



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

1 de 2

Neiva, ___24/10/2023___

Señores

CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

Ciudad

El (Los) suscrito(s):

_____ Camila Cerquera Sandoval _____, con C.C. No. _____ 1081518150 _____,

_____ Freddy Sotto Capera _____, con C.C. No. _____ 1075306786 _____,

Autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado

Titulado : DISEÑO DE MICRO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA TIPO MICHELL BANKI DE 20 KW PARA LA ASOCIACIÓN DE USUARIOS DEL CANAL IGUÁ USOIGUA

presentado y aprobado en el año ___2023___ como requisito para optar al título de

_____ Ingeniero Agrícola _____

Autorizo (amos) al CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN de la Universidad Surcolombiana para que, con fines académicos, muestre al país y el exterior la producción intelectual de la Universidad Surcolombiana, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- Los usuarios puedan consultar el contenido de este trabajo de grado en los sitios web que administra la Universidad, en bases de datos, repositorio digital, catálogos y en otros sitios web, redes y sistemas de información nacionales e internacionales “open access” y en las redes de información con las cuales tenga convenio la Institución.
- Permita la consulta, la reproducción y préstamo a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato Cd-Rom o digital desde internet, intranet, etc., y en general para cualquier formato conocido o por conocer, dentro de los términos establecidos en la Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, Decreto 460 de 1995 y demás normas generales sobre la materia.
- Continúo conservando los correspondientes derechos sin modificación o restricción alguna; puesto que, de acuerdo con la legislación colombiana aplicable, el presente es un acuerdo jurídico que en ningún caso conlleva la enajenación del derecho de autor y sus conexos.

De conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la Ley 23 de 1982 y el artículo 11 de la Decisión Andina 351 de 1993, “Los derechos morales sobre el trabajo son propiedad de los autores” , los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

Vigilada Mineducación

La versión vigente y controlada de este documento, solo podrá ser consultada a través del sitio web Institucional www.usco.edu.co, link Sistema Gestión de Calidad. La copia o impresión diferente a la publicada, será considerada como documento no controlado y su uso indebido no es de responsabilidad de la Universidad Surcolombiana.



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

2 de 2

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: _____

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: _____



TÍTULO COMPLETO DEL TRABAJO: DISEÑO DE MICRO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA TIPO MICHELL BANKI DE 20 KW PARA LA ASOCIACIÓN DE USUARIOS DEL CANAL IGUÁ USOIGUA

AUTOR O AUTORES:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Cerquera sandoval	Camila
Sotto Capera	Freddy

DIRECTOR Y CODIRECTOR TESIS:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Ardila Marín	Juan Gonzalo
Romero Menco	Fredys de Jesus

ASESOR (ES):

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
----------------------------	--------------------------

PARA OPTAR AL TÍTULO DE: INGENIERO AGRICOLA

FACULTAD: INGENIERIA

PROGRAMA O POSGRADO: Ingeniería Agrícola

CIUDAD: Neiva-Huila **AÑO DE PRESENTACIÓN:** 2023 **NÚMERO DE PÁGINAS:** 61

TIPO DE ILUSTRACIONES (Marcar con una X):

Diagramas___ Fotografías_x___ Grabaciones en discos___ Ilustraciones en general_x___ Grabados___
Láminas___ Litografías___ Mapas___ Música impresa___ Planos_x___ Retratos___ Sin ilustraciones___
Tablas o Cuadros_x_



SOFTWARE requerido y/o especializado para la lectura del documento: Ninguno

MATERIAL ANEXO:

PREMIO O DISTINCIÓN (*En caso de ser LAUREADAS o Meritoria*): TESIS MERITORIA

PALABRAS CLAVES EN ESPAÑOL E INGLÉS:

<u>Español</u>	<u>Inglés</u>	<u>Español</u>	<u>Inglés</u>
1. Minihidráulica	Minihydro	6. Simulación	Simulation
2. Energía Renovables	Renewable energy		
3. Turbomaquinas	Turbomachines		
4. Máquinas de fluidos	Fluid machine		
5. Construcción	Construction		

RESUMEN DEL CONTENIDO: (Máximo 250 palabras)

El Canal Iguá es un distrito de riego que está ubicado entre los municipios de Campoalegre y Hobo, en el lugar conocido como “La Parrilla” se dispone de un caudal superior a los 800 L/s con una cabeza de 20 m. Este proyecto propuso diseñar una micro-central hidroeléctrica tipo Michell Banki de 20 kW que utilice 240 L/s y una cabeza de 18 m aproximadamente. Para lograr este objetivo se procedió con la determinación in situ de los parámetros necesarios para el cálculo y diseño de la micro-central en el punto seleccionado del Canal Iguá, para emplearlos como inputs en el cálculo de la turbina Michell Banki, el sistema de transmisión, la estructura y la conducción de fluido desde una bocatoma hasta la entrada de la turbina, teniendo en cuenta las recomendaciones de la OLADE y otra literatura disponible; posteriormente se procedió con la planeación de la fabricación e instalación de la micro-central y la tubería de conducción empleando herramientas de Diseño Asistido por Computador (CAD) Autodesk Inventor® y Autodesk AutoCAD®, para finalizar con la evaluación del diseño de la turbina aplicando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), con el paquete ANSYS® en el Laboratorio del GEA en la UdeA, se utilizó el modelo turbulencia k- ω y se monitoreo el par de torsión.



ABSTRACT: (Máximo 250 palabras)

The Iguá Canal is an irrigation district that is located between the municipalities of Campoalegre and Hobo, in the place known as “La Parrilla” there is a flow greater than 800 L/s with a head of 20 m. This project proposed to design a 20 kW Michell Banki type micro-hydroelectric plant that uses 240 L/s and a head of approximately 18 m. To achieve this objective, we proceeded with the in situ determination of the necessary parameters for the calculation and design of the micro-power plant at the selected point of the Iguá Canal, to use them as inputs in the calculation of the Michell Banki turbine, the transmission system, the structure and fluid conduction from an inlet to the turbine inlet, taking into account the recommendations of the OLADE and other available literature; Subsequently, we proceeded with the planning of the manufacturing and installation of the micro-power plant and the conduction pipe using Autodesk Inventor® and Autodesk AutoCAD® Computer Aided Design (CAD) tools, to finish with the evaluation of the turbine design applying Computational Fluid Dynamics (CFD), with the ANSYS® package in the GEA Laboratory at the UdeA, the k- ω turbulence model was used and the torque was monitored.

APROBACION DE LA TESIS

Nombre Jurado: Javier Eduardo Bonilla

Firma:

Nombre Jurado: Rafael David Ángel

Firma:

**DISEÑO DE MICRO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA TIPO MICHELL
BANKI DE 20 KW PARA LA ASOCIACIÓN DE USUARIOS DEL CANAL
IGUÁ USOIGUA**

Trabajo de grado presentado al departamento de Ingeniería Agrícola
como requisito para optar al título de: Ingeniero Agrícola

Autores

Camila Cerquera Sandoval: 20162151373

Freddy Sotto Capera: 20161146080

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

Facultad de Ingeniería

Programa de Ingeniería Agrícola

Neiva, Huila, Colombia. 2023

Firma

Director: Juan Gonzalo Ardila Marín

Firma

Codirector: Fredys De Jesús Romero Menco

Nota de aceptación

Firma

Jurado: Javier Eduardo Bonilla

Firma

Jurado: Rafael David Ángel

DISEÑO DE MICRO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA TIPO MICHELL BANKI DE 20 KW PARA LA ASOCIACIÓN DE USUARIOS DEL CANAL IGUÁ USOIGUA

RESUMEN

Es prioridad estratégica: ahorrar energía, utilizarla de forma eficiente e inteligente, y usar las fuentes renovables, y la hidroenergía es la alternativa más importante y accesible en América Latina, por esto la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) viene estableciendo lineamientos para promover su explotación desde la evaluación de recursos hasta la operación y mantenimiento de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) pasando por su diseño y construcción. El Canal Iguá es un distrito de riego que está ubicado entre los municipios de Campoalegre y Hobo, en el lugar conocido como “La Parrilla” se dispone de un caudal superior a los 800 L/s con una cabeza de 20 m. Este proyecto propuso diseñar una micro-central hidroeléctrica tipo Michell Banki de 20 kW que utilice 240 L/s y una cabeza de 18 m aproximadamente. Para lograr este objetivo se procedió con la determinación in situ de los parámetros necesarios para el cálculo y diseño de la micro-central en el punto seleccionado del Canal Iguá, para emplearlos como inputs en el cálculo de la turbina Michell Banki, el sistema de transmisión, la estructura y la conducción de fluido desde una bocatoma hasta la entrada de la turbina, teniendo en cuenta las recomendaciones de la OLADE y otra literatura disponible; posteriormente se procedió con la planeación de la fabricación e instalación de la micro-central y la tubería de conducción empleando herramientas de Diseño Asistido por Computador (CAD) Autodesk Inventor® y Autodesk AutoCAD®, para finalizar con la evaluación del diseño de la turbina aplicando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), con el paquete ANSYS® en el Laboratorio del GEA en la UdeA, se utilizó el modelo turbulencia $k-\omega$ y se monitoreo el par de torsión. Finalmente se crearon las curvas numéricas de eficiencia contra rapidez de giro del rotor. Los resultados que se reportan en este informe consisten en los cálculos y el modelo 3D CAD de la turbina Michell-Banki, y la obra civil para instalación y encerramiento de la turbina Michell-Banki y el generador eléctrico, y de la boca toma y la obra civil para instalación de tubería de conducción y descarga; los planos de ensamble y planos de detalle con la información requerida para la fabricación de componentes (materiales y procesos de manufactura), ensamble e instalación de la turbina y el generador; las memorias de cálculo e informe detallado del diseño con la justificación de las decisiones tomadas y manifestadas en los planos; y, por último, los resultados de simulación de la turbina tipo Michell-Banki diseñada siguiendo las recomendaciones de la OLADE. Tanto los resultados del diseño como los de simulación muestran que el diseño es viable para las condiciones de operación y satisface las expectativas de servir para la instalación de una micro-central hidroeléctrica de 20 kW en el sitio, pero el diseño pronosticó una eficiencia del 86.3% atípicamente alta, mientras la simulación reportó 51.8% atípicamente baja, siendo 78% lo reportado como promedio según la OLADE.

Palabras clave: Energías Renovables, Minihidráulica, Turbomáquinas, Máquinas de Fluido, Construcción Sismo Resistente, Simulación.

INTRODUCCIÓN

Ahorrar energía, utilizarla de forma eficiente, y usar fuentes renovables, son prioridades estratégicas mundiales en la actualidad. La hidroenergía es la alternativa más importante y accesible en América Latina (OLADE, 1988). Una central hidroeléctrica es una instalación que permite el aprovechamiento de la energía hidráulica de masas de agua para transformarlas en energía eléctrica, utilizando turbinas acopladas a generadores (UPME, 2015). Un requisito previo para los grandes potenciales hidroeléctricos es la construcción de represas a gran escala, así como todos los demás edificios e instalaciones con el fin de la generación, regulación y transmisión de energía, lo que requiere fuertes inversiones de mediano y largo plazo, así como largos procesos de construcción, además puede tener efectos adversos en los ecosistemas antes y después del punto donde se levanta la presa, puede inundar tierras agrícolas valiosas y privar a las actividades agrícolas de las aguas que necesitan; esto hace desfavorable la aplicación de grandes hidroeléctricas, una alternativa viable es la aplicación de las micro-centrales (Yassi & Hashemloo, 2010). Las micro-centrales poseen una capacidad instalada entre 5 y 50 kW, con operación a filo de agua, aplicables a zonas no interconectadas. La turbina más adecuada para micro-centrales es la Michell-Banki, porque aplica para una amplia gama de cabezas y caudales siendo de bajo costo por su facilidad de fabricación y mantenimiento, aunque su eficiencia es menor que el de otras turbinas (Ion & Marinescu, 2011; Sammartano et al., 2013; M. Sinagra et al., 2014). Las turbinas Michell-Banki son utilizadas en aprovechamientos hidroeléctricos entre 2.5 y 200 m de cabeza, y caudal desde 0.04 hasta 13 m³/s, con potencias en el rango de 15 a 10,000 kW (Gómez Gómez et al., 2008).

El empleo generalizado de las técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se ha vuelto casi obligatorio en los procesos de diseño y fabricación de turbomaquinaria hidráulica, un sin número de software comerciales comienzan su desarrollo desde mediados de los 90's hasta la actualidad, un ejemplo claro es ANSYS® que compra dos empresas de simulación CFD, Fluent® y CFX® y las integra en su paquete CAE. Hoy en día se encuentran múltiples investigaciones que aplican CFD al diseño de turbinas Michell-Banki. La primera en 1988 analizó los parámetros de diseño de la turbina con el fin de encontrar un punto de óptimo rendimiento (Khosrowpanah et al., 1988). Luego en 1996 se evaluó la distribución de la presión para dos configuraciones: utilizando la válvula de regulación de flujo y sin ella, tanto con la presencia del rotor como con la boquilla aislada. Los autores resaltaron la importancia del ángulo de incidencia a la entrada del rotor para lograr mejoras en la eficiencia de la turbina (Costa Pereira & Borges, 1996). En 2009, un análisis 2D mostró una eficiencia del 59.8%, para un caudal de 0.255 m³/s y una velocidad de rotación de 428.6 rpm. El análisis de los vectores de velocidad mostró, nuevamente, la importancia del flujo en la región adyacente a los álabes (Carija et al., 2009). En 2011 se analizó la velocidad y los campos de presión del flujo transversal dentro del rodete para caracterizar el rendimiento a diferentes velocidades. Se obtuvieron ángulos absolutos de la velocidad a la entrada y se observó el flujo recirculante en el espacio entre álabes que causa considerables pérdidas hidráulicas por lo cual la eficiencia de la turbina disminuye (De Andrade et al., 2011). En 2017, los resultados de un estudio de una turbina con boquilla horizontal sugieren que la turbina podría alcanzar una eficiencia máxima del 55%, pero que, al alejarse del punto de diseño, la transferencia de energía sufre un cambio significativo en comparación con la operación normal, la mayor parte de la energía ahora se transfiere en el segundo paso (Dragomirescu &

Schiaua, 2017). En 2018 se llevaron a cabo investigaciones experimentales y numéricas para estudiar las características de rendimiento y los efectos de los ángulos de entrada y salida de los álabes sobre las características del flujo interno y la eficiencia, concluyendo que los coeficientes de potencia máxima (C_p) de 0.612 y 0.473 se registran para los mejores ángulos de rotor (Elbatran et al., 2018). En 2020, se publicó el desarrollo de un prototipo de 10 kW, en el laboratorio hidráulico de la Universidad de Palermo, destinado a controlar la presión dentro de una red de distribución de agua, mientras produce energía con buenos valores de eficiencia, hasta 76%. El análisis numérico 3D y las mediciones de laboratorio proporcionan una baja variación (Marco Sinagra et al., 2020).

El Canal Iguá es un distrito de riego ubicado en Huila (Colombia), en un punto de su recorrido se dispone de un caudal superior a los 800 L/s con una cabeza de 20 m. En este proyecto se diseñó una micro-central hidroeléctrica tipo Michell Banki de 20 kW que utilice 0.24 m³/s y una cabeza de 18 m aproximadamente. Para lograr este objetivo se procedió con la determinación in situ de los parámetros necesarios para el cálculo hidráulico de la turbina, teniendo en cuenta las recomendaciones de la OLADE y otra literatura disponible; posteriormente se procedió al Diseño Asistido por Computador (CAD), para finalizar con la evaluación de la turbina aplicando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

MATERIALES Y MÉTODOS

La metodología seguida puede resumirse así: (1) Determinar los parámetros necesarios para el cálculo y diseño de la micro-central hidroeléctrica tipo Michell Banki en el punto llamado “La Parrilla” del Canal Iguá; (2) calcular la turbina Michell Banki, el sistema de transmisión, la estructura y la conducción de fluido para las condiciones del punto teniendo en cuenta las recomendaciones de la OLADE y otra literatura disponible; (3) planear la fabricación e instalación de la micro-central y la tubería de conducción empleando herramientas CAD; y (4) evaluar el diseño de la turbina aplicando CFD; tal como se detalla a continuación en este informe.

