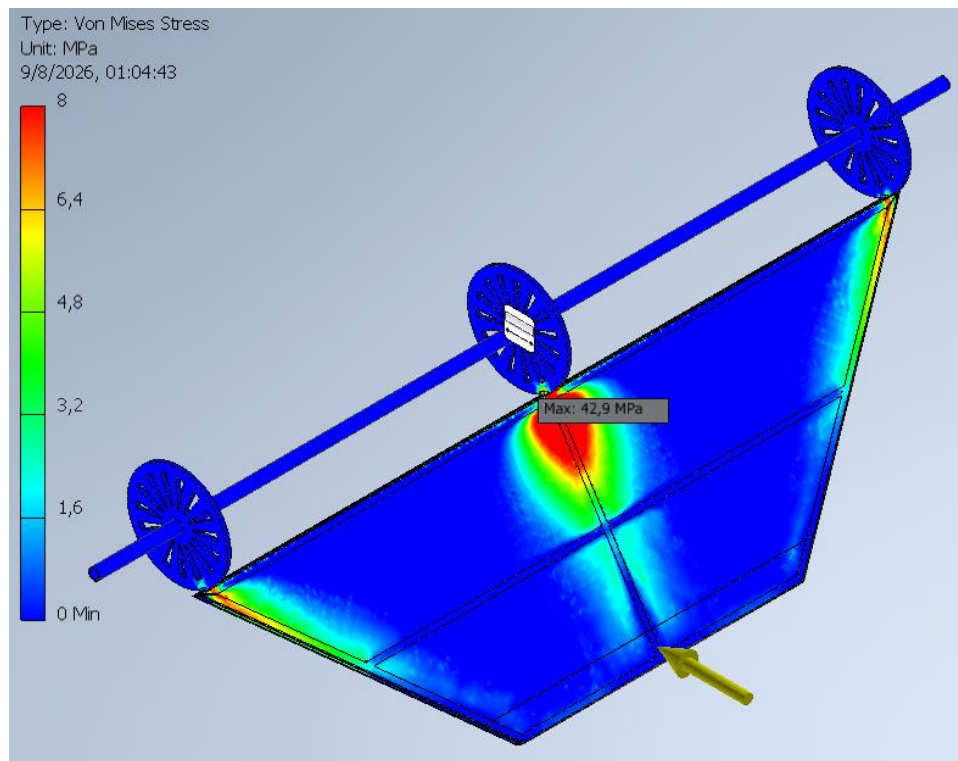


Figura N°92 – Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para el álabe oblicuo modificado con escala gráfica limitada a 0–8 MPa para facilitar la visualización.

La utilización de esta escala permite apreciar con mayor detalle la distribución de tensiones en las zonas del componente cuyos valores se encuentran dentro del intervalo representado. No obstante, el valor máximo de tensión equivalente obtenido en el análisis permanece sin modificaciones y no depende del intervalo seleccionado para su representación gráfica.

La tensión equivalente máxima se localiza nuevamente en una zona correspondiente a una unión soldada del sistema de refuerzo. Para facilitar la identificación de esta región, se emplea un plano de corte en el plano XY, permitiendo visualizar con mayor precisión la ubicación del valor máximo dentro del componente, como se muestra en la figura siguiente.

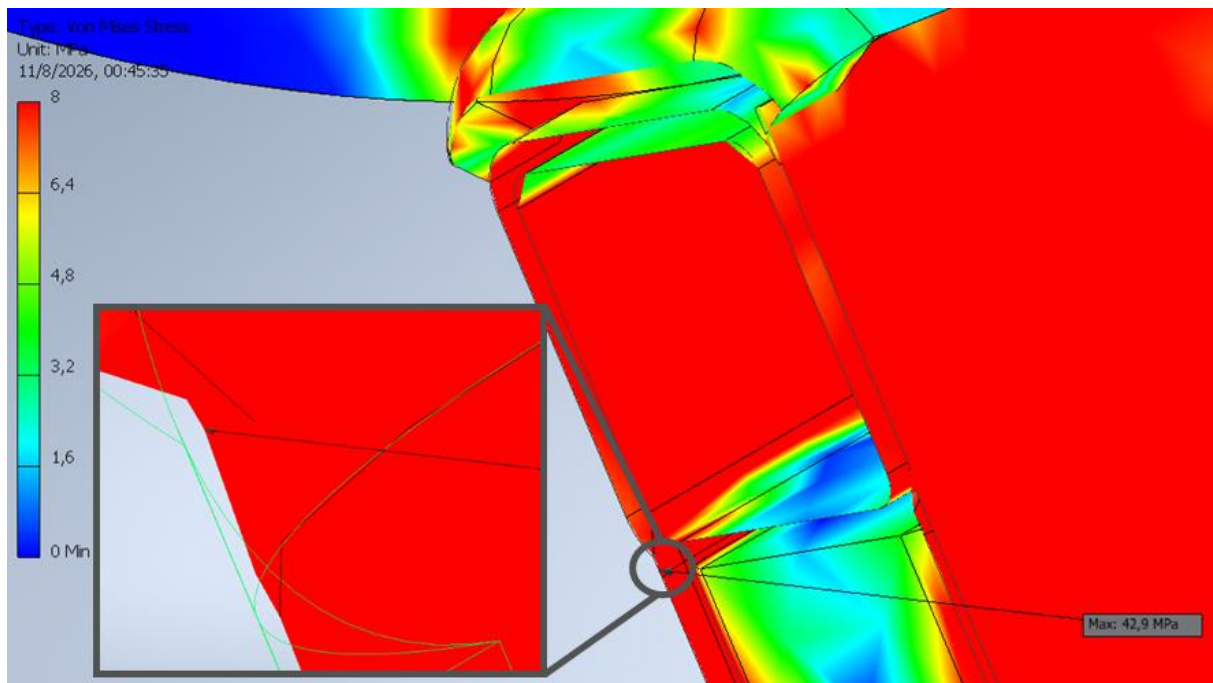


Figura N°93 – Localización de la tensión equivalente máxima de von Mises en el álabe oblicuo modificado con escala gráfica limitada a 0–8 MPa.

Del análisis se obtiene una tensión equivalente máxima de **42.9 MPa**. Considerando el límite de fluencia del acero inoxidable AISI 304 trabajado en frío, de **965.26 MPa**, el coeficiente de seguridad correspondiente resulta:

$$FS_{al,obl,mod} = \frac{965.26}{42.9} \approx 22.5$$

El valor obtenido supera ampliamente el criterio de diseño adoptado (**$FS \geq 2$**), por lo que el álabe oblicuo modificado satisface el requisito de resistencia establecido.

Respecto del diseño original, las modificaciones implementadas permitieron reducir la tensión equivalente máxima desde **88.4 MPa hasta 42.9 MPa**, lo que representa una disminución aproximada del **51.5 %**. En consecuencia, el coeficiente de seguridad aumentó desde **10.92 hasta 22.5**, verificándose una mejora en la respuesta resistente del componente para la condición de carga analizada.

3.5.7.3 Reevaluación de los desplazamientos

Además de la reducción de las tensiones equivalentes máximas, las modificaciones implementadas produjeron una disminución de los desplazamientos máximos obtenidos en

ambas configuraciones analizadas. Esta reducción constituye un indicador de un incremento de la rigidez estructural del componente bajo las condiciones de carga estáticas equivalentes consideradas.

3.5.7.3.1 Álabes vertical modificados

La distribución de desplazamientos obtenida para el álabes vertical modificados se presenta en la Figura N°94.

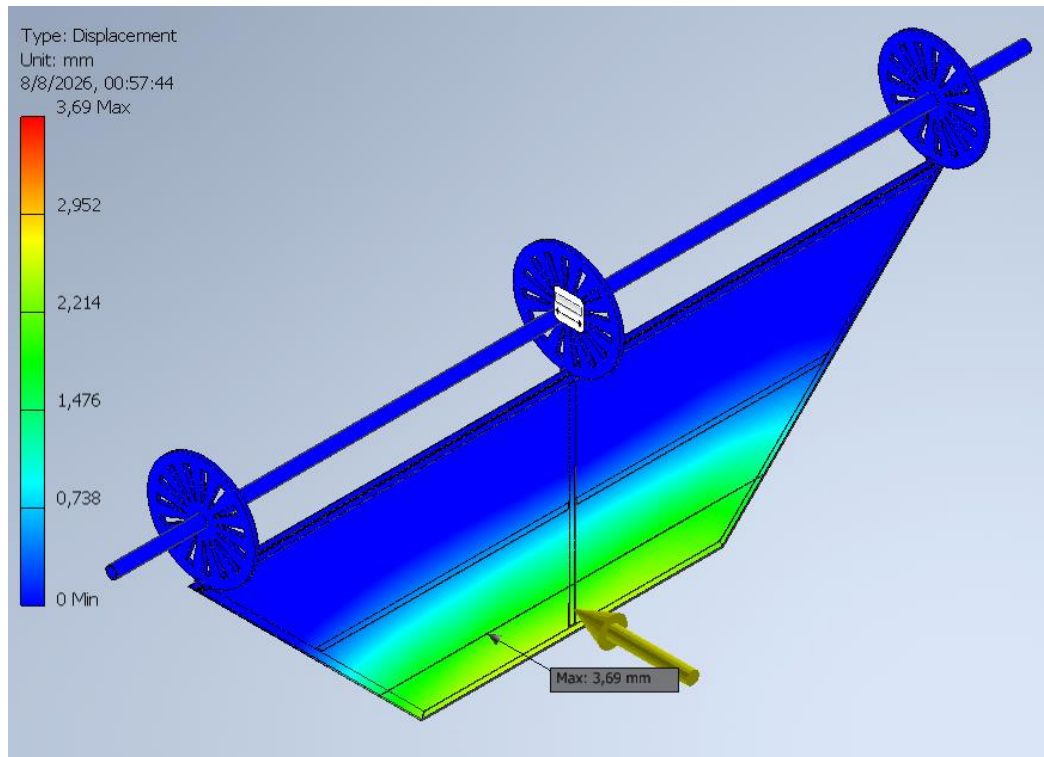


Figura N°94 – Desplazamiento máximo del álabes vertical modificados.

Del análisis se obtiene un desplazamiento máximo de **3.69 mm**, inferior al valor de **4.32 mm** registrado para el diseño original. Esto representa una reducción aproximada del **14.6 %** en el desplazamiento máximo.

La disminución observada se atribuye a las modificaciones realizadas en las uniones estructurales y al refuerzo de las zonas críticas, que permiten reducir la deformación del componente bajo la acción de la fuerza hidrodinámica estática equivalente.

3.5.7.3.2 Álabe oblicuo modificado

Para la configuración del álabe oblicuo, el desplazamiento máximo obtenido se presenta en la Figura N°95.

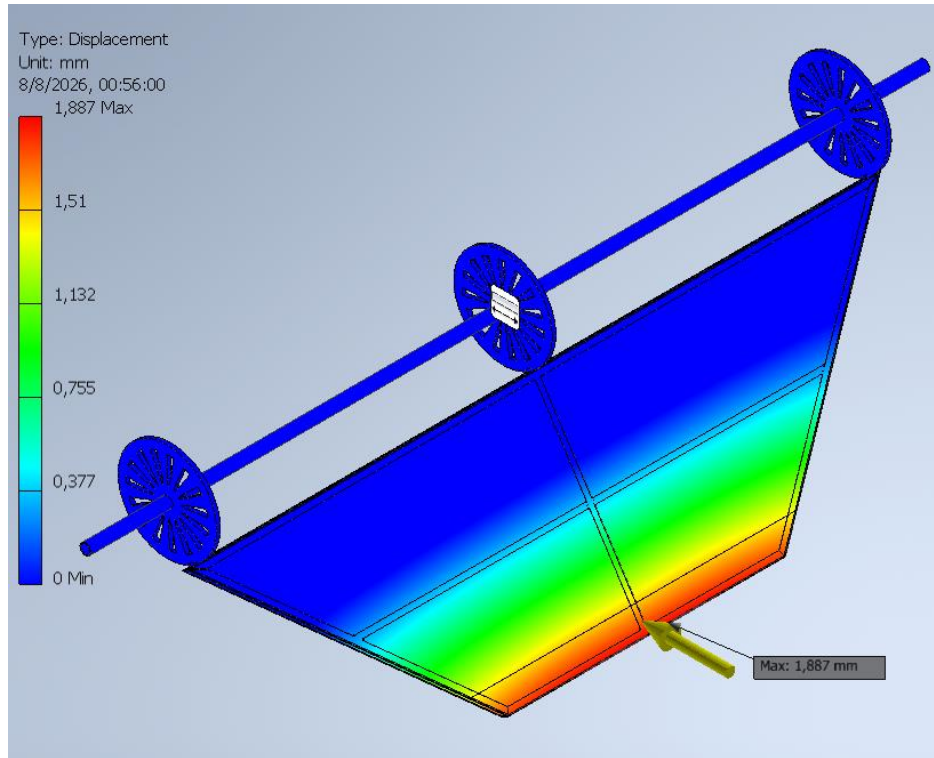


Figura N°95 – Desplazamiento máximo del álabe oblicuo modificado.

El desplazamiento máximo registrado es de **1.887 mm**, localizado en la zona inferior del sistema de refuerzo. Este valor resulta inferior al desplazamiento máximo de **2.365 mm** obtenido para el diseño original, lo que representa una reducción aproximada del **20.2 %**.

La disminución de los desplazamientos obtenida para ambas configuraciones evidencia una mejora de la respuesta deformacional del componente como consecuencia de las modificaciones estructurales implementadas, particularmente en las zonas de unión y refuerzo.

3.5.7.4 Comparación de resultados entre el diseño original y el rediseño

Con el propósito de sintetizar los resultados obtenidos y facilitar la comparación entre el diseño original y el diseño modificado, en la Tabla N°7 se presentan los principales

indicadores obtenidos mediante los análisis por elementos finitos para ambas configuraciones del álabe.

Tabla N°7 – Comparación de los resultados obtenidos para el diseño original y el diseño modificado.

Parámetro	Diseño original	Diseño modificado	Mejora %
Tensión de von Mises máxima - Álabe vertical (MPa)	986.6	397.5	-59.7
Factor de seguridad - Álabe vertical	0.98	2.43	Cumple $FS \geq 2$
Desplazamiento máximo - Álabe vertical (mm)	4.32	3.69	-14.6
Tensión de von Mises máxima - Álabe oblicuo (MPa)	88.42	42.9	-51.5
Factor de seguridad - Álabe oblicuo	10.92	22.5	Cumple $FS \geq 2$
Desplazamiento máximo - Álabe oblicuo (mm)	2.365	1.887	-20.2

La comparación muestra una reducción de las tensiones equivalentes máximas en ambas configuraciones. En el álabe vertical, correspondiente a la condición de mayor sollicitación, la tensión máxima disminuyó de **986.6 MPa a 397.5 MPa**, mientras que el factor de seguridad aumentó de **0.98 a 2.43**, permitiendo superar el criterio mínimo establecido de **FS = 2**.

Asimismo, los desplazamientos máximos disminuyeron de **4.32 mm a 3.690 mm** para el álabe vertical y de **2.365 mm a 1.887 mm** para el álabe oblicuo. Estas reducciones evidencian una mejora de la respuesta deformacional del componente como consecuencia de las modificaciones estructurales implementadas.

En el caso del álabe oblicuo, la tensión equivalente máxima se redujo de **88.42 MPa a 42.9 MPa**, mientras que el factor de seguridad aumentó de **10.92 a 22.5**, manteniéndose ampliamente por encima del criterio de diseño adoptado.

3.5.7.5 Conclusión de la etapa de rediseño

Los nuevos análisis estructurales demuestran que las modificaciones implementadas permitieron reducir las tensiones equivalentes y los desplazamientos máximos respecto del diseño original en ambas configuraciones analizadas. Asimismo, ambas configuraciones verifican el criterio de diseño adoptado de **FS $\geq$ 2**, obteniéndose un factor de seguridad de **2.43** para el álabe vertical y de **22.5** para el álabe oblicuo.

La condición vertical continúa siendo la más desfavorable del conjunto; sin embargo, la modificación estructural permitió incrementar su factor de seguridad desde **0.98 hasta 2.43**, superando el valor mínimo establecido para el diseño. Esto demuestra que el rediseño permitió resolver la condición crítica identificada en el análisis inicial

Las reducciones obtenidas tanto en las tensiones equivalentes como en los desplazamientos máximos evidencian una mejora de la respuesta resistente y deformacional del componente. Las modificaciones fueron realizadas sin alterar la geometría funcional del rotor, manteniendo la configuración general del álabe y concentrando las intervenciones en las zonas estructurales críticas identificadas mediante el análisis por elementos finitos.

En consecuencia, la configuración modificada satisface el criterio de resistencia establecido para las condiciones de carga estáticas equivalentes analizadas y presenta una respuesta estructural mejorada respecto del diseño original. Estos resultados respaldan la factibilidad estructural de la configuración adoptada como diseño final del álabe para las condiciones de carga consideradas.

3.6 Potencia mecánica desarrollada por el rotor

La potencia mecánica desarrollada por el rotor puede determinarse a partir del torque obtenido mediante el análisis CFD y de la velocidad angular de rotación, utilizando la siguiente expresión:

$$P = T * \omega$$

Donde:

- P es la potencia mecánica (W).
- T es el torque mecánico desarrollado por el rotor (Nm)

- ω es la velocidad angular (rad/s)

Considerando el torque promedio obtenido para el rotor seleccionado de 11 álabes, igual a **T = 948.15 Nm**, y una velocidad de rotación de **20.99 rpm**, la velocidad angular resulta:

$$\omega = \frac{20.99 \text{ rpm} * 2\pi}{60}$$

$$\omega = 2.198 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Por lo tanto, la potencia mecánica desarrollada por el rotor es:

$$P = 948.15 * 2.198$$

$$P = 2084.09 \text{ W} = 2.08 \text{ KW}$$

Expresando el resultado en caballos de fuerza (HP):

$$\text{Potencia HP} = \frac{2084.09 \text{ W}}{745.7} = 2.79 \text{ HP}$$

Por lo tanto, la potencia mecánica teórica desarrollada por el rotor bajo las condiciones de operación analizadas es de aproximadamente **2.08 kW (2.79 HP)**. Este valor corresponde a la potencia mecánica disponible en el eje del rotor antes de considerar las pérdidas asociadas al sistema de transmisión y a la eficiencia del generador eléctrico.

3.7 Selección de un generador acorde con las prestaciones de la turbina

Una vez definido el diseño de la turbina y determinados sus principales parámetros de funcionamiento mediante simulaciones CFD y análisis estructurales FEA, resulta necesario seleccionar un generador eléctrico compatible con las prestaciones mecánicas del sistema. Esta etapa constituye el vínculo entre el aprovechamiento de la energía cinética del flujo y su conversión en energía eléctrica utilizable.

La selección del generador debe realizarse considerando las condiciones reales de operación de la turbina, particularmente la potencia disponible en el eje, la velocidad de

rotación y el torque desarrollado, garantizando un funcionamiento eficiente, confiable y técnicamente viable.

3.7.1 Parámetros mecánicos disponibles en el eje

A partir de los resultados obtenidos en el análisis fluidodinámico del rotor seleccionado (11 álabes), se dispone de los siguientes parámetros característicos:

- Potencia mecánica teórica disponible en el eje: 2.08 kW (2.79 HP).
- Velocidad de rotación promedio: 20.99 rpm.
- Torque operativo promedio: 948.15 Nm.

Los valores anteriores corresponden a las condiciones nominales obtenidas mediante simulación numérica y representan la potencia mecánica disponible en el eje del rotor antes de considerar las pérdidas asociadas a la transmisión mecánica y a la conversión electromecánica del generador.

Estos parámetros constituyen la base para la selección del generador, ya que determinan el tipo de máquina eléctrica más adecuada y permiten evaluar la necesidad de sistemas complementarios de transmisión mecánica para adaptar la velocidad de giro a los requerimientos del generador.

Es importante destacar que, al tratarse de una turbina hidrocínética instalada en un canal de riego, las condiciones de operación pueden variar en función de las fluctuaciones del caudal y de la velocidad del agua. Como consecuencia, la potencia disponible y el régimen de giro del rotor pueden experimentar variaciones durante el funcionamiento. Por este motivo, resulta conveniente seleccionar un generador capaz de mantener un desempeño satisfactorio ante cambios moderados de velocidad y carga.

3.7.2 Tipos de generadores aplicables a sistemas de baja potencia

Para aplicaciones de generación hidrocínética de baja potencia, los tipos de generadores más comúnmente utilizados son:

- Generadores asíncronos (de inducción).
- Generadores síncronos.

- Generadores de imanes permanentes.

Los generadores asincrónicos presentan la ventaja de su robustez y bajo costo, aunque requieren una velocidad de giro relativamente estable y, en general, conexión a red o sistemas auxiliares de excitación.

Los generadores sincrónicos permiten un mejor control de tensión y frecuencia, pero suelen presentar mayor complejidad constructiva y de control.

Los generadores de imanes permanentes, particularmente los diseñados para operar a bajas velocidades de rotación, resultan especialmente adecuados para sistemas de pequeña escala, ya que ofrecen alta eficiencia, buena respuesta a variaciones de carga y la posibilidad de operar sin sistemas de excitación externa [19], [20].