1. Parámetros de diseño

El antecedente de este proyecto es el trabajo de grado para optar al título de ingeniería agrícola de la USCO de Camila Cerquera y Lizdy Ramírez (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020), que consistió en el estudio del potencial energético del canal Iguá en el punto llamado “La Parrilla”, cabe mencionar que dicho proyecto ganó en la convocatoria interna para financiar trabajos de grado y fue considerado meritorio por parte de sus jurados. El distrito de riego está ubicado en inmediaciones de los municipios de Campoalegre y Hobo a 525 metros de altitud en el departamento del Huila y distanciado a 42 km de la ciudad de Neiva, con temperatura media anual de 27°C, precipitación anual de 1254 mm. La captación del distrito se realiza sobre el margen izquierdo de Río Neiva y el punto de aprovechamiento energético corresponde a las coordenadas X=-75.379315, Y=2.603907 como se puede observar en la Figura 1 (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020).

La determinación del sitio más apto para la implementación de MHP se realizó por medio de mapas de curvas de nivel, para hacer una primera estimación del salto disponible, una vez seleccionado el sitio de mayor aprovechamiento energético se procedió a realizar una medición más precisa de la caída. Para el estudio se contó con información cartográfica proporcionada por la Corporación Autónoma Regional del Alto Magdalena (CAM), donde se tuvieron en cuenta parámetros como pendiente, accesibilidad y la infraestructura hidráulica existente, esto con el fin

de disminuir los costos de instalación y mantenimiento de la MHP. Posteriormente se procedió a realizar la visita a campo, puesto que otros parámetros importantes implican la identificación de las condiciones topográficas, hidrológicas y geológicas del sitio seleccionado, encontrando en el lugar un canal revestido (Figura 2) con dimensiones de 0.6 m de ancho, 0.75 m de profundidad y un espesor de 0.25 m; se realizó la medición del salto aprovechable por el método topográfico con una estación Nikon NPL 322, y se pudo apreciar que el salto neto es de 23.97 m lo que corresponde a un salto de mediana altura (15 m – 50 m) (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020).

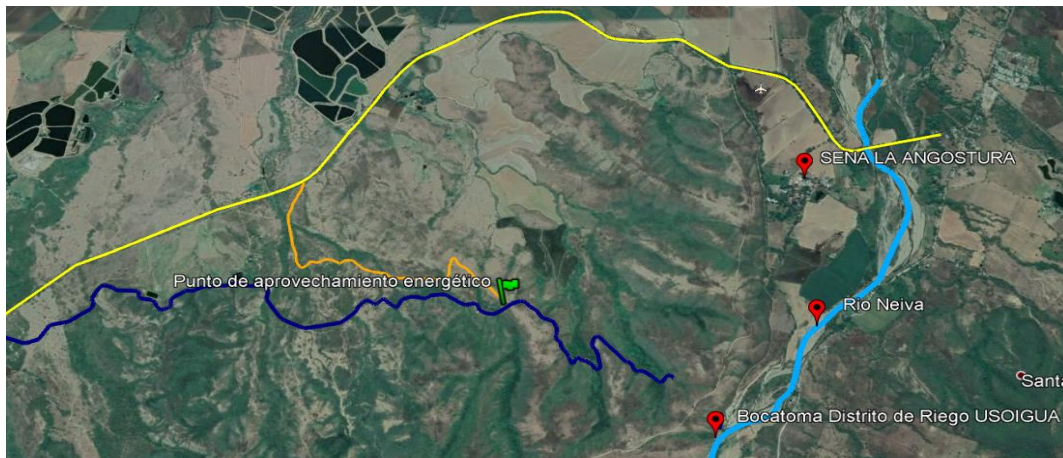


FIGURA 1. Ubicación geográfica del punto de aprovechamiento energético y vías de acceso, imagen tomada de Google Earth Pro (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020).

El otro factor determinante en la evaluación del potencial se refiere a la hidrología del distrito de riego, para determinar el caudal disponible en el punto de aprovechamiento energético, se debe tener un registro de aforos, parámetro importante para efectuar un estudio hidrológico confiable. Se obtuvieron registros de 8 aforos directos, se empleó el método de área y velocidad, el cual se basa en el principio de continuidad: para un fluido de densidad constante fluyendo a través de un área conocida, el producto del área de la sección por la velocidad media será constante. Así, el valor mínimo registrado en el punto de aprovechamiento propuesto fue de 858 L/s, el máximo casi duplicó ese valor alcanzando los 1690 L/s. Con la información recolectada hasta ese momento, y sabiendo que solo se requiere de un caudal de agua y una diferencia de altura para producir potencia útil, se hizo una estimación preliminar de la potencia bruta entregada con la cabeza de 23.97 m y el caudal mínimo de 858 L/s, estableciendo un potencial de generación de aproximado a 201.7 kW en condiciones del caudal mínimo registrado (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020).

Cabe recordar que este proyecto se encuentra enmarcado en el proyecto interno de investigación de mayor cuantía “Estudio numérico y experimental de un prototipo de turbina Michell Banki en el distrito de riego USOIGUA de los municipios Campoalegre y Hobo (Huila) con miras a su establecimiento como autogenerador a pequeña escala” que propuso desarrollar un prototipo de turbina Michell Banki de 20 kW conociendo el potencial del sitio, diseñada y construida para un caudal de tan solo 240 L/s, pues solo busca evaluar el potencial del distrito como autogenerador a pequeña escala, a futuro podría proyectarse una central hidroeléctrica que aproveche toda la energía disponible en el flujo en el sitio. Además, procurando ser conservadores, se descontaron casi 4 metros de caída, previendo que la toma de succión debe enterrarse unos 1.5 m y que la

entrada del inyector quedará más o menos 1 m sobre el nivel del canal dado el diseño de la estructura y la turbina misma. Así las cosas, los datos de diseño fueron $H = 20$ m, $H_d = 15$ m, $Q = 240$ L/s, donde: H es la altura total, H_d es la altura de diseño, Q es el caudal de diseño. El modelo de cálculo seleccionado se basa en el “Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH): Diseño, Estandarización y Fabricación de Turbinas Michell Banki” elaborado por la (OLADE, 1988), donde se describe la información general, parámetros de diseño y selección, cálculos hidráulicos, diseño de detalle y cálculos mecánicos, estandarización y se dan recomendaciones para la fabricación.



FIGURA 2. Canal de conducción: Punto de aprovechamiento energético “La Parrilla” (Ramírez Ramírez & Cerquera Valderrama, 2020).

En la Figura 3 se aprecia un método de selección que se basa en el nomograma propuesto por la OLADE para PCH, donde $P =$ Turbina Pelton, $F =$ Turbina Francis, $M =$ Turbina Michell – Banki, $A =$ Turbina Axial. Allí se observa que la recomendación, dados los datos de diseño, incluye a la turbina Francis, la cual resulta más eficiente, pero más costosa, lo cual influyó en la decisión tomada previamente.

Posteriormente se establece la rapidez de giro del rotor de la turbina según el rango de aplicación de Michell-Banki definido por los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los cuales se obtienen con las Ec. (1).

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \text{ y } N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Dónde: Q es el caudal máximo de trabajo para la turbina en $[m^3/s]$; H es el salto hidráulico en $[m]$; N es la velocidad de rotación de la turbina en $[rpm]$; P es la potencia al freno de la turbina en $[c.v]$. En la Tabla 1 se puede observar el rango de aplicación de la Michell – Banki en comparación con los de otros tipos de turbinas. Este rango se ha definido con base a las limitaciones de su diseño mecánico en el límite superior y la eficiencia en su límite inferior (OLADE, 1988).

Entonces, reescribiendo las Ec. (1) se encuentran las Ec. (2) que permiten establecer la rapidez de giro del rotor de la turbina que resulta más apropiada y que pueda garantizarse mediante el diseño geométrico.

$$N = N_q \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} \text{ o } N = N_s \frac{H^{5/4}}{P^{1/2}} \quad (2)$$

Así, considerando la altura de diseño H_d , según el número específico N_q , la rapidez de giro podría variar entre 280 y 930 rpm, mientras que, según el número específico N_s , se debe establecer la potencia al freno de la turbina que se obtiene con la Ec. (3).

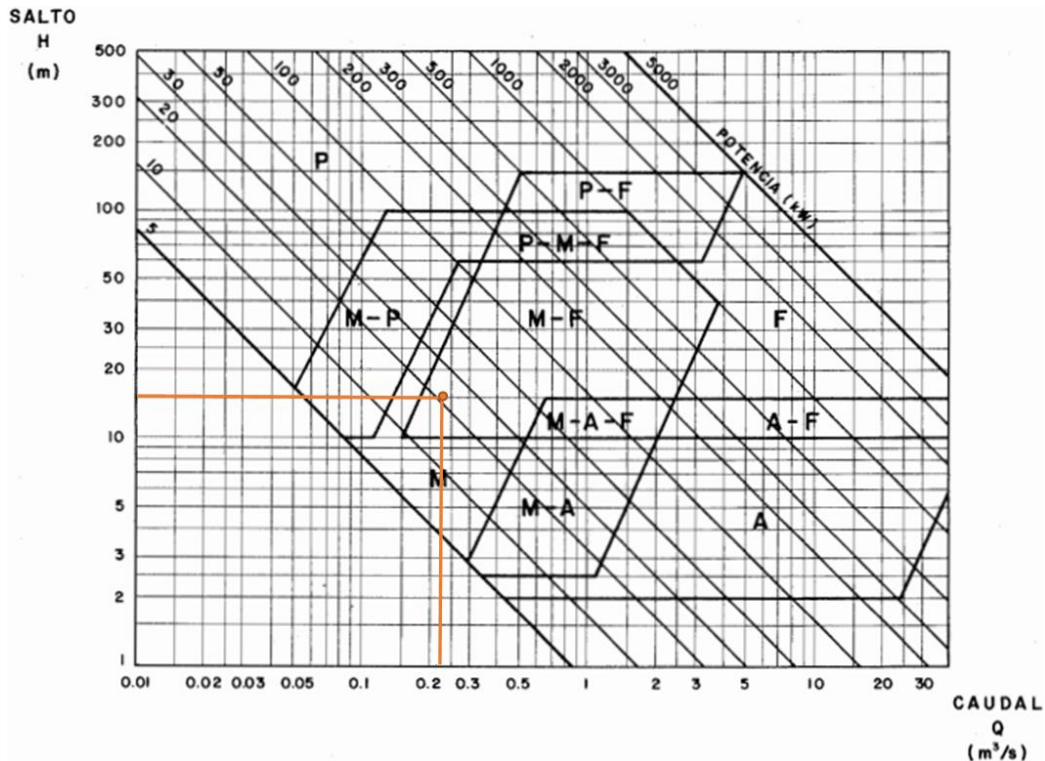


FIGURA 3. Selección del tipo de turbina (OLADE, 1988).

TABLA 1. Rango de aplicación de turbinas hidráulicas (OLADE, 1988).

TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4 – 13	14 – 42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5 – 22	17 – 73
Turbina Michell-Banki	18 – 60	60 – 200
Turbina Francis Lenta	18 – 38	69 – 125
Turbina Francis Normal	38 – 68	125 – 225
Turbina Francis Rápida	68 – 135	225 – 450
Turbinas axiales	105 – 300	350 – 1000

$$P_T = \frac{P_g}{n_g n_t} \quad (3)$$

Dónde: P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, que en este diseño se considera de 20kW (27.2c.v); n_g eficiencia del generador; n_t eficiencia de transmisión; que se asumen como 85 y 93%, respectivamente, en base a recomendaciones empíricas. Por lo anterior P_T se estima en 34.4c.v para poder satisfacer el requerimiento energético establecido, entonces la rapidez de giro podría variar entre 300 y 1000 rpm. Entonces se establece un rango de rapidez de giro bastante amplio para la turbina Michell – Banki dados el caudal escogido, la cabeza disponible y la potencia requerida, entre 80 y 930 rpm, pero teniendo en cuenta que el diámetro del rotor es inversamente proporcional a dicha rapidez y que la vida útil de los elementos de máquinas rotativos depende de la cantidad de ciclos de trabajo, se optó por diseñar

geométricamente el rotor para que, dadas las condiciones, girará con una rapidez media-baja, así para este proyecto se diseñó para una rapidez de giro de 400 rpm.

El caudal de diseño se verifica con la Ec. (4), a partir de la potencia al freno.

$$Q = \frac{P_T}{9.807 H n_h} \quad (4)$$

Dónde: Q es el caudal máximo de diseño, que fluirá por la turbina en [m³/s]; H es el salto hidráulico en [m]; se utiliza la eficiencia de la turbina n_h en condiciones de plena carga, que según la OLADE corresponde a un 78%, pero más adelante se desarrollará y empleará una expresión a partir de las velocidades del fluido con la cual se estimará dicha eficiencia. Así, considerando la altura total serían 0.225 m³/s, mientras que para la altura de diseño sería 0.3 m³/s, estimado las pérdidas en conducción de una forma empírica, pero se corrobora que el caudal de diseño establecido puede ser apropiado.

La Ec. (5) permite verificar la potencia eléctrica generada por la minicentral hidroeléctrica.

$$P_e = \frac{n_g n_t n_h Q H \rho}{102} \quad (5)$$

Dónde: Pe es la potencia eléctrica [kW]; ρ densidad del fluido en [kg/m³]. Aplicando este modelo se prevé inicialmente una generación de 21.7kW que cumpliría con la expectativa, a partir de acá se procedió al diseño hidráulico y geométrico que logrará garantizar estas condiciones y su posterior comprobación.

2. Cálculo de la turbina

El diseño de la turbina Michell-Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete, dándole un primer impulso, para que, luego de atravesar el interior, dé un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga (OLADE, 1988).

Los perfiles de los álabes se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete, al determinar la velocidad de salida del agua del inyector mediante la Ecuación de Bernoulli (Ec. (6)) aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector, se pueden establecer estos diagramas de velocidad.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (6)$$

Dónde: Co y Ci, representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector; Po y Pi, representan las presiones que, en este caso se pueden considerar iguales a la atmósfera; Zo y Zi, representan los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto; γ y g, representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente; ΔH_t , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión; ΔH_i , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector. Teniendo en cuenta estas consideraciones se determina que la velocidad de salida del agua del inyector se puede calcular con la Ec. (7).

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H_d}} \sqrt{2gH_d} = k_c \sqrt{2gH_d} = C_1 \quad (7)$$

Dónde: Ci, Velocidad absoluta expresada en [m/s], Hd es el salto efectivo o neto de la central [m], obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión en la tubería. Asimismo, se define k_c , como el coeficiente de velocidad del inyector. En forma práctica k_c posee

valores comprendidos entre 0.97 y 0.98 (OLADE, 1988), pero según (Vásquez De León, 2007), investigaciones realizadas sobre esta máquina arrojan un valor típico de 0.967, este fue el empleado en el actual proyecto.

Considerando que C_i es igual a la velocidad de ingreso del agua al rodete (C_1 : velocidad absoluta a la entrada del rodete) como se manifestó en la Ec. (7), y que este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_1 , que sería el ángulo entre la velocidad absoluta y su componente tangencial ocasionada por el giro del rotor (U_1), como se aprecia en la Figura 4, que según la OLADE posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16° , según Vásquez entre 14 y 17° , siendo óptimo 16.102° , valor empleado en el actual diseño, y para el cual β_1 , evaluado mediante la Ec. (8), asume un valor de 29.9998° , siendo este el ángulo que se forma entre U_1 y la otra componente de la velocidad absoluta, llamada velocidad relativa (W_1). El secreto del diseño del rotor está en garantizar la orientación del álabe tal que los ángulos β , que caracterizan a la velocidad relativa de cada partícula de fluido respecto al mismo álabe, se cumplan y $\beta_1 = \beta_4$. Como puede apreciarse en la Figura 4, β_2 debe ser de 90° , de tal forma que las partículas de fluido salgan disparadas hacia el centro del rotor con una velocidad relativa W_2 que sumada a la componente tangencial U_2 , en esta oportunidad ortogonales, hacen que la velocidad absoluta C_2 se oriente como allí se muestra. Igualmente se cumplirá que $\beta_2 = \beta_3$ a la entrada de la segunda etapa. Nótese como se invierten estos ángulos de velocidad relativa en la segunda etapa de aprovechamiento energético, ahora β_3 es ángulo relativo de entrada, obviamente sigue siendo 90° , mientras β_4 , ángulo relativo de salida, sigue siendo aproximadamente 30° . Dadas estas condiciones constructivas se garantiza que los ángulos $\alpha_2 = \alpha_3$, que se calculan mediante la Ec. (9), tengan el valor de 60.2487° , siendo está la orientación entre la velocidad absoluta de cada partícula y la componente tangencial a la salida de la etapa 1 y entrada de la etapa 2, respectivamente.