Del análisis de los parámetros mecánicos obtenidos se observa que el rotor desarrolla un elevado torque (948.15 Nm) a una velocidad de rotación relativamente baja (20.99 rpm). Esta condición limita el empleo directo de generadores eléctricos convencionales, los cuales generalmente requieren velocidades de giro considerablemente mayores para alcanzar su potencia nominal. En consecuencia, resulta necesario analizar la compatibilidad entre la velocidad de rotación disponible y las características de los distintos tipos de generadores eléctricos.

3.7.3 Compatibilidad velocidad–potencia

Dado que la turbina desarrollada presenta un régimen de rotación relativamente bajo en comparación con los generadores eléctricos convencionales, la selección de un generador de baja velocidad resulta fundamental para reducir la relación de transmisión mecánica requerida, disminuyendo así las pérdidas de energía, los requerimientos de mantenimiento y la complejidad constructiva del sistema.

En este contexto, se prioriza la selección de un generador capaz de entregar potencia eléctrica útil a bajas revoluciones por minuto, compatible con el régimen de giro obtenido mediante las simulaciones del rotor.

Asimismo, la potencia nominal del generador debe seleccionarse de manera que resulte igual o ligeramente superior a la potencia mecánica disponible en el eje, contemplando

las pérdidas mecánicas y eléctricas propias del sistema de conversión, así como las variaciones operativas esperables durante el funcionamiento de la turbina.

3.7.4 Selección del generador propuesto

Considerando los parámetros mecánicos disponibles, las condiciones de operación y los criterios de simplicidad y confiabilidad, se propone la utilización de un generador síncrono de imanes permanentes (PMSG, Permanent Magnet Synchronous Generator) diseñado para operar a bajas velocidades de rotación.

Este tipo de generador presenta las siguientes ventajas para la aplicación estudiada:

- Alta eficiencia en regímenes de baja potencia.
- Capacidad para generar energía eléctrica de manera eficiente a bajas velocidades de rotación.
- Ausencia de sistemas de excitación externa.
- Reducción de pérdidas mecánicas respecto de sistemas que requieren relaciones de transmisión elevadas.
- Facilidad de integración con sistemas de regulación electrónica.

El generador seleccionado deberá poseer una potencia nominal compatible con la potencia mecánica disponible en el eje y con las condiciones reales de operación, incorporando un margen suficiente para absorber sobrecargas transitorias sin comprometer su funcionamiento continuo.

3.7.5 Justificación de la tensión nominal y configuración eléctrica

La definición de la tensión nominal y del número de fases del generador constituye un aspecto fundamental en sistemas de generación renovable de pequeña escala, ya que condiciona tanto el rendimiento eléctrico como la seguridad y la flexibilidad del sistema.

En el presente proyecto se adopta una configuración trifásica con salida rectificada a una tensión nominal de 48 Vcc, decisión que responde a criterios técnicos ampliamente aceptados en aplicaciones hidrocinéticas y microhidráulicas.

La corriente alterna trifásica generada es posteriormente rectificada para obtener una salida continua de 48 Vcc, adecuada para su almacenamiento en baterías o su utilización mediante un inversor electrónico.

La elección de una tensión de 48 Vcc se fundamenta en los siguientes aspectos:

- Seguridad eléctrica, al tratarse de una tensión considerada de bajo riesgo según normativas internacionales.
- Reducción de corrientes elevadas respecto de sistemas de 12 V o 24 V, disminuyendo pérdidas por efecto Joule.
- Compatibilidad directa con bancos de baterías, controladores de carga e inversores utilizados en sistemas aislados.
- Amplia utilización como estándar en sistemas de energías renovables de baja potencia.

Por su parte, la selección de un generador trifásico se justifica por las ventajas que esta configuración presenta frente a sistemas monofásicos, particularmente en regímenes de baja velocidad de rotación:

- Entrega de par más uniforme, reduciendo vibraciones y solicitaciones mecánicas.
- Mayor eficiencia de conversión electromecánica.
- Mejor calidad de la energía generada y menor rizado de tensión tras la rectificación.
- Configuración estándar en generadores síncronos de imanes permanentes utilizados en aplicaciones renovables.

De esta manera, la configuración trifásica con rectificación a 48 Vcc facilita la adaptación de la energía generada a las condiciones variables de operación hidráulica, permitiendo su posterior almacenamiento o utilización final [19], [20].

3.7.6 Consideraciones finales de acoplamiento

El acoplamiento mecánico entre la turbina y el generador deberá garantizar una adecuada alineación entre los ejes, minimizando vibraciones y esfuerzos adicionales sobre los componentes del sistema. Asimismo, resulta recomendable la incorporación de elementos elásticos de acople que permitan absorber pequeñas desalineaciones y atenuar las variaciones dinámicas producidas durante el funcionamiento.

Desde el punto de vista eléctrico, la salida trifásica del generador puede ser acondicionada mediante un sistema de rectificación y regulación electrónica, permitiendo el almacenamiento de la energía en bancos de baterías o su conversión posterior mediante un inversor, según los requerimientos de la instalación.

3.7.7 Selección concreta de un generador comercial

A partir de los parámetros mecánicos obtenidos mediante el análisis del rotor de 11 álabes, se procede a la selección de un generador eléctrico comercial cuyas características resulten compatibles con las condiciones de operación del sistema desarrollado.

Con un torque promedio de **948.15 Nm** y una velocidad de rotación de **20.99 rpm** ($\approx 2.198 \text{ rad/s}$), la potencia mecánica disponible en el eje resulta de aproximadamente **2.08 kW**. Considerando las pérdidas mecánicas y eléctricas del sistema, así como un margen adecuado para la selección del equipo, se adopta un generador con una potencia nominal de **3 kW**.

En función de estos valores, se selecciona un generador con las siguientes características técnicas:

- Tipo: Generador síncrono de imanes permanentes (PMSG, Permanent Magnet Synchronous Generator).
- Potencia nominal: 3 kW.
- Velocidad nominal: aproximadamente 170 rpm (correspondiente al punto de operación de potencia nominal informado por el fabricante).
- Tensión nominal trifásica rectificada: 48 Vcc.
- Número de fases: Trifásico.
- Refrigeración: Natural.
- Aplicación típica: Sistemas eólicos e hidrocinéticos de baja velocidad.

Este tipo de generador se encuentra disponible comercialmente para aplicaciones de energía renovable de pequeña escala y presenta características adecuadas para sistemas hidrocinéticos de baja potencia. Si bien su velocidad nominal continúa siendo superior a la velocidad obtenida directamente en el eje de la turbina, la diferencia de velocidad puede corregirse mediante un sistema multiplicador de velocidad por poleas y correa, permitiendo adaptar el régimen de giro del generador a las condiciones de funcionamiento del rotor.

Como referencia comercial, puede mencionarse un generador síncrono de imanes permanentes de eje horizontal y baja velocidad, diseñado para aplicaciones de energías renovables de pequeña escala. La selección de una configuración horizontal resulta más adecuada para la disposición mecánica adoptada en la turbina hidrocínética desarrollada en el presente trabajo, permitiendo una integración más compatible entre el eje del rotor y el sistema generador.

En la figura siguiente se presenta el generador seleccionado como referencia comercial para el sistema propuesto.

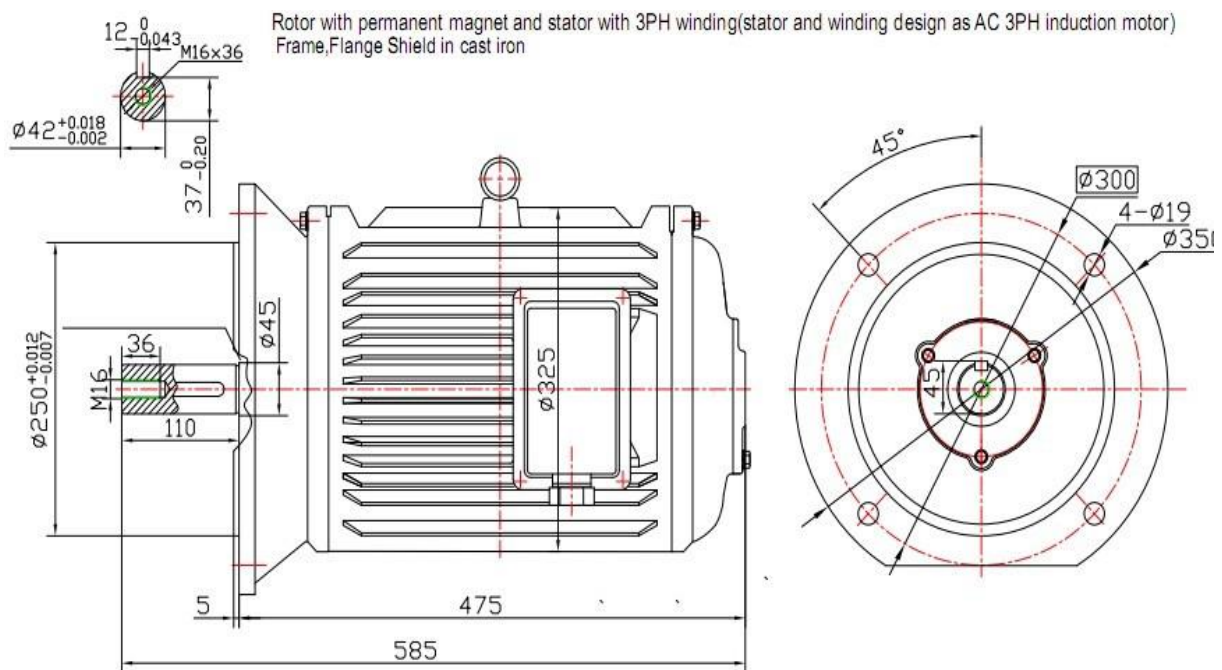
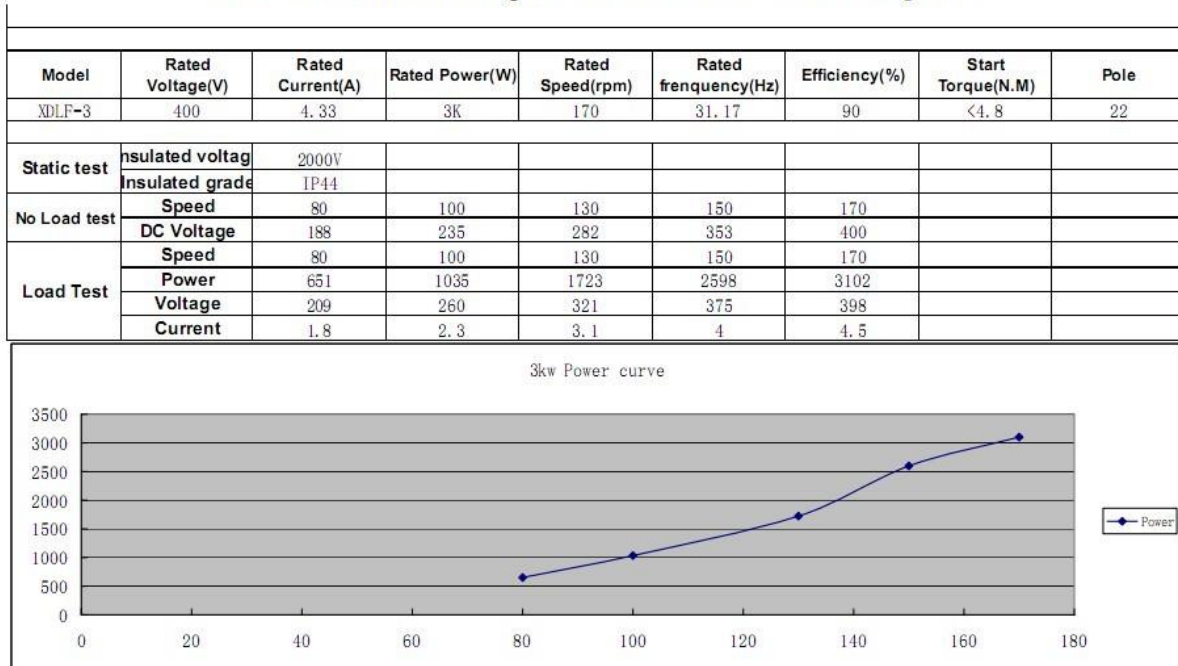


Figura N°96 – Generador de imanes permanentes seleccionado. [21]

En la tabla siguiente se presenta un extracto de su catálogo técnico, en el cual se muestra la relación entre velocidad de rotación, tensión generada y potencia eléctrica entregada.

Tabla N°8 – Extracto de la hoja técnica de un generador síncrono de imanes permanentes de 3 kW y 170 rpm utilizado como referencia para la selección del generador. [21]

3KW Permanent Magnet Generator Test Report



Cabe señalar que, para el modelo de generador seleccionado como referencia comercial, no se dispone de un catálogo técnico completo de acceso público. En consecuencia, la selección y análisis efectuados en el presente trabajo se realizaron utilizando los datos técnicos informados por el fabricante en su sitio web oficial, particularmente aquellos referidos a potencia nominal, rango de velocidades de operación y tensión de salida.

Como puede observarse en la Tabla N°8, el generador puede operar en un rango amplio de velocidades inferiores a la nominal, entregando potencias menores, pero manteniendo el proceso de conversión electromecánica, lo cual resulta compatible con el régimen de rotación estimado para la turbina desarrollada.

Si bien la velocidad nominal del generador seleccionado es superior a la velocidad obtenida directamente en el eje de la turbina, el elevado torque desarrollado por el rotor hidrocínético permite incorporar un sistema de transmisión mecánica que adecue el régimen de giro requerido por el generador, manteniendo una potencia mecánica compatible con su operación.

La elevada disponibilidad de torque en el eje de la turbina constituye un aspecto favorable para la implementación de sistemas multiplicadores de velocidad, ya que permite

incrementar el régimen de giro reduciendo proporcionalmente el torque transmitido, manteniendo la potencia mecánica dentro de valores compatibles con el funcionamiento del generador seleccionado.

En el caso analizado, el elevado torque generado por la turbina hidráulica permite compensar la baja velocidad de rotación característica de este tipo de sistemas, haciendo viable la utilización de generadores de imanes permanentes de baja velocidad, permitiendo reducir la relación de transmisión requerida respecto de generadores eléctricos convencionales de mayor velocidad nominal.

Asimismo, si bien la velocidad de operación del rotor (≈ 21 rpm) es inferior a la velocidad nominal del generador seleccionado (≈ 170 rpm), el elevado torque disponible en el eje permite considerar la incorporación de un sistema de transmisión mecánica capaz de adecuar el régimen de giro entre la turbina y el generador. El análisis de dicha transmisión se desarrolla en la sección siguiente.

En consecuencia, la selección del generador se fundamenta en la compatibilidad entre la potencia mecánica disponible, el elevado torque desarrollado por el rotor y el rango de velocidades de operación del equipo. La diferencia entre la velocidad de rotación de la turbina y la velocidad nominal del generador será compensada mediante un sistema multiplicador de velocidad, cuyo dimensionamiento se desarrolla en la sección siguiente.

3.7.8 Sistema de transmisión y adecuación de velocidad

El régimen de rotación obtenido para la turbina hidrocínética desarrollada es inferior al requerido por la mayoría de los generadores eléctricos comerciales utilizados en aplicaciones de generación distribuida. Si bien la selección de un generador síncrono de imanes permanentes de baja velocidad permite reducir significativamente esta diferencia, en condiciones reales de operación puede resultar necesaria la incorporación de un sistema de transmisión mecánica que permita adecuar el régimen de giro entre la turbina y el generador.

Con este objetivo, se propone la utilización de un sistema de transmisión por poleas y correa, debido a su simplicidad constructiva, bajo costo, facilidad de mantenimiento y capacidad de absorber pequeñas desalineaciones y variaciones dinámicas del sistema.

La función principal de este sistema consiste en incrementar la velocidad angular transmitida al generador mediante una relación de transmisión adecuada. La relación de transmisión puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$i = \frac{N_g}{N_t}$$

donde:

- i es la relación de transmisión.
- N_g corresponde a la velocidad de rotación del generador.
- N_t representa la velocidad de rotación de la turbina.

Sustituyendo los valores correspondientes al sistema analizado:

$$i = \frac{170}{21} \approx 8.1$$

Por lo tanto, se requiere una relación de transmisión aproximada de 8:1 para adecuar la velocidad de giro de la turbina al régimen nominal del generador seleccionado.

La relación de transmisión calculada constituye un valor teórico de referencia. Su implementación podrá realizarse mediante una o más etapas de transmisión, según los criterios de diseño mecánico y las restricciones constructivas del prototipo.

Si bien esta relación de transmisión requiere la incorporación de un sistema multiplicador mecánico, continúa siendo inferior a la necesaria cuando se emplean generadores convencionales de alta velocidad (por ejemplo, 1500 o 3000 rpm), lo que reduce los requerimientos del sistema de transmisión y contribuye a disminuir las pérdidas mecánicas asociadas.

Asimismo, debe considerarse que todo sistema de transmisión mecánica introduce pérdidas energéticas asociadas al rozamiento y a la deformación de los elementos de transmisión, por lo que la potencia disponible en el eje del generador será inferior a la potencia entregada por la turbina.

En consecuencia, la potencia efectivamente disponible en el eje del generador puede expresarse como:

$$P_g = P_t * \eta_m$$

donde:

- P_g es la potencia mecánica transmitida al generador,
- P_t es la potencia disponible en el eje de la turbina,
- η_m representa el rendimiento mecánico del sistema de transmisión.

La incorporación de este sistema de adecuación mecánica permite mejorar la compatibilidad entre el régimen de giro de la turbina y el punto operativo del generador seleccionado, garantizando un funcionamiento más estable y eficiente del conjunto turbina–generador.

3.7.9 Justificación técnica de la elección

La elección de un generador síncrono de imanes permanentes de 3 kW y baja velocidad se justifica por los siguientes motivos:

- Compatibilidad con sistemas de transmisión mecánica requeridos para adecuar la velocidad de giro de la turbina al régimen de operación del generador.
- Menor relación de transmisión requerida respecto de la necesaria para generadores convencionales de alta velocidad.
- Alta eficiencia en regímenes de carga parcial.
- Robustez y simplicidad constructiva.

De esta manera, la selección del generador no solo satisface los requerimientos energéticos del sistema, sino que también se alinea con los criterios de eficiencia, confiabilidad y simplicidad adoptados a lo largo del desarrollo del proyecto.

Con la selección del generador eléctrico y la definición del sistema de transmisión mecánica se completa el análisis del sistema de conversión de energía propuesto, estableciendo la integración entre la turbina hidrocínética y el generador para el aprovechamiento de la energía disponible en el canal de riego.

CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES

A lo largo del presente Trabajo Final Integrador se desarrolló el diseño y análisis de una turbina hidrocínética destinada al aprovechamiento energético de un canal de riego, utilizando como base un rotor de eje horizontal adaptado a la geometría y condiciones de funcionamiento del sistema. El trabajo permitió abordar el problema de manera integral, combinando el modelado CAD, el análisis fluidodinámico mediante CFD, la evaluación estructural mediante FEA y la selección preliminar de un generador eléctrico compatible con las prestaciones obtenidas, incluyendo el análisis de un sistema de transmisión mecánica destinado a adecuar el régimen de giro entre la turbina y el generador.

Luego de analizar las distintas configuraciones estudiadas, se determinó que el rotor de **11 álabes** presentó el mejor comportamiento hidrodinámico entre las alternativas evaluadas, destacándose por alcanzar los mayores valores de velocidad angular, torque promedio y relación entre torque desarrollado y peso estructural. Esto permitió establecerlo como la configuración más conveniente desde el punto de vista del aprovechamiento energético para las condiciones del canal considerado.

Desde el punto de vista estructural, el análisis por elementos finitos permitió identificar las regiones críticas del diseño original, localizadas principalmente en las uniones soldadas y en las zonas de transición geométrica del sistema de refuerzo. En particular, la configuración correspondiente al álabe vertical presentó la condición más desfavorable, alcanzando una tensión equivalente máxima de **986.6 MPa** y un coeficiente de seguridad de **0.98**, inferior al valor mínimo de diseño adoptado de **FS = 2**. A partir de estos resultados se planteó e implementó un rediseño orientado al fortalecimiento de las regiones críticas mediante la optimización de las uniones soldadas, el incremento de las dimensiones de los cordones de aporte y la mejora de la continuidad geométrica de los refuerzos.

Los nuevos análisis estructurales demostraron la efectividad de las modificaciones implementadas. En el álabe vertical, la tensión equivalente máxima se redujo de **986.7 MPa a 397.5 MPa**, mientras que el coeficiente de seguridad aumentó de **0.98 a 2.43**, superando el criterio de diseño establecido. Asimismo, el desplazamiento máximo disminuyó de **4.319 mm a 3.690 mm**. Para el álabe oblicuo, la tensión equivalente máxima se redujo de **88.42 MPa a 42.9 MPa**, aumentando el coeficiente de seguridad de **10.92 a 22.5**, mientras que el desplazamiento máximo disminuyó de **2.365 mm a 1.887 mm**. En consecuencia, ambas

configuraciones analizadas cumplen el criterio de seguridad adoptado bajo las condiciones de carga estáticas equivalentes consideradas.