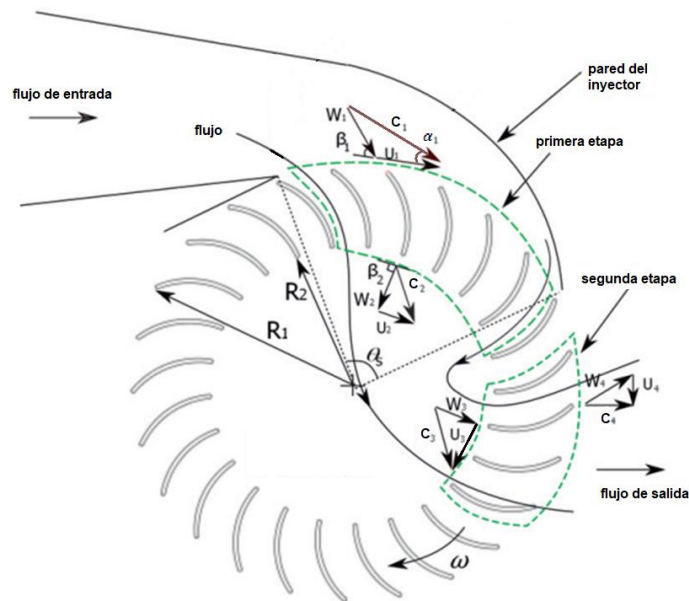


FIGURA 4. Triángulos de velocidades en la entrada y salida de cada etapa. Adaptado de (R. C. Adhikari & Wood, 2018).

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\text{sen} \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1}} \right) \quad (8)$$

$$\alpha_2 = \text{tan}^{-1} \left(\frac{W_2}{U_2} \right) = \alpha_3 \quad (9)$$

Se emplearon los triángulos unificados de velocidad de Vásquez, tal como se ilustran en la Figura 4, para analizar las relaciones entre las velocidades en cada punto de interés del flujo a través del rodete. A partir de acá, clarificados los ángulos de orientación de los álabes, se procede a la evaluación de las potencias generadas para verificar el cumplimiento de las expectativas. Empleado la Ec. (10) se puede estimar la potencia que recibirá el rotor del flujo en la primera etapa, que no es más que un balance de conversión de energía cinética asociado al cambio de velocidad de las partículas de fluido al atravesar dicha etapa. La Ec. (11) es equivalente a la Ec. (10), pero aplicada a la segunda etapa de intercambio energético.

$$Pot_I = \frac{\rho Q (U_1 (C_1 \cos \alpha_1) - U_2 (C_2 \cos \alpha_2))}{1000} [kW] \quad (10)$$

$$Pot_{II} = \frac{\rho Q (U_3 (C_3 \cos \alpha_3) - U_4 (C_4 \cos \alpha_4))}{1000} [kW] \quad (11)$$

Siguiendo la misma línea de análisis, se emplea la Ec. (12) para establecer la eficiencia de la turbina, y posteriormente se podrá predecir la potencia eléctrica que generará la planta teniendo en cuenta todas las eficiencias de los sistemas involucrados (turbina, transmisión y generador).

$$n_h = \frac{(U_1 (C_1 \cos \alpha_1) - U_4 (C_4 \cos \alpha_4))}{gH} \quad (12)$$

Recordando que se estableció la rapidez de giro en 400rpm de acuerdo con los número específicos, y que ya se conoce la velocidad tangencial en la entrada U_1 y de salida U_4 , se procede a calcular el diámetro externo del rotor que cumplirá con ambas condiciones, para lo cual se emplea la Ec. (13).

$$D_{ext} = \frac{2U_1}{\omega} \quad (13)$$

Dónde: ω es la velocidad angular del rotor [rad/s]. Según (Marchegiani et al., 2002) la relación de diámetros interno y externo del rotor suele estar entre 0.54 y 0.83, pero las mayores eficiencias se asocian al valor más usual de 0.66, siendo este el escogido para el actual diseño. Con el diámetro interior (D_{int}) se calcula la velocidad tangencial a la salida de la etapa 1 (U_2) y a la entrada de la etapa 2 (U_3) usando una expresión equivalente a la Ec. (13). Téngase en cuenta que la velocidad relativa W no cambia, es decir $W_1 = W_2 = W_3 = W_4$.

La selección del número de álabes (Z) se realizó con base en la recomendación de (Marchegiani et al., 2002), quien considera que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30, para el presente diseño se selección un total de 30 álabes. Esta decisión debe tener en cuenta el diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, cabeza y caudal, considerando que un número reducido de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración del fluido con el aumento de las pérdidas (Marchegiani et al., 2002).

El siguiente paso fue determinar el ancho de la turbina de acuerdo con el diámetro establecido y los parámetros de funcionamiento H y Q . El área de admisión (A_a) está dada por la Ec. (14)

$$A_a = \frac{Q}{C_{m1}} = BP_Z Z_A \quad (14)$$

Dónde: C_{m1} es la componente meridiana de la velocidad absoluta, es una componente en sentido radial, que se calcula con la Ec. (15) y representa la velocidad con la que las partículas de fluido entran de frente

al rotor; B es el ancho del rotor [m], P_z es el paso entre álabes y Z_A es el número de álabes en la admisión. El paso entre álabes se determina mediante la Ec. (16) y la relación del número de álabes (X_z) a través de la Ec. (17).

$$C_{m1} = C_1 \text{sen} \alpha_1 \quad (15)$$

$$P_z = \frac{\pi D_{ext}}{Z} \quad (16)$$

$$X_z = \frac{Z_A}{Z} \quad (17)$$

X_z tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina, varía entre 0,05 y 0,35, (Arellano, 2015). Para este proyecto se propone un amplio ángulo de admisión de 120° , para el cual habrá 10 álabes de admisión, $X_z = 0.33$.

El ancho radial del álabe es la mitad de la diferencia entre diámetros, y es una dimensión muy importante ya que si el álabe es corto radialmente no se aprovecha la vena fluida en forma adecuada, y si el álabe es largo en forma radial ocasionará mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante (Marchegiani et al., 2002).

Por último, el inyector de la turbina, junto con el rotor, determinan la eficiencia; es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor, con buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, así como un bajo nivel de pérdidas de carga, para lograr la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética (Marchegiani et al., 2002). Existen varias geometrías de inyectores, en el presente diseño se tuvieron en cuenta los parámetros según (Romero et al., 2020), en la Figura 5 se aprecian las recomendaciones seguidas.

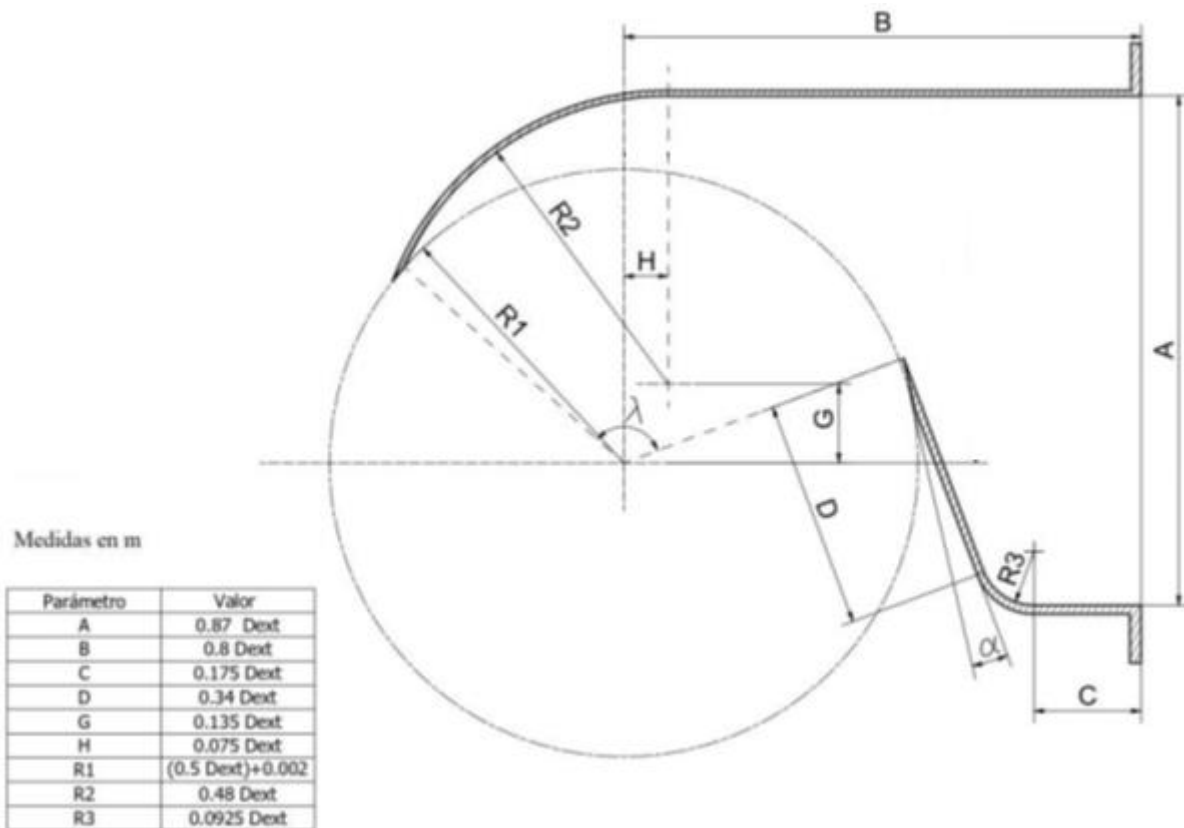


FIGURA 5. Dimensionamiento inyector Michell-Banki. Adaptado de (Romero et al., 2020).

Sobre el ancho del inyector la OLADE recomienda usar la Ec. (18), el resultado de su uso se contrasta con el cálculo del ancho del rotor establecido a partir de la Ec. (14). En esencia ambas expresiones son iguales, la única diferencia es que esta expresión considera el espesor de los álabes (e [m]).

$$B = \frac{Q}{(\pi D_{ext} - eZ)X_Z C_{m1}} \quad (18)$$

3. Cálculo del sistema de transmisión

Para el sistema de transmisión de potencia se combinó la metodología propuesta por (Mott et al., 2018) y la sugerida por el fabricante (Intermec, 2015), según la cual debe, inicialmente, reunirse la información de entrada del sistema a diseñar, como es: Tipo de unidad motriz, en este caso la turbina hidráulica, potencia a transmitir 20kW (27.2c.v), rapidez de giro del eje conductor que se estableció anteriormente en 400 rpm, rapidez de giro en la máquina a accionar, en este caso un generador eléctrico sincrónico a 1800 rpm.

El factor de servicio es un factor de diseño, que toma en cuenta las condiciones ambientales y de trabajo. En condiciones higiénicas, y completamente resguardadas de los factores climáticos y con un mantenimiento adecuado, el valor de este factor se acercará a 1. Entre tanto, para condiciones de trabajo a la intemperie, ambientes abrasivos, arranques del equipo a plena carga y un mantenimiento deficiente, el valor será cercano a 2. La mayoría de los fabricantes de componentes para transmisiones mecánicas, generalmente suministran tablas, de manera que puedan facilitar al diseñador la selección adecuada del factor de servicio. Tal como se observa en la Tabla 2.

TABLA 2. Selección factor de servicio (Intermec, 2015).

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserriños y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

La potencia de diseño es la potencia que se utiliza para los cálculos necesarios en el diseño del sistema de transmisión. Está dada por la Ec. (19).

$$P_d = F_s P_g \quad (19)$$

No todas las bandas poseen las mismas dimensiones en la sección transversal. Estas se encuentran clasificadas de acuerdo con la velocidad de giro y la cantidad de potencia a transmitir, es así como las bandas de perfiles más pequeños están diseñadas para transmitir menores potencias, entre tanto los perfiles más grandes, se utilizan para transmitir mayores potencias. Las dimensiones características de los perfiles se pueden observar en la Figura 6.

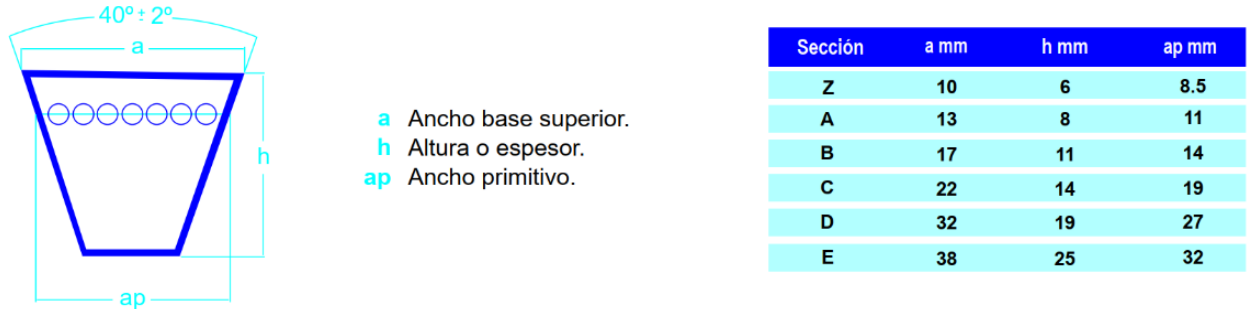


FIGURA 6. Dimensiones perfiles de bandas. Adaptado de (Mott et al., 2018).

Para la selección del perfil de la banda, generalmente se recurre a gráficos, como el de la Figura 7, en los cuales se ingresa por el eje de las abscisas, con la potencia de diseño (en caballos de fuerza HP), y luego se traza una línea vertical hasta cortar la línea horizontal de velocidad de giro del eje más rápido. En el caso particular del diseño de la transmisión para la turbina Michell-Banki, se utilizará un generador de 1800 RPM nominales (1750 RPM reales) lo cual, en combinación con la potencia de diseño determinada en el punto anterior, permite determinar gráficamente que la sección apropiada para el sistema diseñado es el tipo B o BX.

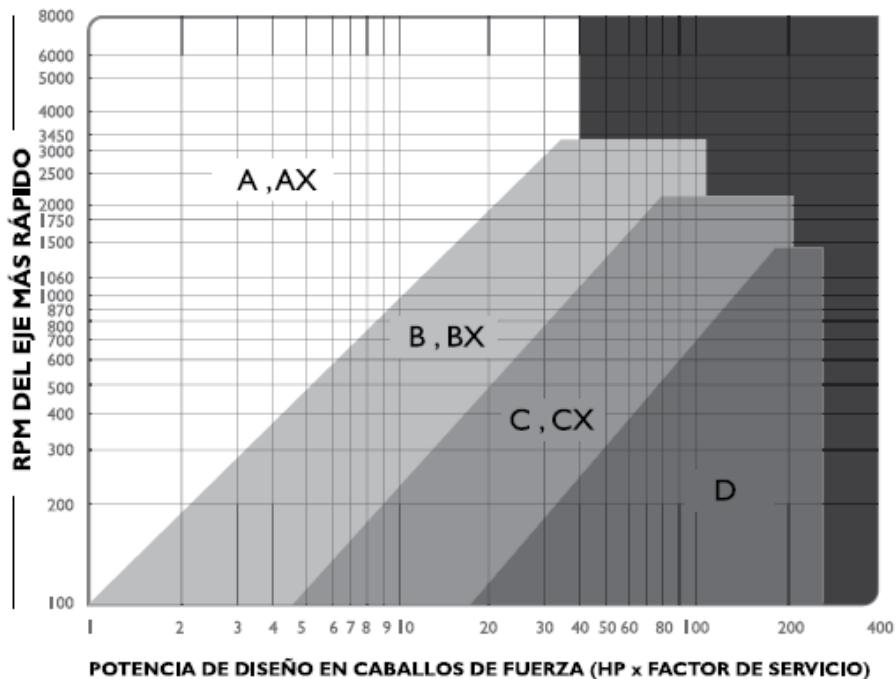


FIGURA 7. Gráfico para selección de banda clásica (Intermec, 2015).

La relación de transmisión se obtiene al dividir la velocidad de giro mayor (generalmente el motor), entre la menor (generalmente la máquina conducida). Particularmente para el diseño actual, la velocidad de giro mayor se encontrará en el eje del generador (1800 RPM), entre tanto la velocidad de giro menor, en el eje de salida de la turbina (400 RPM).

Luego de definir la sección de banda requerida por el sistema, debe determinarse el tamaño de las poleas sobre las cuales se instalará la banda para realizar la transmisión del movimiento. Generalmente se parte por la selección de la polea menor, la cual por convención se ubica en la fuente motriz, pero en este caso la polea menor se ubica en el eje del generador que es la máquina impulsada. En la actualidad la mayoría de los fabricantes desarrollan medidas de poleas estandarizadas y tablas para la selección de estas. El procedimiento de selección se basa en elegir el diámetro de la polea más pequeña (d) y con mayor capacidad de transmisión de potencia por canal. Esta polea se seleccionó luego de verificar que es mayor a los diámetros recomendados por los fabricantes de equipos eléctricos (NEMA) y por los fabricantes de bandas, los cuales se aprecian en las Tablas 3 y 4, respectivamente.

TABLA 3. Diámetro de polea menor mínimo establecido por fabricantes de equipos eléctricos.

Motor Horse-power	Motor RPM (60 cycle and 50 cycle Electric Motors)						Motor Horse-power
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
1/2	2.5	2.5	2.2	—	—	—	1/2
3/4	3.0	2.5	2.4	2.2	—	—	3/4
1	3.0	3.0	2.4	2.4	2.2	—	1
1 1/2	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4	2.2	1 1/2
2	3.8	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4	2
3	4.5	3.8	3.0	3.0	2.4	2.4	3
5	4.5	4.5	3.8	3.0	3.0	2.6	5
7 1/2	5.2	4.5	4.4	3.8	3.0	3.0	7 1/2
10	6.0	5.2	4.6	4.4	3.8	3.0	10
15	6.8	6.0	5.4	4.6	4.4	3.8	15
20	8.2	6.8	6.0	5.4	4.6	4.4	20
25	9.0	8.2	6.8	6.0	5.0	4.4	25
30	10.0	9.0	6.8	6.8	5.4	—	30
40	10.0	10.0	8.2	6.8	6.0	—	40
50	11.0	10.0	9.0	8.2	6.8	—	50
60	12.0	11.0	10.0	9.0	7.4	—	60
75	14.0	13.0	10.5	10.0	9.0	—	75
100	18.0	15.0	12.5	11.0	10.0	—	100
125	20.0	18.0	15.0	12.5	11.5†	—	125
150	22.0	20.0	18.0	13.0	—	—	150
200	22.0	22.0	22.0	—	—	—	200
250	22.0	22.0	—	—	—	—	250
300	27.0	27.0	—	—	—	—	300

Luego de determinar el diámetro de la polea menor (d), se procede a determinar el diámetro de la polea mayor (D), sabiendo que la relación de transmisión que se definió como una relación de velocidades también es una relación de tamaños. Entonces el diámetro de la polea mayor (D) y el diámetro de la polea menor (d) tendrán la misma relación.

La distancia ente centros de los ejes es un factor importante, pues afecta la capacidad de transmisión de las bandas, sobre todo cuando la diferencia de tamaño entre los diámetros de las poleas es significativa. Esto es debido principalmente a que entre más cerca se encuentren las poleas una de la otra, más abierto es el ángulo de contacto entre las poleas y la banda (Intermec, 2015). La distancia entre centros depende de la longitud de banda comercial que se seleccione,

así que inicialmente debe estimarse dentro de un rango recomendado, Intermecc recomienda que esté entre 0.7 y 2.0 veces la suma de los diámetros de las poleas (D+d). En el presente diseño se utilizó la recomendación de distancia entre centros mínima, teniendo en cuenta que el objetivo es el desarrollo del conjunto que ocupe la menor cantidad de espacio posible. Con base en este valor y los valores de los diámetros de las poleas previamente determinados, se determina el arco de contacto y el factor de corrección de potencia por canal, de acuerdo con la Tabla 5.

TABLA 4. Dimensiones de diámetro mínimo de polea menor establecido por fabricantes de poleas.

Standard Groove Dimensions (in)												Design Factors	
Cross Section	Datum Diameter Range	α Groove Angle $\pm 0.33^\circ$	b_d Ref.	b_g	h_g Min.	$2h_d$ Ref.	R_B Min.	d_B ± 0.0005	S_g ± 0.025	S_e	Minimum Recommended Datum Diameter	$2a_p$	
A, AX	Up through 5.4 Over 5.4	34 38	0.418	0.494 ± 0.005 0.504	0.460	0.250	0.148 0.149	0.4375 ($\frac{7}{16}$)	0.625	0.375	+0.090 -0.062	A 3.0 AX 2.2	0
B, BX	Up through 7.0 Over 7.0	34 38	0.530	0.637 ± 0.006 0.650	0.550	0.350	0.189 0.190	0.5625 ($\frac{9}{16}$)	0.750	0.500	+0.120 -0.065	B 5.4 BX 4.0	0
A-B Combination	A, AX Belt Up through 7.4 (1) Over 7.4	34	(2) 0.508	0.612 ± 0.006	0.612	0.634 (3)	0.230	0.5625 ($\frac{9}{16}$)	0.750	0.500	+0.120	A 3.6(1)	0.39
		38		0.625		0.602	0.226				-0.065	AX 2.8	0.35
	B, BX Belt Up through 7.4 (1) Over 7.4	34		0.612 ± 0.006		0.268 (3)	0.230				-0.065	B 5.7(1)	-0.08
		38		0.625		0.276	0.226						
C, CX	Up through 7.99 Over 7.99 to and including 12.0 Over 12.0	34	0.757	0.879 ± 0.007	0.750	0.400	0.274 0.276	0.7812 ($\frac{25}{32}$)	1.000	0.688	+0.160	C 9.0	0
		38		0.895		0.277	-0.070				CX 6.8		
D	Up through 12.99 Over 12.99 to and including 17.0 Over 17.0	34	1.076	1.259 ± 0.008	1.020	0.600	0.410 0.410	1.1250 ($\frac{1}{8}$)	1.438	0.875	+0.220	13.0	0
		36		1.271		0.411	-0.080						
		38		1.283		0.411	-0.080						

TABLA 5. Arco de contacto y Factores de corrección de potencia por canal en polea (Intermecc, 2015).

$\frac{(D-d)}{c}$	Arco de contacto [Grados]	Factor de corrección
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	1.82
1.10	113	1.80
1.20	106	1.77
1.30	99	1.73
1.40	91	1.70
1.50	83	1.65

Retomando el tema de la longitud de banda estimada (L_e), que está dada por la Ec. (20) (Mott et al., 2018), recordamos que interacciona con la distancia entre centros (C) que solamente se ha estimado y deberá corregirse posteriormente.

$$L_e = 2C + 0.5\pi(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (20)$$

Con la longitud de la banda estimada se entra a un catálogo de medidas estandarizadas para bandas, encontrando la longitud comercial (L_c). Y para la corrección de distancia entre centros, posterior a la selección de la longitud estandarizada de la banda, se emplearon las Ec. (21) y (22) (Mott et al., 2018).

$$C_c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D-d)^2}}{16} \quad (21)$$

$$B = 4L_c - 6.28(D + d) \quad (22)$$

Donde C_c corresponde a la distancia entre centros corregida que deberá garantizarse en montaje.

La cantidad de bandas a utilizar dependerá de la potencia efectiva transmitida por unidad de banda. Esta potencia efectiva, como anteriormente se dijo está afectada por el factor de corrección correspondiente al sistema diseñado, en función de los tamaños de las poleas y la distancia entre centro de estas. La cantidad de bandas del sistema está definida por el cociente entre la P_d y esta potencia efectiva descrita, que como se mencionó afecta a la potencia transmitida por cada banda, las cuales se determinaron anteriormente.

Adicionalmente, la verificación del ángulo de contacto y de la velocidad lineal de banda son importantes para garantizar el correcto funcionamiento, y la determinación del diámetro (d_m [mm]) de los ejes es importante pues permite establecer las dimensiones mínimas requeridas para los elementos que soportarán las poleas, a fin de prevenir fallos en estos elementos. Una aproximación para determinar el diámetro de los ejes está dada por la Ec. (23).

$$d_m = 120 \sqrt[4]{\frac{P[HP]}{RPM}} \quad (23)$$

Para el cálculo de la sección transversal de las poleas es importante tener en cuenta que: los brazos de las poleas tendrán secciones transversales elípticas, sección comúnmente usada para poleas de hierro fundido; el brazo mayor de la sección elíptica debe ubicarse en el plano de rotación de la turbina; y finalmente, se define que la longitud del brazo más largo de la elipse (b) será equivalente a dos veces la longitud del brazo corto (a), como se especifica en la Figura 8.

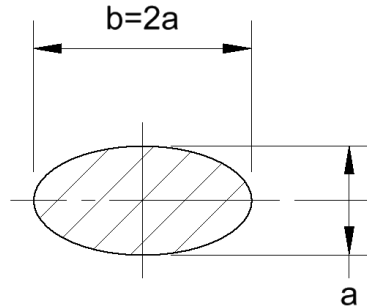


FIGURA 8. Relación entre los ejes de la sección transversal elíptica en los brazos.

Al considerar la relación entre los ejes de la elipse, se hace necesario calcular solamente la longitud (a [mm]) de uno de ellos; para lo cual se tiene la Ec. (24) que permite calcular el valor.

$$a = 1.72 \sqrt[3]{\frac{T}{N\sigma_b}} \quad (24)$$

Donde N es el número de brazos que tendrá la polea; σ_b es el esfuerzo permisible y se calcula con el esfuerzo último de tensión (431 Mpa para la fundición gris ASTM 60), al aplicarle un factor de seguridad de 5.0 se llega a un esfuerzo permisible de 86.2 Mpa; y T es el torque transmitido por la polea y se encuentra con la Ec. (25).

$$T = \frac{60 \times 10^6 (P_g)}{2\pi n} \quad (25)$$

Expresión en la que se usará el dato de la potencia requerida por el generador. El factor n representa las RPM de operación.

Las chavetas son elementos que se utilizan para impedir el movimiento relativo entre el eje y el elemento conectado al mismo cuando se transmite un par. La chaveta que se utilizará para transmitir la potencia entre ejes, serán chavetas paralelas de extremos redondos DIN 6885A. La longitud de la chaveta (l [m]), se determina con base en la potencia transmitida por el eje (P_e [kW]) y su velocidad de rotación (ω [rad/s]); los cuales se relacionan con el torque (T [Nm]) transmitido de acuerdo con la Ec. (26).

$$T = \frac{P_e}{\omega} \quad (26)$$

La fuerza (F [N]) que soporta la chaveta estará dada por la Ec. (27).

$$F = \frac{2T}{d_m} \quad (27)$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante (τ) sobre la chaveta corresponde a la Ec. (28).

$$\tau = \frac{F}{bl} \quad (28)$$

Donde b , es el ancho de la chaveta. Así mismo, el esfuerzo normal (σ) sobre la chaveta se calculará mediante la Ec. (29).

$$\sigma = \frac{2F}{hl} \quad (29)$$

Donde h , es el espesor de la chaveta. Las dimensiones b y h de la chaveta están predeterminadas en función el diámetro del eje. De acuerdo con la norma DIN 6885A, para chavetas con extremos redondos en acero AISI-SAE 1020 Hot-rolled con un $S_y = 205$ MPa y $S_{ys} = 118.29$ Mpa, con los cuales se determinó la longitud (l_{\min}) mínima de la chaveta.

Con los datos obtenidos hasta el momento se puede iniciar con el diseño del eje de la turbina. La transmisión de la potencia generada por la turbina al generador se hará por medio del eje mostrado en la Figura 9. Donde las fuerzas A_x , A_z , B_x , y B_z ; corresponden a las reacciones que los rodamientos ejercen sobre la turbina. W_{rod} , corresponde al peso total del rodete (álabes y tapas). F_w , es el resultado de la fuerza que ejerce el fluido sobre el rodete y transmitido al eje. F_{Banda} , es la fuerza que ejerce la banda, dado que la transmisión de potencia por bandas requiere de una tensión sobre el elemento flexible. T_1 , T_2 y T_3 , corresponden a los torques sobre el eje producto de la fuerza del agua (T_1 , T_2) y al torque de salida hacia el generador (T_3). Finalmente, $W_{P,G}$; es el peso de la polea utilizada para transmitir la potencia al generador.

Para la fabricación del eje se ha seleccionado como material el acero estructural ASTM A-36 por economía. Esta clasificación corresponde a un acero estructural con buenas propiedades para la soldabilidad y maquinabilidad. Límite de Fluencia (S_y) de 290 Mpa, Esfuerzo Cortante de fluencia (S_{sy}) de 300 MPa, Módulo de elasticidad de 190 Gpa y Resistencia última a la tracción de 480 MPa. Para el análisis de flexión del eje, se utilizaron las Ec. (30), (31) y (32) (Mott et al., 2018).

$$\sigma_x = \frac{M_z c}{I} + \frac{P}{A} \quad (30)$$

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{32F_s}{\pi\sigma_f} \sqrt{M_z^2 + T^2}} \quad (31)$$

$$M_z = \sqrt{M_z^2 + M_x^2} \quad (32)$$

En las cuales M_z es el momento flector sobre el eje a analizar, para el caso ilustrativo el eje z , T el momento torsor y P la fuerza axial. Adicionalmente c , corresponde al radio mínimo del eje, y A , es el área de la sección transversal en la zona de diámetro mínimo. Dado que previamente se definieron la geometría y dimensiones del eje, con las ecuaciones se procederá a verificar si el elemento soportará las cargas a las cuales se encuentra sometido.

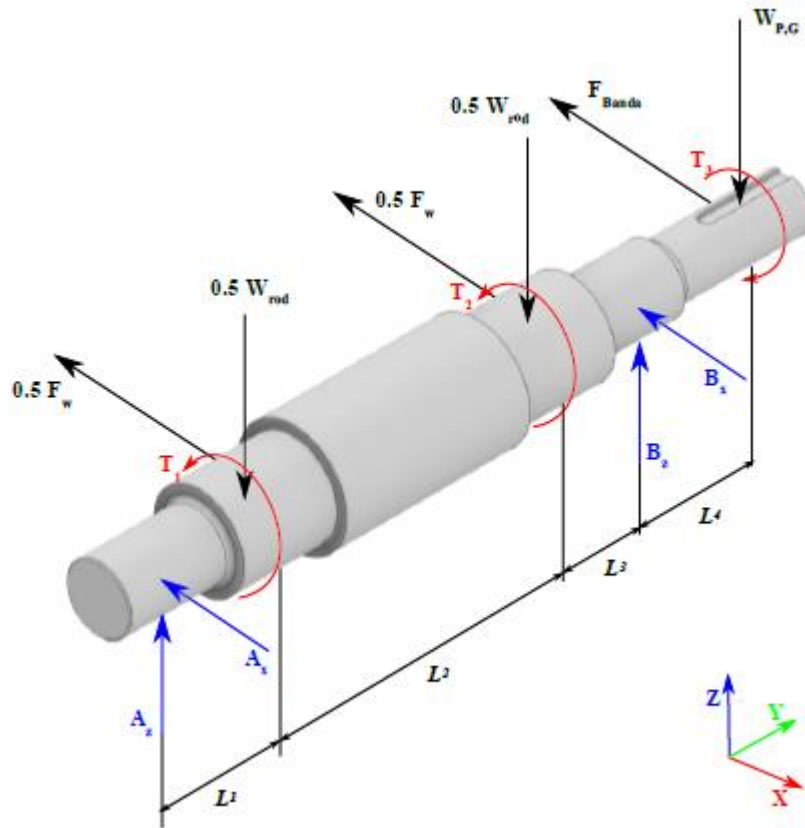


FIGURA 9. Diagrama de fuerzas eje principal turbina.

Acto seguido, proceder con la verificación de la resistencia del eje a la fatiga. El límite de resistencia a la fatiga (S_e) de un componente se obtiene al aplicar el límite de resistencia obtenido, al mismo material (S_e'), el cual es modificado por un grupo de factores. El límite de resistencia a la fatiga permite posteriormente calcular el factor de seguridad a la fatiga del elemento diseñado, de acuerdo con un criterio de falla seleccionado. En este caso se utilizó el criterio de máximo esfuerzo de corte de Soderberg, debido a que es el criterio más conservador. Esta validación se realiza por medio de las Ec. (33) y (34).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (33)$$

$$F_{sf} = \frac{d_m^3 \pi}{32 \sqrt{\left(\frac{M_z}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_f}\right)^2}} \quad (34)$$

Donde los factores en su orden corresponden k_a , es el factor de acabado superficial; k_b , es el factor de tamaño; k_c , es el factor de carga; k_d , es el factor de temperatura; k_e , el factor de confiabilidad y k_f el factor de efectos diversos.

Adicionalmente es importante conocer la velocidad crítica real del elemento, para posteriormente analizar si las frecuencias naturales coinciden con el funcionamiento del eje; lo cual, en determinado caso de presentarse, podría causar el daño total de la turbina. Mediante las Ec. (35) y (36) se podrá determinar a la velocidad crítica del eje.

$$w_{cr} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (35)$$

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} w_{cr} \quad (36)$$

Donde w_{cr} , es la velocidad crítica de flexión [rad/s]; g , es la constante gravitacional, f es la flexión máxima entre rodamientos, y N_{cr} , es la velocidad crítica de flexión [RPM]. Generalmente los ejes se diseñan como elementos rígidos, por lo que se deberá comprobar que $N < N_{cr}$; de este modo se garantiza una operación libre de vibraciones.