Asimismo, el estudio permitió evaluar la factibilidad de integración del rotor con un generador síncrono de imanes permanentes de baja velocidad mediante un sistema de transmisión por poleas y correa, verificándose la compatibilidad entre la potencia disponible, el torque desarrollado y el régimen de giro requerido por el generador seleccionado.

En consecuencia, los resultados obtenidos indican que el aprovechamiento hidrocínético del canal analizado resulta **técnicamente viable bajo las condiciones consideradas**, desde los puntos de vista hidráulico, estructural y energético. La evaluación estructural, en particular, permitió identificar y corregir la condición crítica presente en el diseño original mediante modificaciones localizadas en las zonas de mayor solicitación. Los resultados proporcionan una base técnica para el desarrollo de un prototipo funcional y constituyen una metodología de diseño aplicable a sistemas similares de aprovechamiento hidrocínético en canales de riego.

Finalmente, el presente trabajo cumplió con el objetivo de diseñar, analizar y optimizar una turbina hidrocínética adaptada a un canal de riego real, integrando herramientas de modelado tridimensional, dinámica de fluidos computacional y análisis por elementos finitos para evaluar su comportamiento bajo las condiciones de operación y carga consideradas. El desarrollo realizado establece una base técnica para futuras etapas orientadas al diseño de detalle, la construcción del prototipo y la posterior evaluación experimental de su desempeño en condiciones reales de operación.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

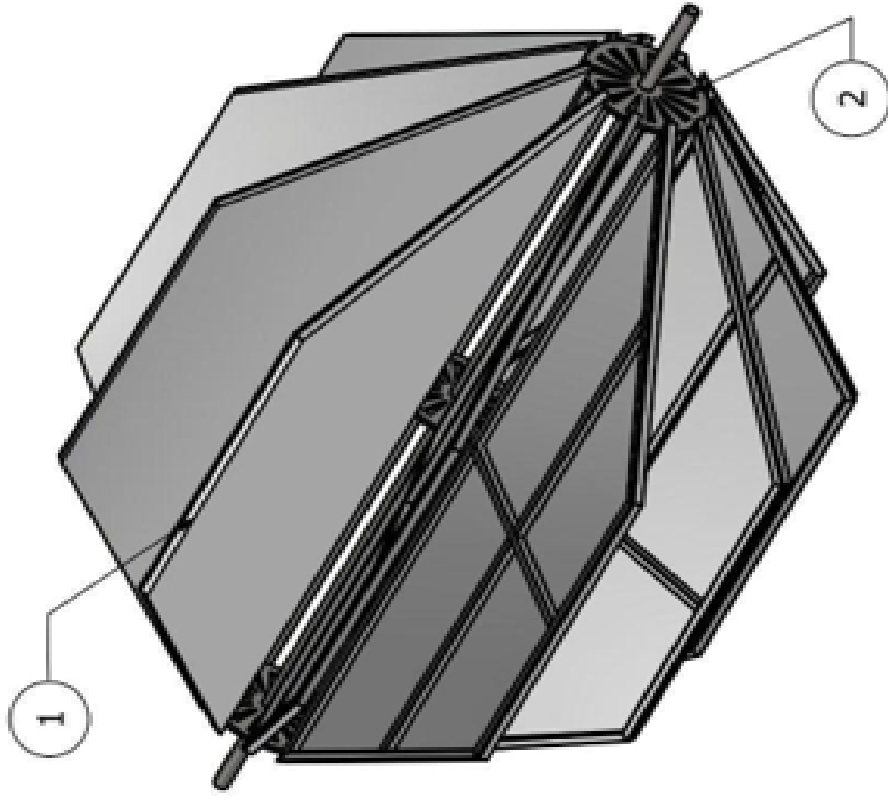
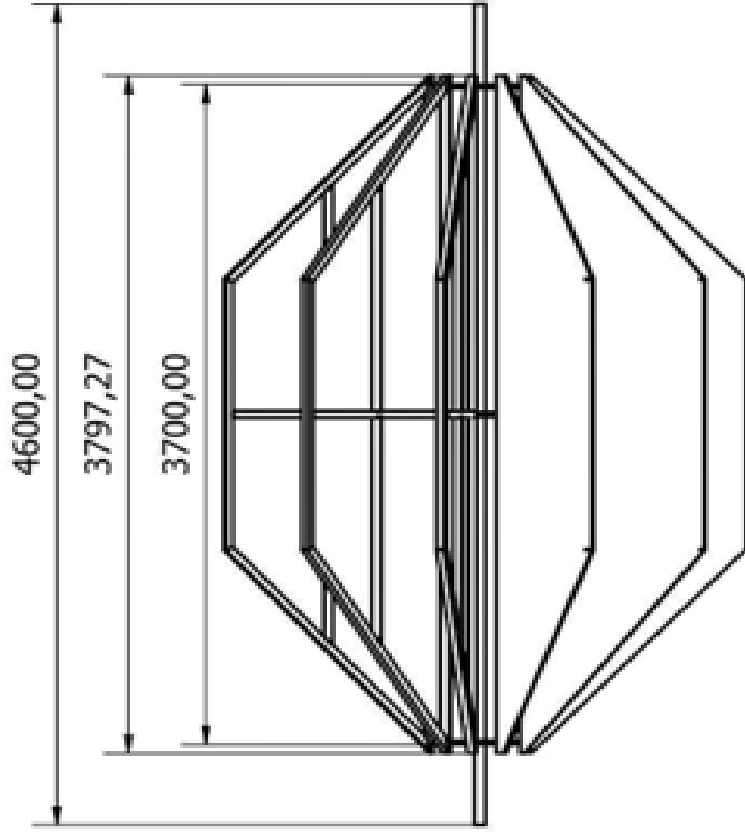
- [1] Claudio Mataix. Turbomáquinas Hidráulicas - 3ra Edición.
- [2] Cardona-Mancilla, C., Sierra del Río, J., Chica-Arrieta, E., & Hincapié-Zuluaga, D. (2018). *Turbinas hidrocinéticas de eje horizontal: una revisión de la literatura*. Tecnología y Ciencias del Agua, 9(3), 180–197. <https://doi.org/10.24850/j-tyca-2018-03-08>
- [3] AcademiaLab. Rueda hidráulica. <https://academia-lab.com/enciclopedia/rueda-hidraulica/>
- [4] Pxfuel. (s. f.). Rueda hidráulica de molino [Fotografía]. <https://www.pxfuel.com/es/free-photo-onhvi>
- [5] Alternative Energy Tutorials. (s. f.). *Waterwheel design and the different types of waterwheels*. <https://www.alternative-energy-tutorials.com/hydro-energy/waterwheel-design.html>
- [6] ESSS (24 junio 2016). *Dinámica de Fluidos Computacional: ¿qué es?*. <https://www.esss.co/es/blog/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>
- [7] IAD - INSTITUTO DE AUTOMOVILISMO DEPORTIVO, PEDRO CAMPO. *¿Qué es la simulación CFD?*. <https://iad.la/blogs/que-es-la-simulacion-cfd/>
- [8] Ansys. (s. f.). *What is finite element analysis (FEA)?* <https://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-finite-element-analysis>.
- [9] DEBEM - PUMP YOUR NEEDS. *Método FEM*. <https://www.debem.com/es/analisis-fem/>.
- [10] Agencia de Noticias San Luis. (2025, 19 de octubre). *Dique Paso de las Carretas: agua, paisaje y naturaleza*. <https://agenciasanluis.com/2025/10/19/1106615-dique-paso-de-las-carretas-agua-paisaje-y-naturaleza/>
- [11] Edición Abierta. (s. f.). *Limpiezas preventivas en el canal Paso de las Carretas* [Fotografía]. <https://www.edicionabierta.com.ar/post/limpiezas-preventivas-en-el-canal-paso-de-las-carretas>
- [12] Gil, E. J. (2013). *Diseño y cálculo ingenieril de un sistema de riego con ariete hidráulico. Aprovechamiento de la energía hídrica en el Canal de Riego Revestido Paso de las Carretas – Los Filtros* [Trabajo final de grado, Universidad Nacional de San Luis, Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales].
- [13] Google Earth, imagen satelital del Canal Paso de las Carretas, San Luis, Argentina. Disponible en: <https://earth.google.com/>

- [14] Famiq. (s. f.). *Clasificación de aceros*. Famiq. <https://www.famiq.com.ar/informacion-tecnica/clasificacion-aceros>
- [15] Askeland, D. R., Fulay, P. P., & Wright, W. J. (s. f.). *Ciencia e ingeniería de los materiales* (6.ª ed.). Cengage Learning, 2012.
- [16] Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2014). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones* (3.ª ed.). McGraw - Hill Interamericana.
- [17] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (10th ed.). McGraw-Hill Education.
- [18] Timoshenko, S. P., & Woinowsky - Krieger, S. (1959). *Theory of Plates and Shells* (2nd ed.). McGraw - Hill.
- [19] Chapman, S. J. (2012). *Electric machinery fundamentals* (5th ed.). McGraw - Hill.
- [20] Boldea, I. (2016). *Electric generators and motors: The electric machines of the future*. CRC Press.
- [21] Xinda Energy. (s.f.). *3 kW 170 rpm Low Speed Permanent Magnet Synchronous Generator*. Recuperado de: <https://www.xindaenergy.com/3kw-170rpm-low-speed-Permanent-Magnet-synchronous--Generator-p208.html>