Para finalizar, cuando de maquinaria rotativa se trata, la selección de rodamientos constituye un componente transcendental del diseño; pues es en estos elementos donde el eje descansa mientras realiza la labor para la cual ha sido diseñado. Para la selección de los rodamientos es necesario tener en cuenta factores estáticos y dinámicos, que estiman parámetros como horas de trabajo del sistema, número de revoluciones, número de ciclos por día, etc. Para la comprobación de su duración y funcionamiento ante las cargas solicitadas se utilizará el método de cálculo sugerido por la norma DIN ISO 281. De acuerdo con la condición de carga estática, se debe calcular el factor de esfuerzos estáticos (f_s), con el fin de garantizar la selección de un rodamiento adecuado que cumpla con las solicitaciones del estado de carga. Este factor de esfuerzos se toma como valor de seguridad para prevenir las deformaciones elevadas en los puntos donde los elementos rodantes hacen contacto con las pistas. Si lo deseado es que los rodamientos giren con facilidad y suavidad deberá elegirse un f_s mayor. En general los valores típicamente usados son entre 1.5 y 2 para cargas de choque con rigurosas exigencias de funcionamiento silencioso, 1 para condiciones de trabajo medias y niveles de vibración normal, o 0.5 para aplicaciones donde se presente con seguridad un funcionamiento suave, sin vibraciones. Posterior a la elección del factor de esfuerzos estáticos, se procede con el cálculo de la carga estática equivalente P_0 , la cual se define como la carga tal que si se aplicase produciría una deformación igual a la producida por las cargas reales. Bajo una condición de operación de carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s para verificar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga. Este factor está dado por la Ec. (37), mientras la carga estática equivalente viene dada por la Ec. (38).

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad (37)$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (38)$$

De acuerdo con la documentación técnica elaborada por el fabricante de rodamientos SKF: F_r , es la carga radial real; F_a , es la carga axial real sobre el rodamiento; X_0 , es el factor de carga Radial; y Y_0 , es el factor de carga Axial. Los datos de los factores de carga, tanto axial como radial, suelen encontrarse en los catálogos de selección de rodamientos de los diferentes fabricantes. Estos factores varían de acuerdo con el tipo de rodamiento, por lo tanto, deben ser buscados en la sección correspondiente al tipo de rodamiento elegido. Los valores correspondientes a las cargas radial y axial se determinan a partir del diagrama de cuerpo libre del eje.

Para determinar las cargas dinámicas que se producen en un rodamiento producto de las condiciones de funcionamiento de la máquina y como consecuencia de las cargas de choque, se requiere determinar la carga equivalente. En los casos en que la magnitud y dirección de la carga resultante son constantes, la carga dinámica se puede obtener de la Ec. (39).

$$P = X F_r + Y F_a \quad (39)$$

Donde P , es la carga dinámica equivalente; X , es el factor de carga radial; y finalmente, Y , es el factor de carga axial. Análogamente, los valores de los factores de carga se encuentran en las tablas de los catálogos correspondientes al tipo específico de rodamientos seleccionados. En el caso de los rodamientos solicitados dinámicamente, se calcula la capacidad de carga C_1 de acuerdo con la Ec. (40).

$$C_1 = P \frac{f_n}{f_l} \quad (40)$$

En donde f_n y f_l , corresponden al factor de velocidad y esfuerzos dinámicos del rodamiento, respectivamente. Estos factores, a su vez estarán definidos por las Ec. (41) y (42).

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{331/3}{n}} \quad (41)$$

$$f_s = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}} \quad (42)$$

En los cuales n es la velocidad de giro del eje [RPM] (en este caso se utilizará la velocidad crítica, equivalente a 1.8 veces la velocidad nominal de operación de la turbina); y L_{10h} es la vida nominal en horas del rodamiento bajo las condiciones de funcionamiento normal. Por otra parte, el índice de las raíces es $p = 3$ para rodamientos de bolas; $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos. El valor de L_{10h} se puede definir de acuerdo con el funcionamiento de la máquina. El rodamiento se encuentra correctamente seleccionado toda vez que se cumpla para el rodamiento que $C_1 < C_{cat}$ que corresponde a la capacidad del rodamiento en catálogo.

4. Diseño y cálculo de la estructura de la turbina

Para la instalación de la turbina se requirió el diseño de una estructura tipo caseta aérea, diseñada para resistir las cargas del peso de la turbina y del flujo de agua que la atravesará. La Figura 10 presenta una ilustración esquemática de lo que sería la Caseta Elevada, allí se representa el canal existente del distrito de riego.

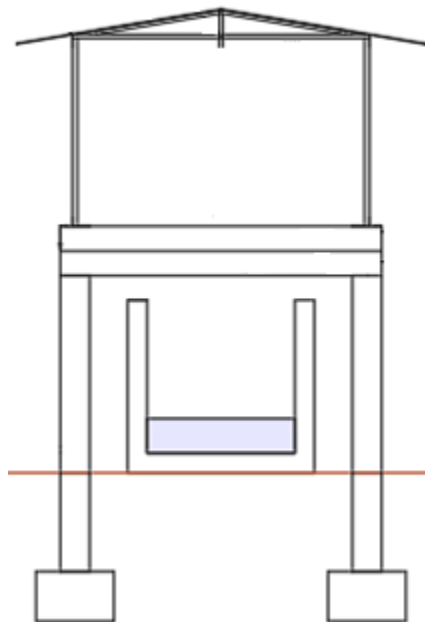


FIGURA 10. Vista perfil de la caseta.

Se planea una Estructura Elevada con separación entre cerchas de 3 m, longitud de cordón inferior 2.95 m, longitud de cordón superior 3.1 m, número de cerchas 1 unidad, área de influencia cercha de 9.3 m².

Sobre las Combinaciones Básicas, el diseño de las estructuras, sus componentes y cimentaciones debe hacerse de tal forma que sus resistencias de diseño iguallen o excedan los efectos producidos por las cargas mayoradas en las siguientes combinaciones de la B 2.2.4.2 (Comisión Asesora Permanente para el Régimen de Construcciones Sismo Resistentes, 2010):

1.4 (D+F) (B.2.4-1),

1.2 (D+F+T) + 1.6 (L+H) + 0.5 (LT o G o Le) (B.2.4-2),

$1.2 D + 1.6 (L_r \text{ o } G \text{ o } L_e) + (L \text{ o } 0.8 W) \text{ (B.2.4-3)},$
 $1.2 D + 1.6W + 1.0 L + 0.5 (L_r \text{ o } G \text{ o } L_e) \text{ (B.2.4-4)},$
 $1.2 D + 1.0 E + 1.0 L \text{ (B.2.4-5)},$
 $0.9 D + 1.6 W + 1.6 H \text{ (B.2.4-6)},$
 $0.9 D + 1.0 E + 1.6 H \text{ (B.2.4-7)}$

Dónde: D = carga Muerta consistente en: (a) peso propio del elemento. (b) peso de todos los materiales de construcción incorporados a la edificación y que son permanentemente soportados por el elemento, incluyendo muros y particiones divisorias de espacios. (c) peso del equipo permanente. G = carga debida al granizo, sin tener en cuenta la contribución del empozamiento. L = cargas vivas debidas al uso y ocupación de la edificación, incluyendo cargas debidas a objetos móviles, particiones que se pueden cambiar de sitio. L incluye cualquier reducción que se permita. Si se toma en cuenta la resistencia a cargas de impacto este efecto debe tenerse en cuenta en la carga viva L. Le = carga de empozamiento de agua. Lr = carga viva sobre la cubierta. L0 = carga viva sin reducir, en kN/m². H = cargas debidas al empuje lateral del suelo, de agua freática o de materiales almacenados con restricción horizontal. R0 = coeficiente de capacidad de disipación de energía básico definido para cada sistema estructural y cada grado de capacidad de disipación de energía del material estructural. R = coeficiente de capacidad de disipación de energía para ser empleado en el diseño, corresponde al coeficiente de disipación de energía básico multiplicado por los coeficientes de reducción de capacidad de disipación de energía por irregularidades en altura y en planta, y por ausencia de redundancia en el sistema estructural de resistencia sísmica. T = fuerzas y efectos causados por efectos acumulados de variación de temperatura, retracción de fraguado, flujo plástico, cambios de humedad, asentamiento diferencial o combinación de varios de estos efectos. W = carga de Viento.

Se selecciona la combinación más crítica para realizar un diseño conservador, y a través de un diagrama de cuerpo libre de la cubierta se establece la carga en las columnas. Y se procede al diseño de la losa, considerando que las propiedades de la sección son, inicialmente las del concreto: Resistencia a la compresión (f'c) 28 Mpa, Densidad del concreto (γc) 2400 kg/m³, y Módulo de elasticidad (Ec) 25399 Mpa. Las del acero de refuerzo: Resistencia a la fluencia (fy) 420 Mpa, y Módulo de elasticidad (Es) 200 Gpa, y algunos parámetros extras como Densidad del Agua (γagua) 1000 kg/m³, Densidad del Agua con sedimentos (γsedimentos) 1000 kg/m³, Peso unitario del suelo (γsuelo) 1700 kg/m³, un recubrimiento de 50 mm que, según la C.7.7, sirve para la protección de concreto para el refuerzo. Sobre el acero a utilizar, según Tabla C.3.5.3-2, es acero de refuerzo # 4, diámetro de barra 1.27 cm, y área de sección transversal 1.29 cm².

La losa, por su uso, debe tener un agujero en el centro con dimensiones establecidas que permitan el retorno del agua al canal. Fue modelada en sap2000 con el fin de comprobar los cálculos teóricos con la modelación. En la Figura 11 se prevén las dimensiones de la losa para su modelamiento, se determinan las cargas permanentes y transitorias y se selecciona la combinación apropiada.



FIGURA 11. Diagrama esquemático de la losa: dimensiones generales.

Para el cálculo del momento último producido por las cargas mayoradas, se utiliza la Ec. (43). Para el diseño a flexión de la losa se empleó la Ec. (44). Y la Ec. (45) permite establecer el área de acero requerida para soportar las cargas.

$$Mu = \frac{WuL^2}{8} \quad (43)$$

$$\rho = \frac{1}{m} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2mk}{\phi f_y}} \right) \quad (44)$$

$$As = \rho db \quad (45)$$

Donde Wu es la carga combinada seleccionada, L es la distancia entre apoyos, ρ es la cuantía requerida, m es la relación de esfuerzos máximos en el acero y el concreto, k es el factor de resistencia, fy es el esfuerzo de fluencia del acero y φ es el factor de Reducción de Resistencia: 0.9 según C 9.3.2. Las variables k y m se determinan mediante las Ec. (46) y (47).

$$m = \frac{f_y}{\beta f'_c} \quad (46)$$

$$k = \frac{Mu}{bd^2} \quad (47)$$

Donde, según C.10.2.7.3, para f'c entre 17 y 28 MPa, el factor β se debe tomar como 0.85. Para f'c superior a 28 MPa, β se debe disminuir en forma lineal a razón de 0.05 por cada 7 MPa de aumento sobre 28 MPa, sin embargo, β no debe ser menor de 0.65. b es 1 m (el diseño se hace para esa longitud) y d es la distancia efectiva [m]. Se debe tener en cuenta que, según la C.10.2.3, la máxima deformación unitaria utilizable en la fibra extrema sometida a compresión del concreto se supone igual a 0.003. Sobre el acero transversal a la flexión ocurre que en la dirección transversal no se resiste momento flector, la losa deberá armarse con acero mínimo para que no se abran grietas por retracción y fraguado, según la Tabla 6, recomendada en C.23-C.7.12.2.1, las cuantías mínimas de retracción de fraguado y variación de temperatura dependen de la distancia entre juntas y el fy.

TABLA 6. C.23-C.7.12.2.1 NSR-10.

Distancia entre juntas para compensar movimientos [†]	Cuantías mínimas de refuerzo de retracción de fraguado y variación de temperatura	
	f _y = 240 MPa	f _y = 420 MPa
menos de 6 m	0.0030	0.0030
6 a menos de 9 m	0.0040	0.0030
9 a menos 12 m	0.0050	0.0040
12 m o más	0.0060*	0.0050*

Para el diseño a cortante se emplea el sap2000 para visualizar el diagrama de cortante para la losa mediante modelación. El cortante proporcionado por el acero en una losa se considera igual a Vs = 0, y se calcula el valor de Vc, según C.11.2.1.1, que indica que, salvo para elementos diseñados de acuerdo con el Apéndice A, el diseño de secciones transversales sometidas a cortante debe estar basado en C.11-1, indicando que Vu (fuerza cortante mayorada) en la sección considerada debe ser menor o igual al producto de Vn (resistencia nominal al cortante) por un factor de reducción φ = 0.75 (según C.9.3.2.3), mientras Vn es calculada mediante la suma de Vs (resistencia nominal a cortante proporcionada por el refuerzo de cortante) y Vc (resistencia nominal al cortante proporcionada por el concreto). Para el cálculo de la fuerza cortante mayorada en la sección se emplea la Ec. (48) y, para elementos sometidos únicamente a cortante y flexión, se emplea la Ec. (49) para el cálculo de Vc.

$$Vu = \frac{WuL}{2} \quad (48)$$

$$Vc = 0.17\lambda\sqrt{f'c b d} \quad (49)$$

Luego se procede al diseño de la viga. En la estructura tipo caseta elevada se considera colocar 4 vigas y, para disminuir los momentos producidos en el agujero, se van a colocar dos viguetas. Según la Tabla 7 las alturas o espesores mínimos de vigas no preesforzadas o losas reforzadas en una dirección, a menos que se calculen las deflexiones, dependen del tipo de apoyo y de si son losas macizas o vigas o losas nervadas, y se calculan en función de su largo. Se realiza el pre-dimensionamiento de la base con $b = h/2 = 0.13$ m, se considerará una base de 0.25 m ya que la sección de las columnas es de 0.25X0.25, eso facilitará los procesos constructivos. En la Figura 12 se aprecia la representación esquemática de la viga y su sección transversal. Para su cálculo se considera la carga muerta adicional (WD) y el peso propio de la viga 150 kg/m^2 . La losa le transfiere la carga a la viga en dos sentidos, esas consideraciones se tuvieron en cuenta en la modelación. Para calcular el momento último se tuvo en cuenta la ecuación de una viga simplemente apoyada, entonces el momento requerido se calculó con la Ec. (50). Mientras que la Ec. (51) se empleó para la primera estimación del área requerida de acero en la viga. La Figura 13 orienta sobre el dimensionamiento de la viga y el posicionamiento de estribos y barras.

$$M_{requerido} = \frac{Mu}{\phi} \quad (50)$$

$$As = \frac{0.24 \beta f'c b h}{fy} \quad (51)$$

TABLA 7. C.9.5(a) NSR-10.

TABLA C.9.5(a) — Alturas o espesores mínimos de vigas no preesforzadas o losas reforzadas en una dirección a menos que se calculen las deflexiones

Elementos	Espesor mínimo, h			
	Simplemente apoyados	Con un extremo continuo	Ambos extremos continuos	En voladizo
	Elementos que NO soporten o estén ligados a divisiones u otro tipo de elementos susceptibles de dañarse debido a deflexiones grandes.			
Losas macizas en una dirección	$\frac{\ell}{20}$	$\frac{\ell}{24}$	$\frac{\ell}{28}$	$\frac{\ell}{10}$
Vigas o losas nervadas en una dirección	$\frac{\ell}{16}$	$\frac{\ell}{18.5}$	$\frac{\ell}{21}$	$\frac{\ell}{8}$

NOTAS: Los valores dados en esta tabla se deben usar directamente en elementos de concreto de peso normal y refuerzo grado 420 MPa. Para otras condiciones, los valores deben modificarse como sigue:

(a) Para concreto liviano estructural con densidad w_c , dentro del rango de 1 440 a 1 840 kg/m^3 , los valores de la tabla deben multiplicarse por $(1.65 - 0.0003w_c)$, pero no menos de 1.09.

(b) Para f_c distinto de 420 MPa, los valores de esta tabla deben multiplicarse por $(0.4 + f_c/700)$.

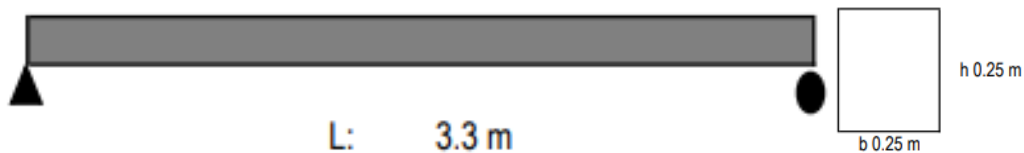


FIGURA 12. Diagrama esquemático de la viga: dimensiones generales.

Con los criterios seleccionados: Altura de la viga $h = 250$ mm, Recubrimiento = 50 mm (según ACI 7.7.1), db estribo = 9.5 mm usando barra # 3 y db refuerzo = 12.7 mm usando barra # 4, se procedió al cálculo de área de acero mínima utilizada para la viga. De la Figura 13 se despeja la Ec. (52) para el cálculo de la dimensión “a”, que se usa para el cálculo del Momento Nominal (M_n) según la Ec. (53) que se usa para el chequeo: $M_n > M_{requerido}$.

$$a = \frac{Asfy}{0.85 f'c b} \quad (52)$$

$$Mn = Asfy \left(d - \frac{a}{2} \right) \quad (53)$$

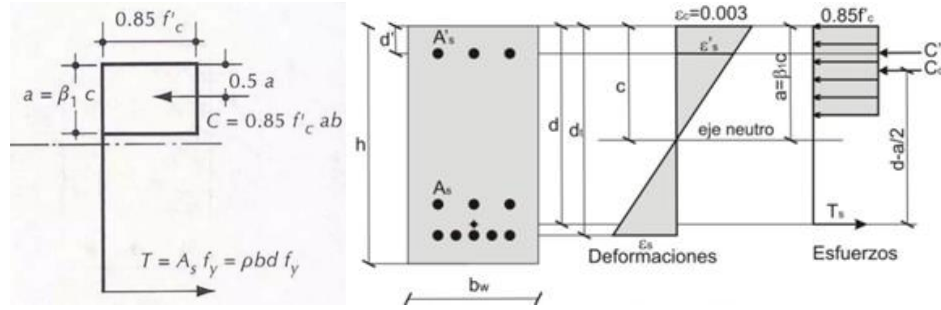


FIGURA 13. Dimensionamiento de vigas y posicionamiento de refuerzos.

Entonces, se procede a establecer el número de barras a utilizar y su posicionamiento. Para el espaciado (Esp) entre barras se utiliza la Ec. (54). La distancia (d_1), del extremo inferior al centro de la primera fila (ver Fig. 13), se calcula mediante la Ec. (55). La distancia (d_2) para llegar al centro de la segunda fila con la Ec. (56). El cálculo de la distancia al centro de las barras (g) se realiza con la Ec. (57). Y la distancia efectiva, también necesaria para el cálculo del momento nominal, se establece con la Ec. (58).

$$Esp = \frac{b - (2db \text{ estribo}) - (2recubrimiento) - (\#db \text{ barras})}{\#espacios} \quad (54)$$

$$d_1 = recubrimiento + db \text{ estribo} + \left(\frac{db \text{ refuerzo}}{2} \right) \quad (55)$$

$$d_2 = d_1 + recubrimiento + Esp + db \text{ refuerzo} \quad (56)$$

$$g = \frac{As_1 d_1 + As_2 d_2}{As_1 + As_2} \quad (57)$$

$$d = h - g \quad (58)$$

Para el cálculo de la deformación del acero (ϵ_s), de una de las expresiones que define el parámetro “ a ” en la Fig. 13, se despeja c , quedando como se muestra en la Ec. (59), entonces, es posible establecer la deformación del acero en función de la deformación del concreto (ϵ_c) mediante la Ec. (60).

$$c = \frac{a}{\beta_1} \quad (59)$$

$$\epsilon_s = \frac{\epsilon_c (d - c)}{c} \quad (60)$$

La falla dúctil implica una transición por flexión, el diseño correcto de vigas debe recaer en el tipo de falla dúctil. Si una viga falla de forma dúctil, la estructura advierte su falla antes del colapso. Bajo este esquema de tipo de falla se habrá de revisar acorde a la deformación del acero. Se emplea un factor de reducción (ϕ) de acuerdo con el valor de la deformación resultante del acero, para elementos controlados a tensión $\phi = 0.9$ y $\phi = 0.65$ para otras situaciones (ACI 9.3.2). Para la región de transición en flexión ϕ puede determinarse por interpolación entre 0.65 y 0.9, las ecuaciones lineales en esta zona están dadas por la Ec. (61).

$$\phi = 0.65 + (\epsilon_t - 0.002) \frac{250}{3} \quad (61)$$

Para las verificaciones de que el acero mínimo sea mayor o igual que el acero colocado se emplean las Ec. (62) y (63).

$$As_{min} = \frac{0.25 \sqrt{F'c} bwd}{fy} \quad (62)$$

$$As_{min_2} = \frac{1.4 bw d}{fy} \quad (63)$$

Para evaluar el espaciamiento entre barras y recubrimientos, para el control de la fisuración, se establece que esta separación máxima de la armadura depende solamente de la tensión en el acero f'_s bajo cargas de servicio, y del recubrimiento libre c_c de la armadura de flexión a partir de la superficie traccionada más próxima que se calcula como la suma del recubrimiento más el diámetro de barra del estribo (db estribo). Donde “s” es la separación entre los centros de las barras de la armadura principal por flexión más cercana a la cara más traccionada, en [mm]. f'_s es la tensión en la armadura calculada para las cargas de servicio [MPa], se permite adoptar esta tensión igual a 66.7 por ciento de la tensión de fluencia especificada de la armadura, este cambio se introdujo a partir del 2005. c_c es el espesor del recubrimiento libre, medido desde la barra a la superficie más traccionada, en [mm]. Esta verificación se hace con la Ec. (64). De acuerdo con el resultado anterior se calcula el espaciamiento real entre las barras empleando la Ec. (65).

$$s = 380 \left(\frac{280}{f'_s} \right) 25c_c \leq \frac{8400}{f'_s} \quad (64)$$

$$S_{real} = \frac{b - 2c_c - db \text{ estribo}}{Nb - 1} \quad (65)$$

A continuación, para el diseño a cortante se emplearon datos obtenidos de la modelación de sap2000, se tomó la mayor fuerza cortante producida en la viga. Nuevamente se empleó el criterio de que $\Phi V_n \geq V_u$ con $V_n = V_s + V_c$. $\Phi = 0.75$ Según C.9.3.2.3, el factor de reducción. El cortante proporcionado por el acero en la viga se considera igual a $V_s=0$, se calcula el valor de V_c , según C.11.2.1.1, mediante la Ec. (49).

Sobre los estribos, en C.21.3.4.6 establecen que en ambos extremos del elemento deben disponerse estribos cerrados de confinamiento al menos No. 3 (3/8”) ó 10M (10 mm) por longitudes iguales a $2h$, medidas desde la cara de elemento de apoyo hacia el centro de la luz. El primer estribo cerrado de confinamiento debe estar situado a no más de 50 mm de la cara del elemento de apoyo. El espaciamiento de los estribos cerrados de confinamiento no debe exceder el menor de (a) $d/4$, (b) Ocho veces el diámetro de la barra longitudinal confinada más pequeña, (c) 24 veces el diámetro de la barra del estribo cerrado de confinamiento y (d) 300 mm.

Para el diseño de columnas, igualmente se emplearon datos producidos por la modelación de sap2000. Las columnas se diseñaron con cuantía mínima, como lo muestra la modelación. Las dimensiones de las columnas son: $b \times l \times h$: 0.25 cm x 0.25 cm x 3 metros. La cuantía por utilizar fue 1%, lo que quiere decir 4 barras # 5. Sobre los estribos, en C.21.3.5: Columnas con capacidad moderada de disipación de energía (DMO), se establece que en ambos extremos del elemento deben proporcionarse estribos cerrados de confinamiento con un espaciamiento “os” por una longitud “Lo” medida desde la cara del nudo. El espaciamiento “os” no debe exceder el menor de (a) Ocho veces el diámetro de la barra longitudinal confinada de menor diámetro, (b) 16 veces el diámetro de la barra del estribo cerrado de confinamiento, (c) Un tercio de la menor dimensión de la sección transversal de la columna, o (d) 150 mm. Mientras la longitud “Lo” no debe ser menor que la mayor entre € Una sexta parte de la luz libre de la columna, (f) La mayor dimensión de la sección transversal de la columna, o (g) 500 mm. Además, el primer estribo cerrado de confinamiento debe estar situado a no más de $S/2$ de la cara del nudo (C.21.3.5.10); fuera de la longitud “Lo”, deben colocarse estribos de confinamiento con la misma disposición, diámetro de barra y resistencia a la fluencia, con un espaciamiento centro a centro que no debe ser mayor que 2 veces el espaciamiento utilizado en la longitud “Lo” (C.21.3.5.11).

En el diseño de la fundación, el cálculo de las cimentaciones para máquinas sometidas tanto a esfuerzos estáticos debido a la carga muerta total como a los esfuerzos dinámicos producidos por las fuerzas de inercia según la segunda ley de newton: F (fuerza) es igual a masa (m) por aceleración (a), que dan lugar a vibraciones que muchas veces producen efectos bastantes complejos que dependen de la clase de máquina de que se trate, conlleva a que las características

de la cimentación sean de acuerdo con la variación en la máquina (Crespo Villalaz, 2004). Las características principales de una cimentación para maquinas puede resumirse así:

- Ser de tal naturaleza que pueda absorber en su interior, ya sea total o parcialmente, los esfuerzos producidos por las fuerzas de inercia.
- Evitar el fenómeno de resonancia, que se produce cuando el número de revoluciones de la máquina coincide con las oscilaciones propias de la cimentación, lo que hace imposible el funcionamiento de las maquinas.
- Anular, mediante el empleo de amortiguadores adecuados, las vibraciones remanentes.

Bajo estas consideraciones, se analizó la fundación, según el Instituto Americano del Concreto y su Norma ACI 351.3 R -18 (ACI Committee 351, 2018), que sugiere suministrar suficiente masa al cimiento de forma que la vibración indeseable no se presente, por absorción del concreto y/o disipación del suelo, dando a entender que este método se puede utilizar para equipos con cargas superiores a 22 kN (2.24 ton), en este caso la turbina consideramos que puede tener una masa de 2 ton. Según ACI, durante el diseño de la cimentación, se podrá manejar una relación de peso de 3:1, así la cimentación se va a diseñar para 8.4 ton. Es importante mencionar que es un prototipo, temporáneo. En la Figura 14 se presenta un esquema simplificado de la cimentación con la zapata que se diseñarán.

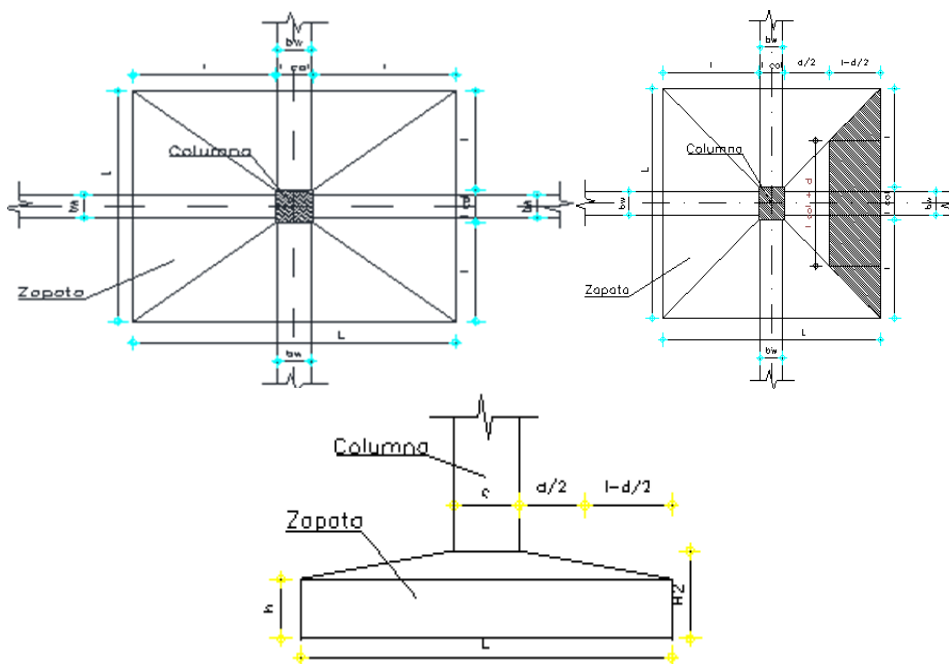


FIGURA 14. Diagrama esquemático de la cimentación y la zapata.

Los esfuerzos de compresión en la base se calculan con la Ec. (66) y se comparan con la capacidad portante del suelo para su verificación. Para el diseño de la zapata concéntrica se aplicó la regla de palanca considerando el momento en el borde la columna para la determinación del momento mayorado. Y, para el cálculo del refuerzo para la cimentación, se consideró la distancia efectiva para establecer el área del acero y determinar qué barra se usaría.

$$S = \frac{Sp}{bl} \left(1 \pm \frac{6e}{L} \right) \quad (66)$$

El diseño a cortante en dos direcciones brindará detalles de la zapata a partir de unas dimensiones generales $L = 0.7$ m, $d/2 = 0.165$ m, y $l - d/2 = 0.060$ m, como se esquematizó en la Fig. 14.

Además, $H = h = 0.4$ m, entonces $H - h = 0$ m, $B_o = 2.32$ m, $B = 1$ m, $L = 1$ m, la carga concentrada, o el área de reacción, es $A_s = 40$ (columnas interiores), $A_s = 30$ (columnas de borde), $A_s = 20$ (columnas en esquina). Y, $V_u = 16.2$ kN y distancia efectiva $d_1 = 0.33$ m. Entonces para el chequeo de que $V_c > V_n$, se calcula V_n con la Ec. (67) y V_c con las Ec. (68) de C.11-31, (69) de C.11-32 y (70) de C.11-33, donde β es la relación del lado largo al lado corto de la columna.

$$V_n = \frac{V_u}{B_o d_1} \quad (67)$$

$$V_c = 0.17 \left(1 + \frac{2}{\beta} \right) \lambda \sqrt{f'c B_o d} \quad (68)$$

$$V_c = 0.083 \left(\frac{A_s d}{B_o} + 2 \right) \lambda \sqrt{f'c B_o d} \quad (69)$$

$$V_c = 0.33 \lambda \sqrt{f'c B_o d} \quad (70)$$

5. Diseño del sistema de conducción del fluido

Inicialmente se procedió a determinar el diámetro mínimo de la tubería requerida para transportar el agua desde la toma hasta la turbina. Para esto se definió una velocidad límite en la tubería, con la cual se determinó el diámetro aproximado mediante la evaluación de pérdidas primarias por fricción usando el factor de Colebrook.

Tras evaluar el sitio y la disposición del canal existente se decide diseñar una cajilla alterna que direcciona el fluido por diferencia de altura, es decir, la cajilla estará más abajo que el canal principal, con el fin de garantizar la entrada del fluido prioritariamente. Las dimensiones de la cajilla serán 1m x 1m x 1.6m de altura, con muro - placa de espesor de 10 cm, con una parrilla en ambos sentidos cumpliendo con la cuantía 0.003, según (Comisión Asesora Permanente para el Régimen de Construcciones Sismo Resistentes, 2010), que exige que en elementos expuestos a condiciones ambientales o que deban ser impermeables, incluyendo losas y muros, el área de refuerzo de retracción y temperatura debe cumplir, como mínimo, las cuantías de área de refuerzo sobre la sección bruta dadas en la Tabla 6.

Para la instalación de la línea de conducción se planea que vaya enterrada siguiendo la pendiente del terreno con una profundidad de la excavación de 40 cm, después de la cota clave, el material seleccionado debe ser un material homogéneo y evitar hacer rellenos con material tipo gravas mayores a 2 pulgadas, ya que pone en riesgo la estabilidad de la estructura. Y se proponen anclajes para estabilizar la tubería, tal como se ilustran en la Figura 15. Los dados de concreto de 3000 psi, teniendo en cuenta la pendiente y las fuerzas que ejercen el agua en la sección transversal del ducto, se instalarán cada 12 m.

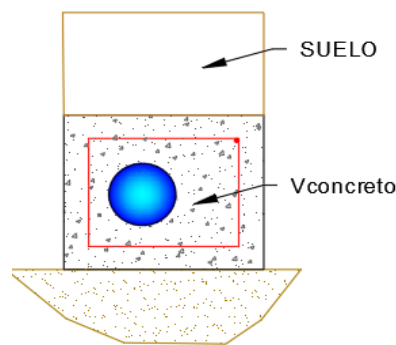


FIGURA 15. Diagrama esquemático del dado de anclaje de la línea de conducción.