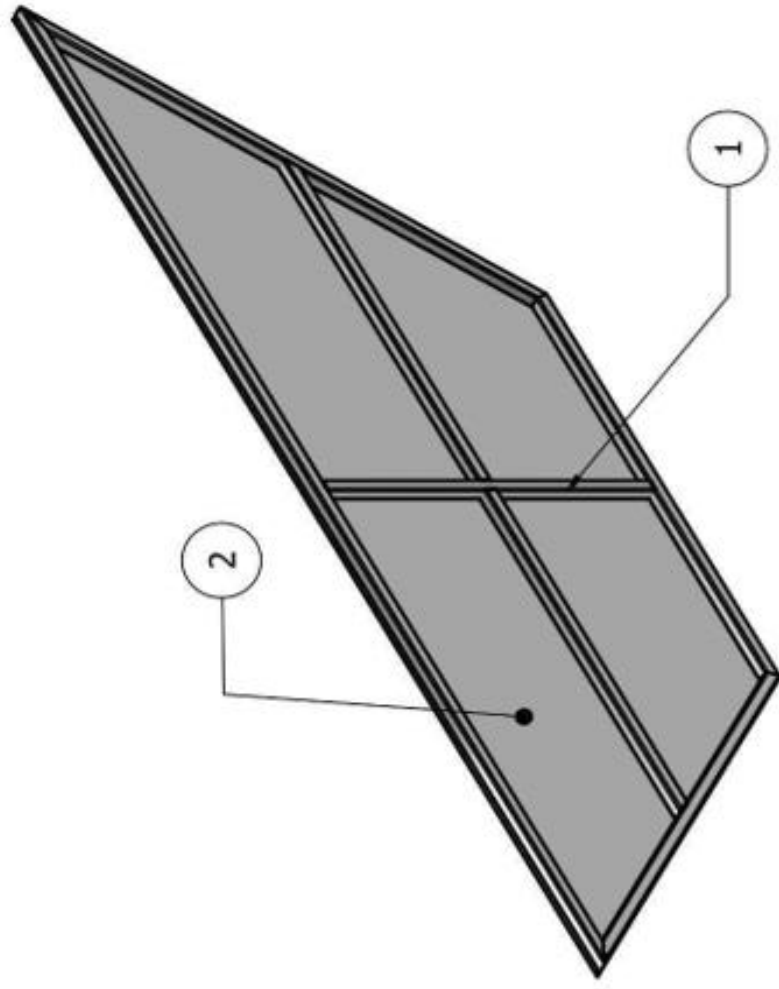
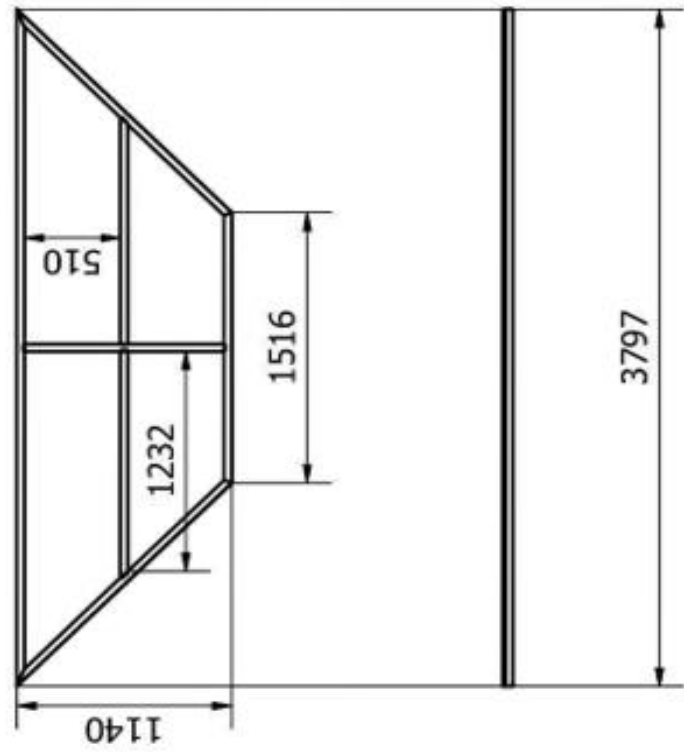
APÉNDICE

Planos

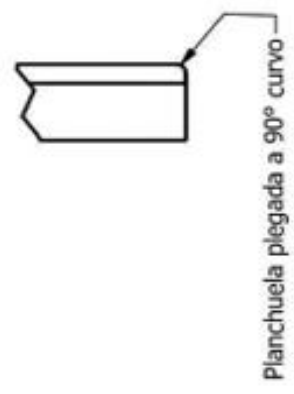
- Rotor 11 álabes
- Chapa y refuerzo
- Refuerzo estructural
- Lámina
- Eje y volantes
- Volante
- Eje



PARTS LIST						
ITEM	QTY	PART NUMBER	DERSCRIPTION			
1	11	LAMINA Y REFUERZO				
2	1	EJE Y REFUERZOS				
Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025	ROTOR 11 ALABES		
UNSL - FICA						
Rotor 11 Alabes - Despiece			Edition 0	Sheet 1 / 7		



A(1:5)

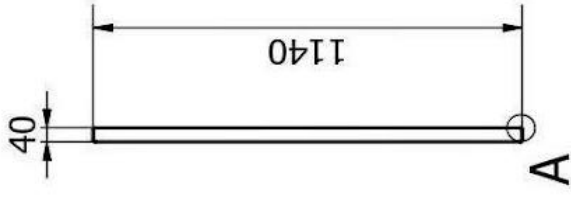


PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	REFUERZO ESTRUCTURAL	
2	1	LAMINA	

Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025
---------------------------	------------------------	---------------------------	-------------------

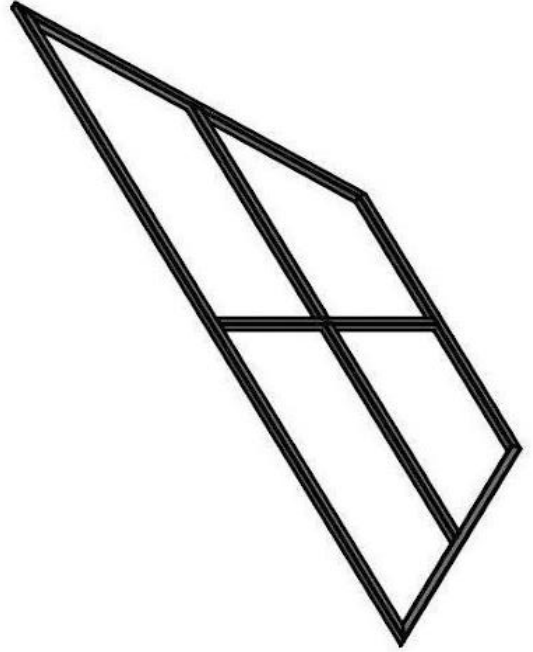
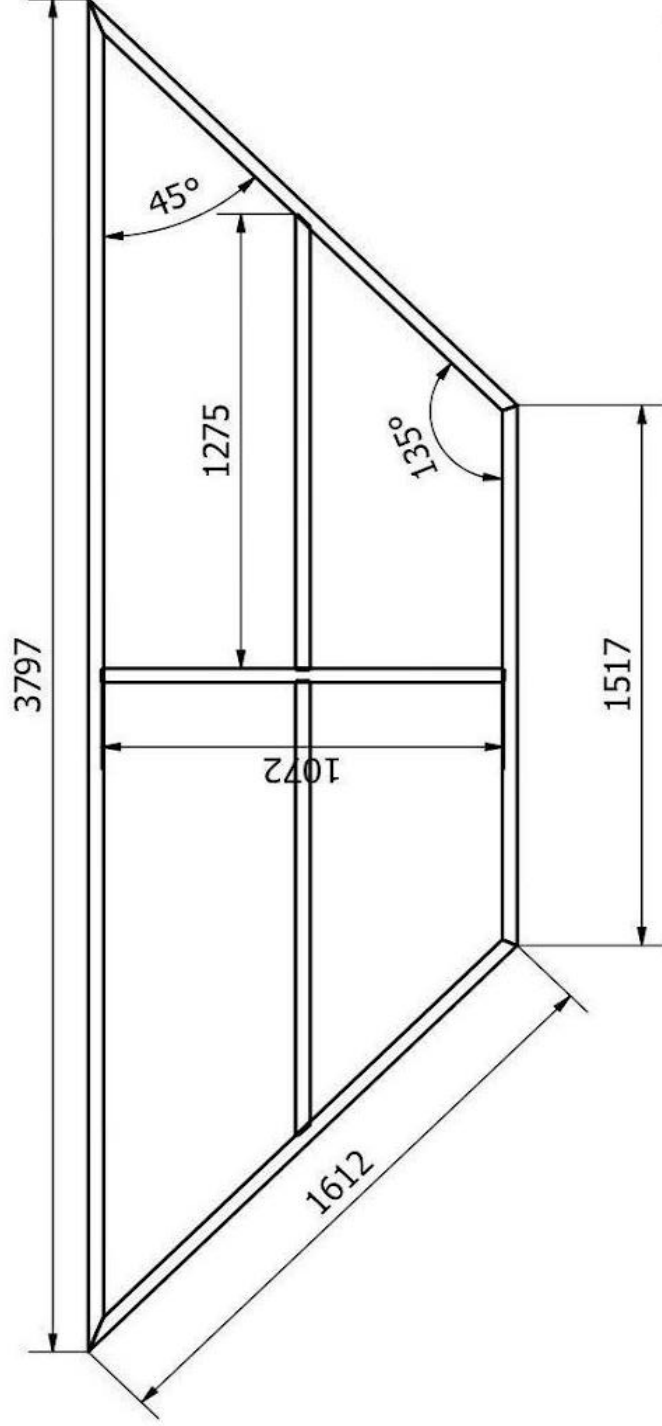
UNSL - FICA		ALABE Y REFUERZO	
Alabe y Refuerzo		Edition	Sheet 2 / 7



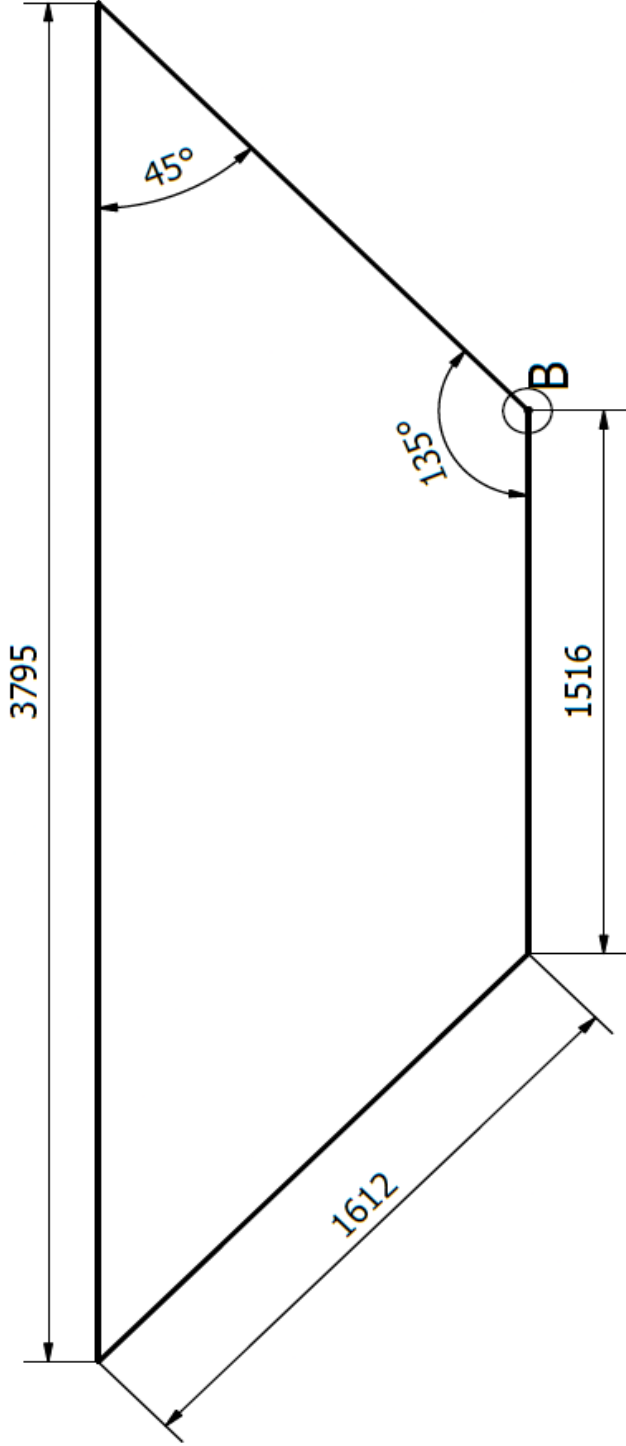
A (1 : 2)