6. Diseño CAD: planos de fabricación e instalación

La creación de un modelo CAD (Diseño Asistido por Computadora) de una máquina y la generación de planos de fabricación y montaje es un proceso que implica varios pasos. Lo primero es el diseño preliminar, seleccionar un concepto de diseño y crear un esbozo inicial, y tras realizar los cálculos y análisis preliminares, se procede al modelado 3D en CAD. En este proyecto se utilizó software CAD de la compañía Autodesk®, específicamente Autodesk Inventor® para crear el modelo tridimensional detallado de la turbina y Autodesk AutoCAD® para elaborar planos 2D civiles, para instalación y montaje, y para fabricación de algunas piezas de la máquina.

Lo que se hace es añadir componentes al ensamblaje, es decir, primero se modelan, una a una, las piezas que componen la turbina, extruyendo en el espacio virtual los bocetos 2D de alguna cara en específico y dando detalles con herramientas de edición, y luego, en el entorno de ensamble, se arma la máquina insertando cada pieza o parte modelada.

A partir de este momento se inicia, de forma alterna, la validación del diseño mediante simulaciones y pruebas virtuales para verificar que el diseño funcione correctamente y cumpla con los requisitos de rendimiento, tal como se describirá más adelante.

Al final, para la generación de planos de fabricación se incluyen vistas, secciones, cortes y detalles necesarios para dar instrucciones que permitan a los técnicos mecánicos en los talleres la construcción de cada componente de la máquina. Igualmente se generan planos de montaje que muestren cómo se ensamblarán los componentes para formar la máquina completa. En los planos se incluyen las especificaciones de materiales y procesos, es decir que se detallan los materiales específicos que se utilizarán para cada componente y las tolerancias de fabricación, y se especifican los procesos de fabricación necesarios, como mecanizado, soldadura, fundición, etc.

Antes de pasar al presupuesto se realiza la revisión y validación exhaustiva del diseño, los planos y las especificaciones con un equipo de expertos, se realizan ajustes según sea necesario en función de los comentarios y las revisiones, y se prepara la documentación final que incluye los planos finales, especificaciones de materiales y procesos, y cualquier información adicional necesaria para la fabricación y montaje.

7. Evaluación CFD

Las simulaciones (CFD) permiten la solución de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento físico un fluido. En la primera etapa, el dominio fluido fue subdividido en porciones, para las cuales se resolvieron individualmente las ecuaciones mencionadas. A este proceso se le conoce como discretización, y lleva inmersa la transformación de las ecuaciones en expresiones más simples que pueden ser resueltas por métodos y técnicas de aproximación sencillas. Sin embargo, estas aproximaciones pueden afectar la precisión y la estabilidad de los métodos que suelen ser utilizados para su solución (Versteeg & Malalasekera, 2007). En la segunda etapa se configuran las condiciones físicas del sistema. La correcta especificación de las condiciones de contorno y del fluido permiten que la solución de la simulación brinde resultados satisfactorios, precisos y acordes con el comportamiento real del sistema. Aquí se establecen como tal los modelos matemáticos y numéricos que serán corridos para resolver el sistema y estudiar los fenómenos físicos. A continuación, se describirán las ecuaciones de gobierno seleccionadas en este estudio, la configuración detallada de las simulaciones CFD y los estudios de independencia que se hacen necesarios para dar confianza a los resultados.

El flujo a través de la turbina puede describirse completamente por las ecuaciones de continuidad y momento de Navier -Stokes, Ec. (71) y (72) (Cengel & Cimbala, 2012), respectivamente.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (71)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (72)$$

Donde u_i es la velocidad del fluido en la dirección i -ésima; p la presión. ρ la densidad del fluido y ν la viscosidad cinemática del fluido a la temperatura ambiente definida.

La solución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes, es un procedimiento con alto costo computacional (R. C. Adhikari & Wood, 2018). Para reducirlo se utilizan análisis estadísticos que permiten descomponer la variabilidad de las variables de flujo en una componente media temporal y otra fluctuante, sustituyendo posteriormente esta formulación en las ecuaciones originales, logrando así la reducción de la complejidad en los cálculos numéricos utilizados. Este método se conoce con el nombre de Promedio de Reynolds Navier-Stokes (RANS) (Moukalled et al., 2016). Mediante la formulación por medio del método RANS, las ecuaciones de Navier-Stokes originales, pueden ser reescritas como las Ec. (73) y (74) (Versteeg & Malalasekera, 2007).

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (73)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \quad (74)$$

Donde; U , es el componente promedio de la velocidad; u_i es el componente fluctuante de la velocidad debida a la turbulencia; $\overline{\rho u_i' u_j'}$, es el esfuerzo cortante promedio de Reynolds, que es tratado mediante el modelo de viscosidad turbulenta, el cual se incluye al momento de seleccionar el modelo de turbulencia. Para el análisis del comportamiento de la turbina Michell-Banki, se utilizaron simulaciones RANS, dada su practicidad, bajo costo computacional y concordancia con los resultados experimentales (Denton & Dawes, 1999; Montomoli & Eastwood, 2011; Tucker, 2011).

En los análisis realizados, se utiliza el modelo de turbulencia de 2 ecuaciones, k - ω desarrollado por Menter (Menter, 1992). Es común la utilización del modelo k - ϵ para este tipo de aplicaciones, sin embargo, este modelo presenta dificultades para describir el comportamiento del fluido en cercanías a las paredes y cuando en el fluido se presenta curvatura y rotación (R. C. Adhikari & Wood, 2018). El modelo de turbulencia k - ω hace uso de una función de mezcla en cercanías a la pared para lograr una descripción adecuada del comportamiento del fluido en cercanías a esta; entre tanto en el fluido de corriente libre, utiliza la misma formulación que el modelo k - ϵ (Menter, 1992).

Una característica distintiva de la turbina Michell – Banki es que al interior se presenta un flujo de fluido multifase de superficie libre, lo cual hace que la simulación sea considerablemente más compleja, dado que se deben estimar los efectos y la interacción entre fluidos (agua- aire) y los álabes de la turbina (Adhikari & Wood, 2018). En el modelo de flujo multifase, los fluidos no forman una sola fase a escala microscópica, sin embargo, en la macroescala se encuentran combinados formando una superficie distinguible entre ambos (Brennen, 2005). El flujo multifase está conformado por agua y aire, separado por una superficie delgada en la cual se puede distinguir porcentualmente cada uno de los fluidos. Para la configuración se definieron las fases como agua en estado líquido y aire, ambos a 25 °C.

Los modelos geométricos para la simulación fueron preparados independientemente (carcasa y rotor) mediante la utilización del software Autodesk Inventor ®. El modelo de rodete utilizado no

incluye en la geometría el eje de salida de potencia de la turbina, ya que, de acuerdo con diversos autores, este elemento afecta negativamente el desempeño de la turbina (R. C. Adhikari & Wood, 2018), este diseño puede apreciarse en la Figura 16. Posteriormente ambos fueron importados al software Ansys de manera independiente para la creación de la malla.

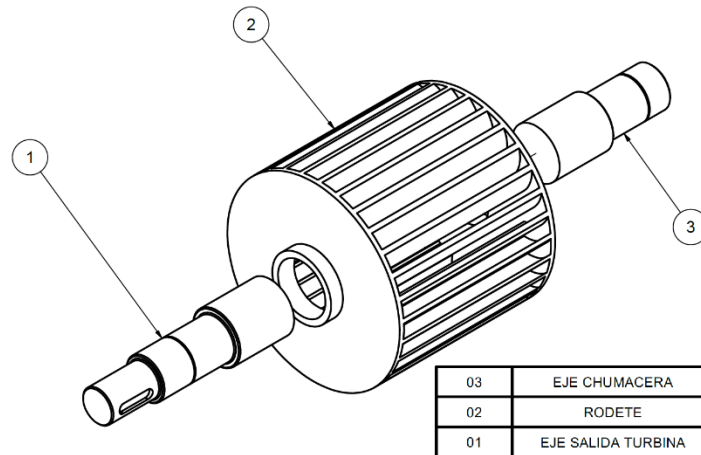


FIGURA 16. Modelo geométrico del rodete de la turbina.

Los análisis de fluidos necesitan de la realización adecuada del mallado en el dominio computacional (R. C. Adhikari & Wood, 2018). Principalmente en el análisis de comportamiento de turbomáquinas, se utilizan ampliamente los mallados estructurados hexaédricos, los cuales permiten la alineación de los elementos con la dirección principal del flujo, permitiendo la obtención de resultados más precisos y con un menor costo computacional (Ali & Tucker, 2014). Sin embargo, la generación de un mallado estructurado puede convertirse en un reto, principalmente en geometrías de alto grado de complejidad que combinan regiones curvas y rectas; como es el caso de la turbina Michell – Banki. En su lugar es preferible realizar un mallado híbrido, en el cual la mayoría de los elementos correspondan a hexaedros, principalmente en aquellas zonas cercanas a las condiciones de contorno (R. Adhikari & Wood, 2018).

Posterior a la construcción del dominio de fluido se separaron los componentes obtenidos para proceder con la elaboración del mallado (carcasa-estacionaria, rodete-rotativo); el cual se realizó en el módulo mallador de Fluent. Una de las características más relevantes de este módulo, es que permite la elaboración de mallados polihedrales, los cuales corresponden a un tipo de mallado no estructurado, que combina elementos hexaedrales con elementos polihedrales. Este tipo de malla según diversos autores posee la particularidad de flexibilizar el uso de mallas no estructuradas en cercanías a paredes de geometría compleja. Además, su utilización permite la disminución considerable de la cantidad de elementos, por tanto, disminuye el tiempo de cómputo; y mejora notoriamente la convergencia (Sosnowski et al., 2018; Su et al., 2020; Tu et al., 2013). La utilización de este tipo de mallas ha ganado aceptación en la comunidad científica, principalmente por que ha demostrado ventajas considerables sobre otros tipos de mallados. Especialmente en lo relacionado con la precisión y eficiencia de los resultados numéricos, y su alto grado de concordancia con los experimentales (Sosnowski et al., 2018). Por las anteriores ventajas enumeradas, se utilizó un mallado polihedral, cuyos resultados para cada uno de los componentes se pueden observar en la Figura 17. En ambos casos, se observa que en cercanía a

las paredes los elementos van disminuyendo su tamaño progresivamente a medida que se acercan de estas fronteras, lo cual permite capturar los efectos sobre estas.

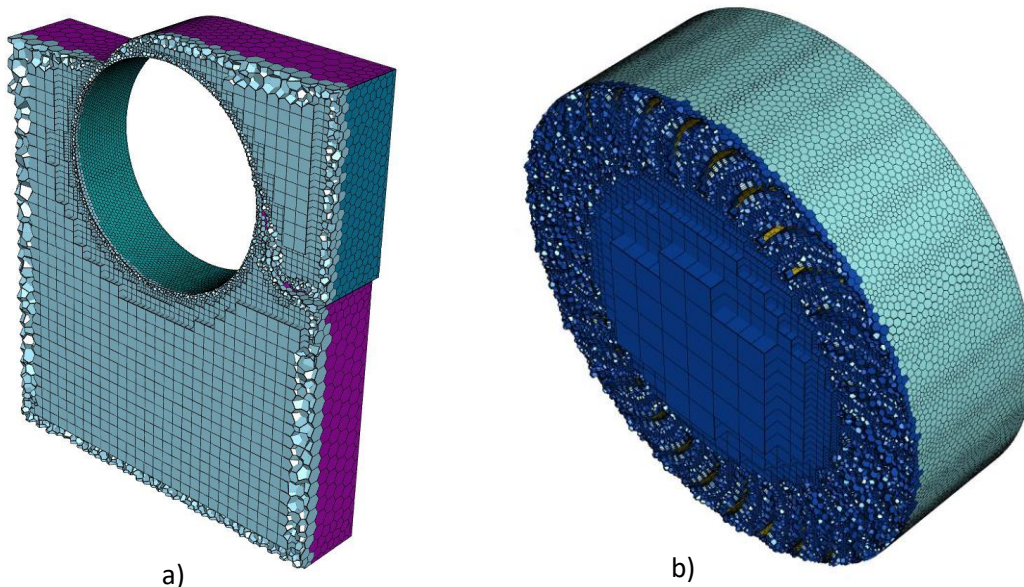


FIGURA 17. Mallado polihedral desarrollado para los componentes de la turbina: (a) Dominio estacionario. (b) Dominio rotacional.

La condición de contorno en la entrada corresponde con el flujo que ingresa a la turbina para accionar el rodete. En la literatura se han utilizado 2 tipos de condiciones para definir esta frontera, entrada de velocidad o presión total (Ram Chandra Adhikari et al., 2016; Prakoso et al., 2019; Sammartano et al., 2013; Marco Sinagra et al., 2017). Algunos autores afirman que la condición de borde más adecuada para la entrada de la turbina Michell – Banki, corresponde con una entrada de presión, equivalente a la cabeza de altura con la que se cuenta en sitio; esto debido principalmente a que la condición de entrada de velocidad causa una sobrepresión en el inyector de la turbina, lo cual afecta considerablemente los resultados (Prakoso et al., 2019). Siguiendo esta recomendación, se determinó a la entrada de la turbina una presión de 158.14 kPa, la cual es equivalente a una cabeza de altura de 17.5 m (de acuerdo con datos topográficos tomados en sitio), y estimando las pérdidas por fricción correspondientes. Así, mismo se definieron las fracciones de fluido, 1 para el agua y 0 para el aire; lo cual indica que en la entrada se tendrá 100% agua. Finalmente se asumió una turbulencia del 5% en la entrada.

En la salida de la turbina, se configuró la condición de frontera salida de presión, esta condición permite que el aire ingrese y salga del dominio, entre tanto el agua solo puede salir, situación que se asemeja al comportamiento observado en la turbina. Contrario a la entrada, para esta frontera se definió inicialmente las proporciones de agua con un valor de 0 y 1 para el aire; a una presión de 1 atmósfera de 101.32 kPa. Al igual que la entrada, la salida está lo suficientemente alejada del rodete, razón por la cual se puede garantizar que la variabilidad en la salida no afecta el flujo en el rodete.

En el caso de las paredes de la carcasa e inyector se define la condición de no deslizamiento y estacionarias. Para los álabes se define la condición de no deslizamiento y rotante. La definición de esta condición en los álabes es de especial interés dado que posteriormente sobre estos elementos se procederá a realizar la medición del torque de salida de la turbina.

La interfase permite conectar los dominios de la turbina. Por un lado, se encuentra el rotor el cual de acuerdo con el comportamiento de la turbina deberá girar. Entre tanto la carcasa corresponde al dominio estacionario del conjunto pues esta se encuentra fija. Dado que las simulaciones llevadas a cabo se realizaron en régimen transitorio con el fin de capturar los efectos del flujo entre el rodete y la carcasa, se configuró la opción de malla deslizante, en la cual se impone al dominio rotativo una velocidad de giro específica en la cual se evalúa el valor del torque generado, de modo que posteriormente se puedan variar los valores de rotación y construir la curva de desempeño de la turbina.

Para el caso de la turbina Michell-Banki, de acuerdo con las condiciones de flujo descritas anteriormente, se realizaron simulaciones transitorias; en las cuales se configuró la velocidad de giro de diseño del rodete (entre 0 – 660 rpm), pues es de especial interés conocer las características e interacción del fluido al pasar por el rodete y la respuesta de la potencia a diferentes regímenes de operación. Finalmente, durante la simulación se realizaron gráficas de flujo en la entrada y la salida. Estas gráficas permiten definir el punto a partir del cual la simulación se estabiliza.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

1. Resumen de parámetros de diseño

En la Tabla 8 se presentan resumidos los datos de entrada que tuvieron en cuenta criterios de la OLADE y varios autores según la revisión bibliográfica como se aclaró en el capítulo anterior.

TABLA 8. Resumen de parámetros de entrada.

Parámetro	unidades	valor		unidades	Valor	
Altura neta	m	23.97		Eficiencia del generador (n_g)	--	0.85
Altura útil (H)	m	20		Eficiencia de la transmisión (n_t)	--	0.93
Altura neta para cálculos (Hd)	m	15		Coefficiente de velocidad (k_c)	--	0.967
Caudal máximo	m ³ /s	1.69		Ángulo α_1	°	16.102
Caudal mínimo	m ³ /s	0.86		Ángulos α_2 y α_3	°	60.2487
Caudal de diseño (Q)	m ³ /s	0.24		Ángulos β_1 y β_4 (constructivo)	°	29.9998
Potencia eléctrica prevista (Pg)	kW	20		Ángulos α_4 y β_2 y β_3 (constructivo)	°	90
Densidad del fluido	kg/m ³	997		Relación de diámetros	--	0,66
Rapidez de giro	rpm	400		Número de álabes (Z)	--	30
Velocidad angular (ω)	rad/s	41.888		Relación número de álabes (X_z)	--	0.33

2. Cálculo de la turbina

En la Tabla 9 son reportados los valores de las velocidades absolutas de entrada y salida de las dos etapas de aprovechamiento energético a través del rotor de la turbina, y sus componentes tangencial y relativa, tal como fueron descritos en la Figura 4. Fueron resueltos en una aplicación desarrollada en Excel® usando las leyes del seno y el coseno.