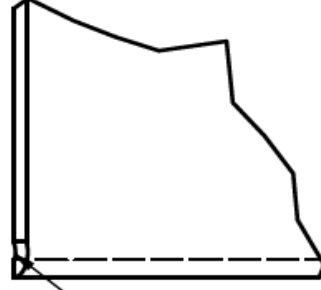
Orillas Achaflanadas,
formato comercial
de caño estructural
perfil cuadrado



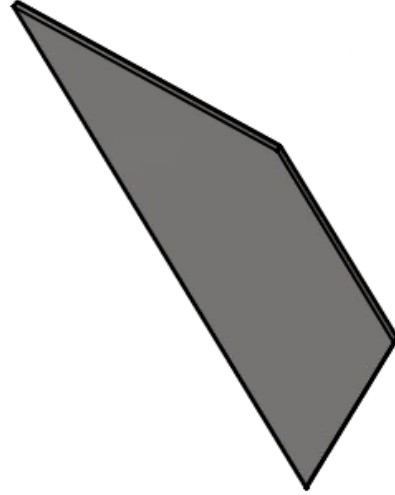
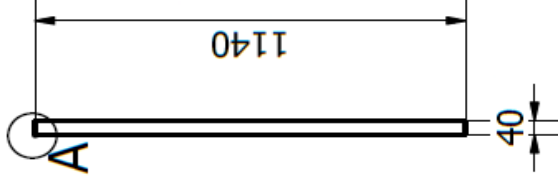
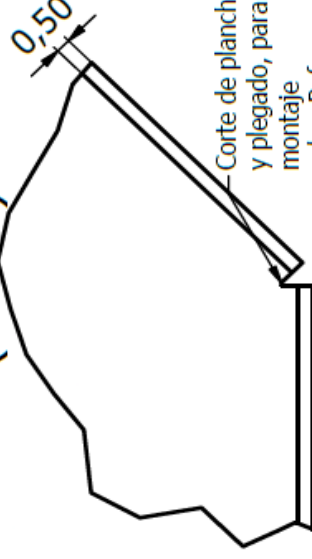
Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025	REFUERZO ESTRUCTURAL	
UNSL - FICA				Refuerzo Estructural	Sheet 3 / 7



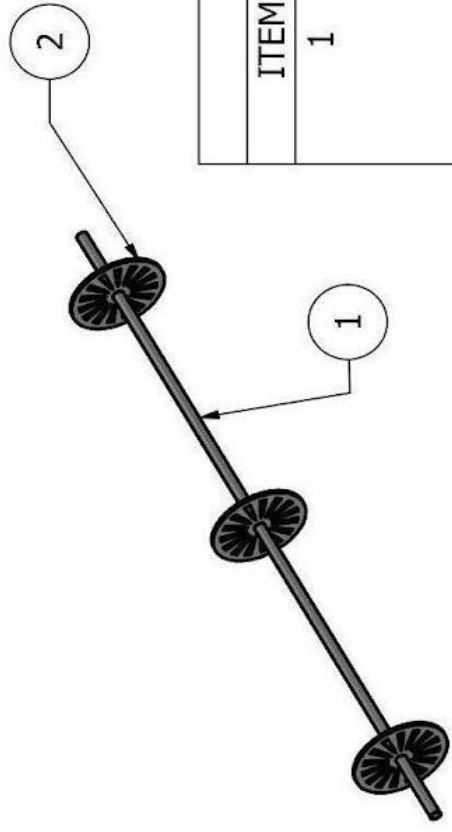
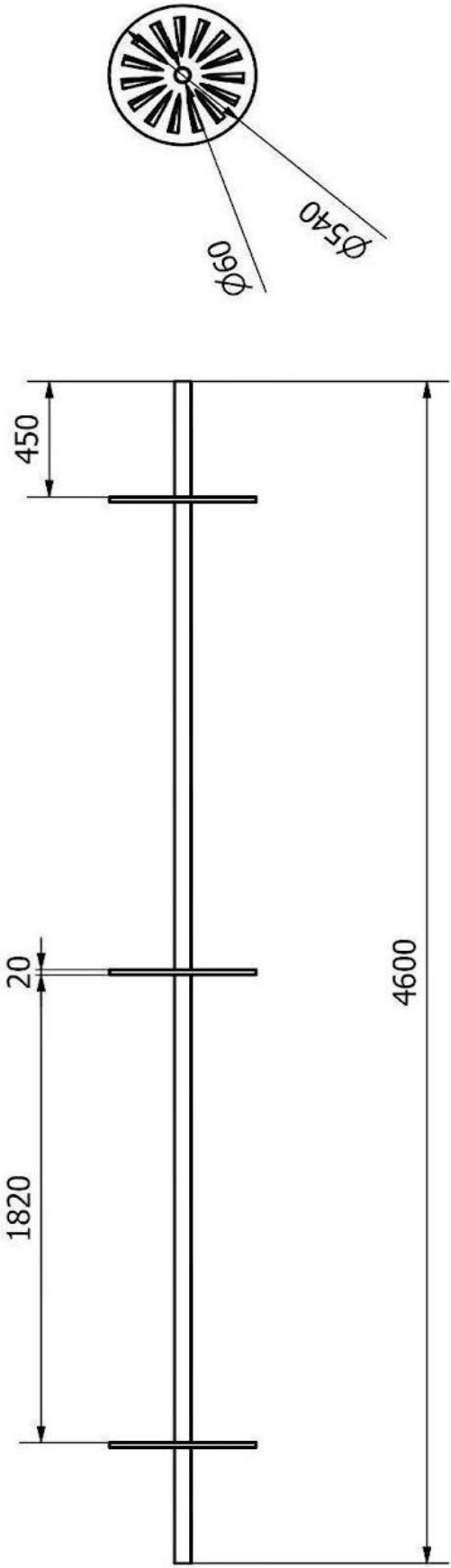
A (5 : 1)



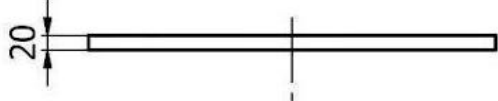
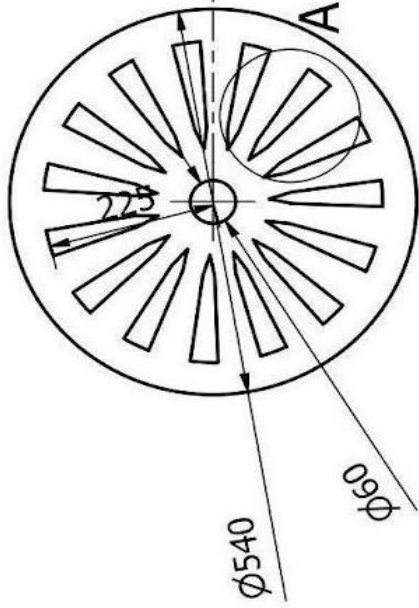
B (4 : 1)



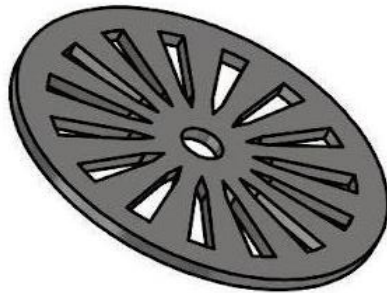
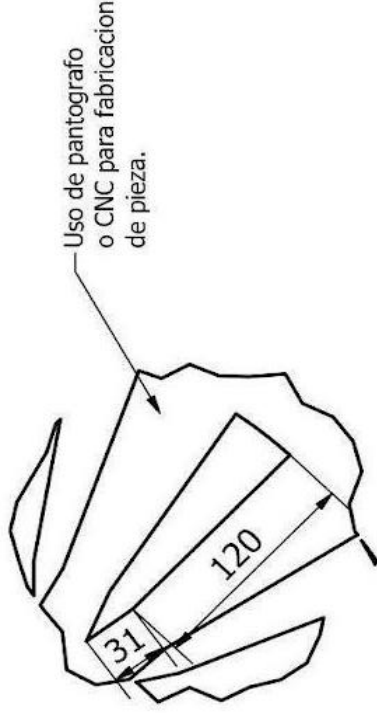
Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date	Date 5/10/2025	LAMINA
UNSL - FICA					
Lamina					
			Edition		Sheet 4 / 7



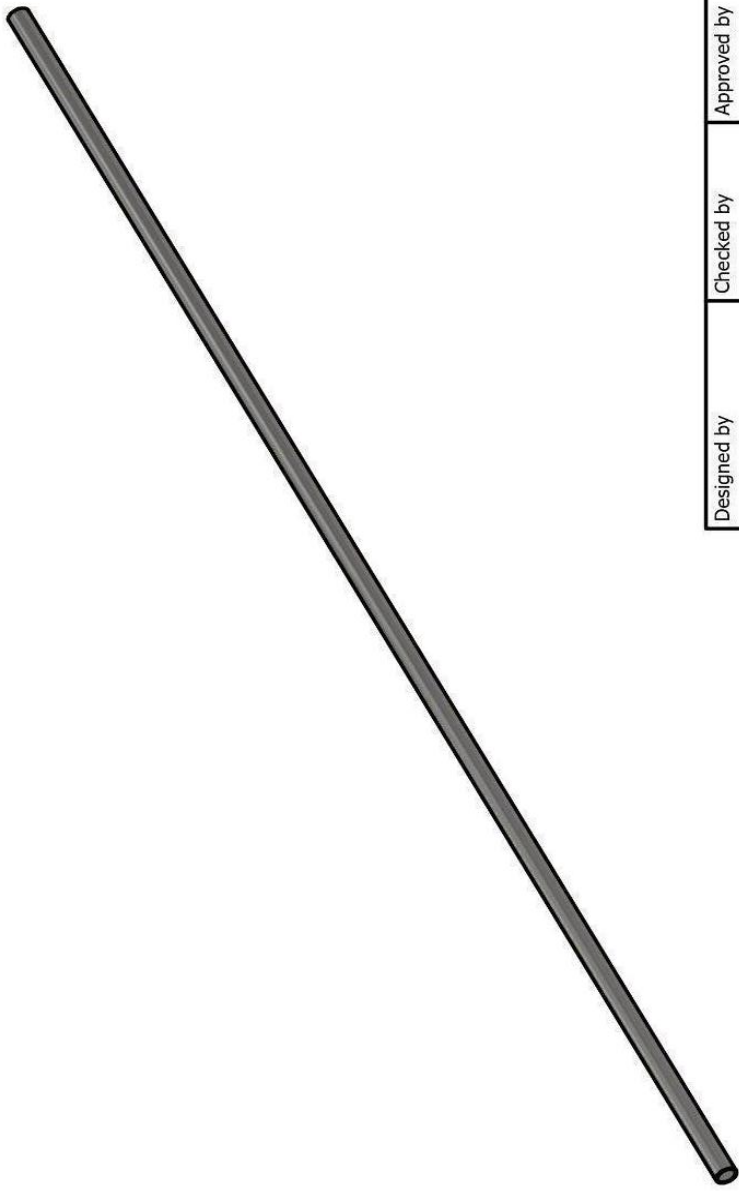
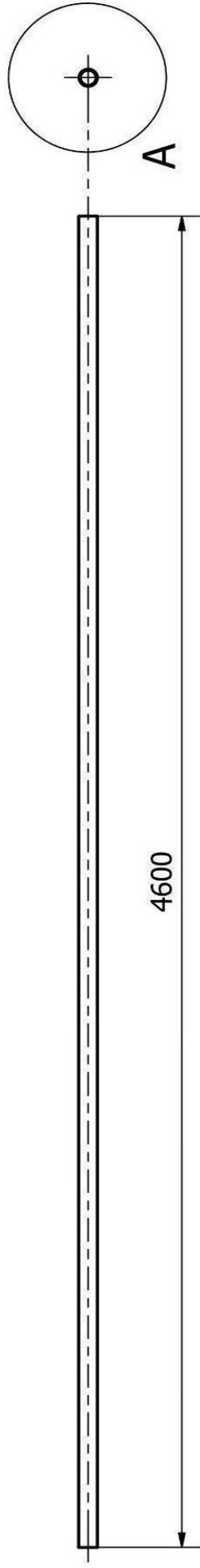
PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION		
1	4600,000 mm	Eje Perfil Redondo	Structural steels, Cold-formed, welded, structural hollow sections		
2	3	Rueda Refuerzo			
Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025		
UNSL - FICA		EJE Y VOLANTES			
		Eje y Volantes		Edition	Sheet 5 / 7



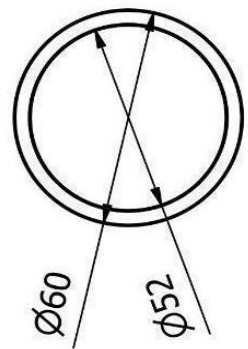
A (1 : 4)



Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025	Date 5/10/2025
UNSL - FICA			VOLANTE	
Volante			Edition	Sheet 6 / 7



A (1 : 2)



Caño perfil Redondo,
comercial diámetro
exterior 60 mm, Sch 80.

Designed by G. QUIROGA	Checked by C. SORIA	Approved by L. MERCURI	Date 5/10/2025	Date		
UNSL - FICA			EJE			
			Eje	Edition	Sheet 7 / 7	

ANEXO

➤ Catálogo de selección generador

**Xinda Green Energy Co., Limited**

Product Search : **GO**

[Home](#) [About Us](#) [Products Show](#) [Industry News](#) [Feedback](#) [Contact Us](#)

Products Category

- ▶ [Hydro Power System](#)
- ▶ [Wind Solar Power System](#)
- ▶ [Permanent Magnet Generator](#)
- ▶ [Diesel Gas Engine gensets](#)
- ▶ [AC Electric Motors](#)

News

- [How a Microhydropower Works](#)
- [Evaluating a Potential hydro S](#)
- [Measuring water Head Height](#)
- [Measuring Water Flow Rate](#)
- [Hybrid solar-wind electricity](#)

Contact Us

Name: Maggie Han
Tel: 86-13913867378
Mobile: +86-19732025229
E-mail: maggie.han@xindaenergy.com
Add: Room 808, Jinyu Central Plaza, 33 Mufu West Road, Xiaguan, Nanjing, Jiangsu China
 [MSN](#)  [Skype: hxp_99](#)

Partners

Products

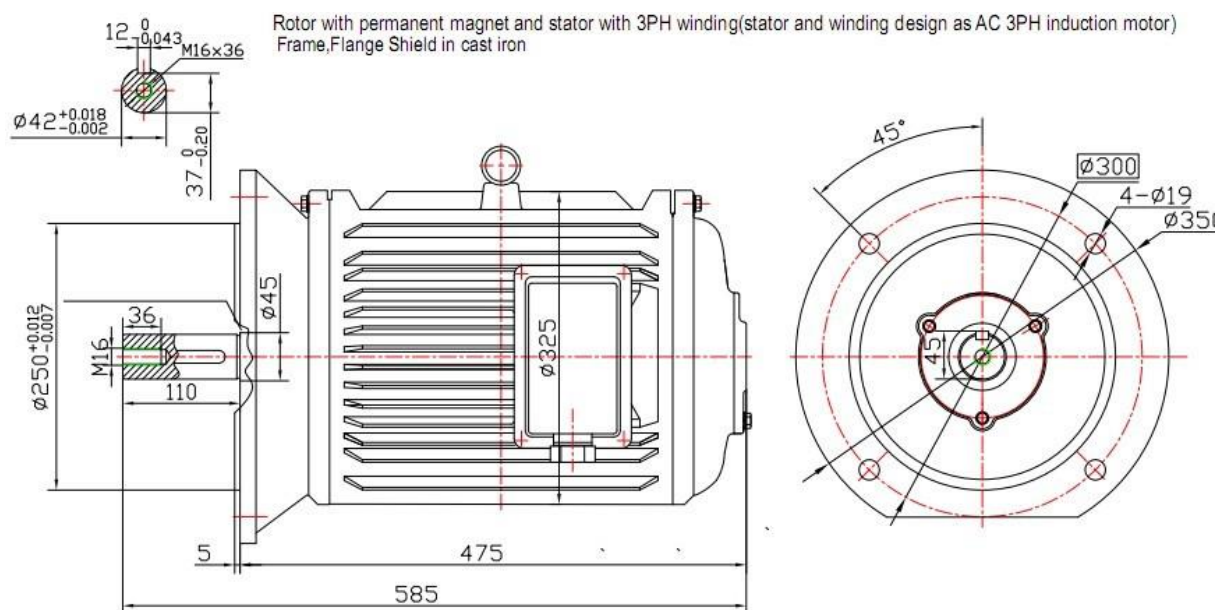
3kw 170rpm low speed Permanent Magnet synchronous Generator



Product name: **3kw 170rpm low speed Permanent Magnet synchronous Generator**
Item:
Details:

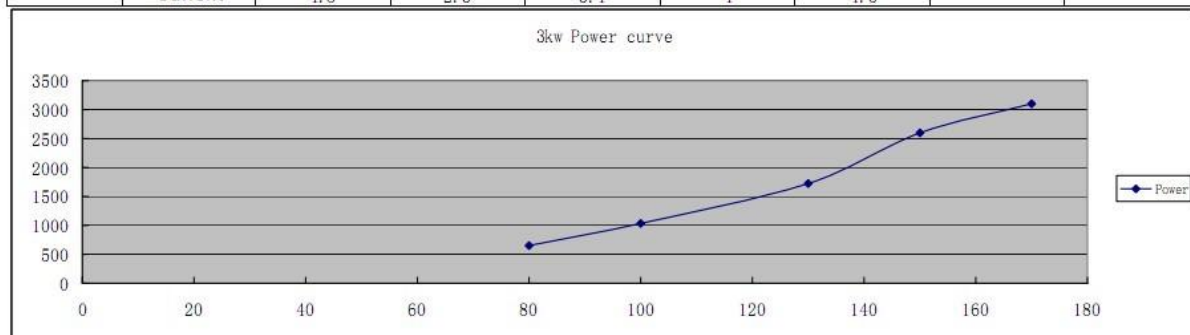
Data:

Rated Power: 3KW	Weight: 120kg
Rated Voltage: 400V-3PH-AC	Insulation Class:F
Rated Speed: 170rpm	Temperature rise of winding:Class B
Start torque: 3.5N.M	Bearing Type:NSK deep groove ball bearing-6311
Working Torque: 168.5N.M	No Load Voltage e 31Hz:440V
Efficiency: 88%	
Frequency: 31Hz	



3KW Permanent Magnet Generator Test Report

Model	Rated Voltage(V)	Rated Current(A)	Rated Power(W)	Rated Speed(rpm)	Rated frequency(Hz)	Efficiency(%)	Start Torque(N.M)	Pole
XDLF-3	400	4.33	3K	170	31.17	90	<4.8	22
Static test	Insulated voltage	2000V						
	Insulated grade	IP44						
No Load test	Speed	80	100	130	150	170		
	DC Voltage	188	235	282	353	400		
Load Test	Speed	80	100	130	150	170		
	Power	651	1035	1723	2598	3102		
	Voltage	209	260	321	375	398		
	Current	1.8	2.3	3.1	4	4.5		



Listado de materiales				
Posición	Especificación	Cantidad	Unidad	Característica
Eje	Caño perfil redondo AISI 304. Acabado mate.	4600	mm	Diámetro ext 80 mm, Schedule 80 (int 52 mm)
Volante	Planchuela 20 mm de espesor - AISI 304. Acabado mate.	3	unidades	Cortes de planchuela diámetro exterior 540 mm; diámetro interior 60 mm; recortes con pantógrafo o CNC, según DETALLE A, plano 6/7.
Lámina	Chapa AISI 304 - 0.5 mm de espesor. Acabado mate.	11	unidades	Corte de chapa para 11 álabes, según especificación Plano 4/7. Dobles en laterales y zona inferior de oreja de apoyo, según DETALLE A y DETALLE B.
Refuerzo Estructural	Caño estructural cuadrado DIN 40X40X2,9 - AISI 304	133760	mm	Considerar materiales para realizar refuerzo de 11 álabes, cortes con soldaduras reforzadas y montadas según especificación de Plano 3/7. Considerar 23 piezas de 6 metros de largo para compra comercial.