TABLA 9. Solución triángulos de velocidades.

	unidades	valor		unidades	valor
Diámetro exterior del rodete	m	0.3805			

Diámetro interior del rodetes	m	0.25113			
Primera Etapa			Segunda Etapa		
Entrada			Entrada		
Velocidad absoluta (C_1)	m/s	16.5891	Velocidad absoluta (C_3)	m/s	10.599
Velocidad tangencial (U_1)	m/s	7.9691	Velocidad tangencial (U_3)	m/s	5.2596
Velocidad Relativa (W_1)	m/s	9.2019	Velocidad Relativa (W_3)	m/s	9.2019
Salida			Salida		
Velocidad absoluta (C_2)	m/s	10.599	Velocidad absoluta (C_4)	m/s	4.601
Velocidad tangencial (U_2)	m/s	5.2596	Velocidad tangencial (U_4)	m/s	7.9691
Velocidad Relativa (W_2)	m/s	9.2019	Velocidad Relativa (W_4)	m/s	9.2019

Como se aclaró en la sección anterior, tras conocer las diferentes velocidades se procedió a la verificación de las potencias y a la estimación de la eficiencia de la turbina, se emplearon las Ec. (10), (11) y (12). Así, $Pot_I = 23.77 \text{ kW}$ y $Pot_{II} = 6.62 \text{ kW}$ para predecir una $Pot_{total} = 30.39 \text{ kW}$ y una $n_h = 86.3\%$, por lo que, teniendo en cuenta todas las eficiencias se establece una $P_e = 20.74 \text{ kW}$, con lo que se considera habrá cumplimiento de las expectativas. Igualmente se verificaron N_q y N_s con valores de 25.71 y 79.5, respectivamente, en la zona inferior del rango recomendado, tal como se había planeado. Se reportó que según la OLADE es normal esperar eficiencias de Michell-Banki cerca del 78%, desde este punto de vista los cálculos resultaron esperanzadores al prever una eficiencia tan alta, será necesario verificar estos cálculos en montaje y contrastar con los resultados experimentales ampliamente divulgados.

Siguiendo el protocolo, para calcular el ancho del rotor, se calculó la componente meridiana de la velocidad absoluta de entrada de la primera etapa, siendo $C_{m1} = 4.6 \text{ m/s}$ y el paso entre álabes $P_z = 3.98 \text{ cm}$, con lo cual se estimó con la Ec. (14) que el ancho necesario sería de mínimo 13 cm, lo cual es muy viable. Y se comparó con el resultado del cálculo del ancho del inyector según la Ec. (18) que previo un mínimo de 15 cm, recordando que la única diferencia estaba en la consideración del espesor de los álabes que se estableció de 5 mm.

El diseño del inyector arrojó los resultados presentados en la Tabla 10, estos se refieren a las cotas descritas en la Figura 5.

TABLA 10. Solución triángulos de velocidades.

	unidades	valor
A	m	0.33103214
B	m	0.30439737
C	m	0.06658692
D	m	0.12936888
G	m	0.05136706
H	m	0.02853725
R₁	m	0.19044836
R₂	m	0.18263842
R₃	m	0.03519595

3. Cálculo del sistema de transmisión

Tal como se observa en la Tabla 2, el factor de servicio para la turbina diseñada para un servicio continuo corresponde a un valor de 1.4. Siendo el valor de la Potencia de Diseño igual a 28 kW (37.55 HP) según la Ec. (19). Entonces, de acuerdo con la Figura 7, se utilizará un generador sincrónico de 1800 RPM nominales, lo cual, en combinación con la potencia de diseño determinada, permite establecer gráficamente que la sección apropiada para el sistema diseñado

es el tipo B o BX. La relación de transmisión calculada es de 4.5. Para el diseño actual, se elige una polea menor de 245 mm de diámetro (9.64”) y 15.9 HP de potencia por cada canal de la polea, como se aprecia en la Tabla 11. Esta polea se seleccionó luego de verificar que es mayor a los diámetros recomendados en las Tablas 3 y 4, que equivalían a 5.4”.

A partir de la relación de transmisión se determinó que el diámetro de la polea mayor fuera de 1102.5 mm. Así la distancia entre centros mínima tiene un valor de 943.25 mm. Entonces, de la Tabla 5, interpolando se encuentra que el arco de contacto en grados para el sistema diseñado es de 123.3° y que el factor de corrección de potencia es de 0.834. Con la Ec. (20) se obtuvo una longitud de correa de 4198 mm (165.28”), con la cual se entró a un catálogo de medidas estandarizadas para bandas, encontrando el tamaño estandarizado de 170”, con referencia B-170, como el más apropiado para este diseño. Así, teniendo en cuenta las Ec. (21) y (22) se corrigió la distancia entre centros a 1010.23 mm.

TABLA 11. Capacidad de transmisión por banda clásica B (Intermec, 2015).



www.intermec.com.co

CORREAS TIPO B											RPM del Eje más Rápido
TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)											
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											
155	160	165	170	175	180	185	195	210	225	245	
7.33	7.83	8.32	8.80	9.30	9.77	10.24	11.17	12.50	13.80	15.43	1700
7.46	7.97	8.47	8.97	9.46	9.95	10.43	11.37	12.73	14.03	15.68	1750
7.60	8.10	8.62	9.13	9.63	10.12	10.60	11.56	12.94	14.26	15.90	1800
7.84	8.38	8.90	9.43	9.94	10.45	10.95	11.93	13.34	14.68	16.34	1900
8.07	8.62	9.17	9.70	10.24	10.76	11.27	12.27	13.70	15.05	16.72	2000

Con el factor de corrección y la potencia por cada canal se determina una potencia efectiva de 13.26 HP por cada banda, así para transmitir los 37.55 HP de potencia de diseño se requieren 2.83 bandas, las cuales se redondean a la cantidad entera de 3 bandas. Aun así, se advierte que durante la experimentación puede ser posible la sobrecarga del sistema y se recomienda la adecuación del diseño para el uso de 4 bandas, pensando también en una mayor vida útil.

Algunos chequeos finales son recomendados, el cálculo de arco de contacto y de la velocidad lineal de la banda. La transmisión del movimiento y potencia en un sistema de transmisión por banda es debida en su mayoría a la fricción entre las poleas y la banda. Entre mayor sea el arco de contacto entre la banda y las poleas, mejor será la transferencia de potencia. La medida del arco de contacto de la polea crítica, que es la polea menor donde más se flexa la banda y que gira a mayor velocidad, que en el presente diseño resulta ser la polea conducida, posee un valor de 122.63°, y dado que la recomendación es que sea mayor a 120°, se puede concluir que el sistema se encuentra bien diseñado. Por otro lado, la velocidad de la banda influye en el desempeño de la máquina. Si la velocidad se encuentra por debajo del valor inferior, la banda se resbala y no cumplirá su función. Entre tanto si la velocidad es mayor que otro límite dado, la banda se saldrá de las poleas por efecto de la fuerza centrífuga. La velocidad de la banda deberá estar comprendida entre los 5 – 30 m/s. Para el caso del sistema diseñado la velocidad de la banda es de 22.45 m/s, valor que evidentemente se encuentra dentro del intervalo definido.

Además, por medio de la Ec. (23), se determinó para el eje del generador un diámetro mínimo de 43.97 mm \approx 44 mm, y para el eje de salida de la turbina 66.96 mm \approx 67 mm. Estos valores servirán para determinar el tamaño de la chaveta y el chavetero en las poleas y los ejes respectivamente.

La recomendación para el número de brazos que deben usarse en poleas conductora y conducida de fundición gris de acuerdo con su diámetro es de 6 y 4 brazos, respectivamente. Sin embargo, al analizar la distancia radial que tendría la polea del generador, entre el final del cubo y el inicio de la llanta, se tienen solo 49.8 mm por lo que se decide que esta polea podría ser sólida por diseño y sólo la polea mayor tener brazos. Usando las Ec. (24) y (25) se llega a un valor de 21.19 mm para el eje menor de la elipse y a unos 42.38 mm para el eje mayor. Por convención en el diseño se plantea también una sección cónica que bordea los brazos en el punto de conexión de estos con la llanta de la polea; este detalle se encuentra acotado en los planos de la polea.

De la Tabla 12, se puede concluir que las chavetas A-14*9*32 y A-18*11*70; soportan los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidas debido a las condiciones normales de trabajo.

TABLA 12. Parámetros selección de chavetas.

Variable	Chaveta Generador	Chaveta Turbina
P_e	23.53 kW	25.30 kW
T	128.39 Nm	690.28 Nm
b	14 mm	18 mm
h	9 mm	11 mm
F	5836.23 N	20605.31 N
l_{min}	4.75 mm	10.69 mm
$l_{standard}$	32 mm	70 mm
τ	13.02 MPa	12.88 MPa
σ	40.53 MPa	21.46 MPa

El peso del rodete (W_{rod}) se puede determinar partiendo del volumen total ocupado por este componente, multiplicado por la densidad del material del cual se encuentra construido, para el acero estructural A-36, la densidad se encuentra entre los 7750 – 8050 kg/m³. En este caso se utilizó como densidad el valor promedio del intervalo, es decir, 7900 kg/m³. A su vez, el volumen del rodete fue dado por la suma del volumen total de los álabes, más el volumen de los discos del rodete. Teniendo en cuenta que la línea media del álabe corresponde a un arco, el volumen de los álabes fue definido por el radio del álabe, el ángulo de barrido en radianes, el espesor y el ancho del rotor (B [m]). Por otra parte, el volumen de los discos laterales del rodete fue dado por el radio exterior del rodete y el espesor de los discos. En el caso del rodete diseñado para la turbina Michell Banki se utilizarán 30 álabes, como se describió anteriormente. Los álabes utilizados tendrán un espesor aproximado de 5 mm. Adicionalmente se utilizarán 2 discos de acero, de 9 mm de espesor. Finalmente, se multiplicará por un factor de 1.10, a fin de agregar las adiciones de masa por efecto del proceso de soldadura. Así el peso total del rodete posee un valor de 421.0346 N.

La fuerza ejercida por la banda (F_{Banda}) sobre el eje está dada por el torque transmitido por la banda y el diámetro primitivo de la polea instalada sobre el eje. El torque, a su vez estará dado por la potencia de salida sobre el eje de la turbina y la velocidad de giro del rodete. Asumiendo nuevamente una potencia de salida nominal del generador, afectada por las eficiencias de

transformación del generador, sistema de transmisión y de transformación de la turbina, la potencia sobre el eje de la turbina es de 26.23 kW (considerando solo la ineficiencia de la turbina), para un valor de diámetro exterior de 1100 mm, el valor de $F_{Banda} = 1689.4385$ N.

La fuerza del agua (F_W) es la fuerza tangencial producida por el flujo sobre el rodete. De acuerdo con la (OLADE, 1988) esta fuerza estará determinada por la potencia de la turbina, la velocidad de giro del rotor y el diámetro exterior de este. Con P de 26.23 kW, velocidad 440 RPM y diámetro por 0.3809 m, esta fuerza adquiere un valor de 308.4345 N.

El torque de salida de la turbina (T_3) entregado al generador será transmitido al eje por medio de las 2 tapas del rodete, de modo que su acción es dividida en dos partes (T_1 y T_2). En el caso específico del generador de 20 kW, entregando la potencia nominal, se debe multiplicar esta por el inverso de la eficiencia de transformación hidráulica de la turbina la cual corresponde a un valor del 86.3% (de acuerdo con los cálculos); el inverso de la eficiencia de transformación del generador, definida en el 85% por diseño; y adicionalmente se deberá multiplicar por el inverso de la eficiencia de transmisión la cual de acuerdo con la literatura para las bandas es de 93%. Para una velocidad de diseño de 440 RPM, el torque de salida de la turbina será $T_{Total} = 549.0675$ Nm, así se tiene $T_1 = T_2 = 274.5338$ Nm, y por simple análisis estático el torque de salida T_3 es igual al torque total calculado.

Con los datos anteriormente obtenidos, se procedió a realizar el análisis estático del eje para determinar las reacciones A_x , A_y , B_x , y B_y , como se ilustró en la Figura 9, donde $L_1 = 0.0888$ m, $L_2 = 0.405$ m, $L_3 = 0.088$ m y $L_4 = 0.1561$ m. En conformidad con esto y con el sistema de referencia planteado en la Figura: $A_x = -298.46$ N; $A_z = -35.66$ N; $B_x = -2296.30$ N; y $B_z = 1375.50$ N. Los diagramas de momento cortante, flector y torsor se muestran en la Figura 18.

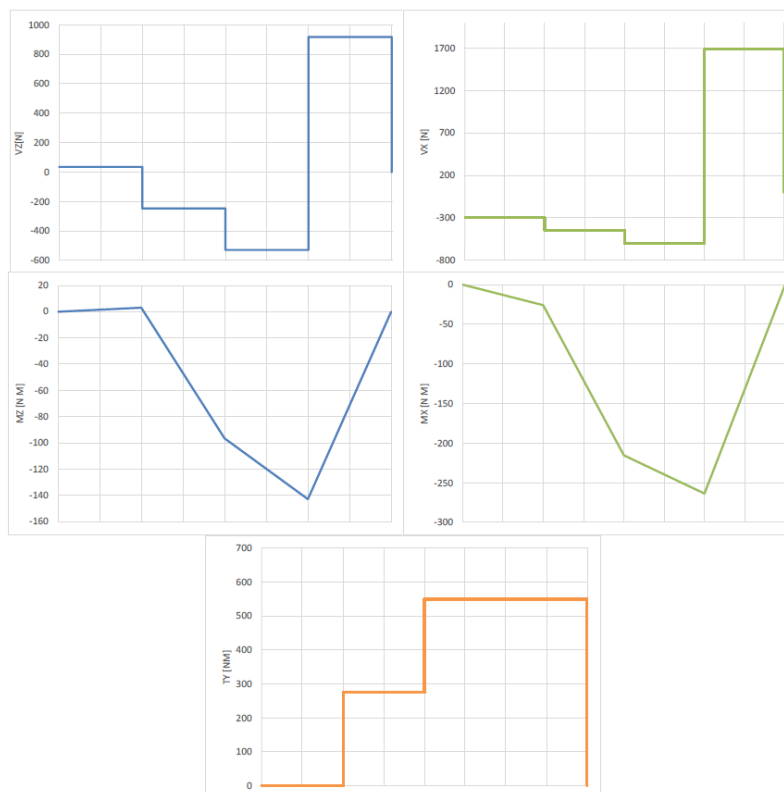


FIGURA 18. Diagramas de fuerza cortante, Momentos flectores y momento torsor sobre el eje, en el sistema coordenado de la Figura 9.

En el caso del eje diseñado el diámetro mínimo posee un valor $d_m = 67$ mm, $T = 549.07$ Nm y M_z (resultante), teniendo un valor $M_z = 492.39$ Nm. No hay fuerza axial sobre el eje por tanto $P = 0$ N y para el material seleccionado $\sigma_f = 290$ Mpa. Con estos valores, el factor de seguridad por resistencia para el eje, despejando de la Ec. (31) es $F_s = 21.48$. Para la validación realizada a la fatiga mediante las Ec. (33) y (34), se tomó como valor de $S'_e = 504$ MPa, $S_{ut} = 277.2$ MPa. Dado que el eje será maquinado, el factor $k_a = 0.82$. El factor de tamaño $k_b = 0.878$. El factor de carga $k_c = 0.59$. Como la temperatura no afectará trascendentalmente el eje durante su operación, el factor de temperatura $k_d = 1$. Para una confiabilidad del 99% el factor $k_e = 0.814$ y el factor de esfuerzos diversos tendrá un valor $k_f = 0.78$. Con estos valores, y los ya conocidos para el momento flector y torsor, se obtiene un $S_e = 135.93$ MPa y un factor de seguridad por fatiga $F_{sf} = 11.76$. De acuerdo con esto, y teniendo en cuenta los resultados obtenidos por el análisis estático, donde la deflexión máxima se limitará a 0.08334 mm/m (0.0642 mm en este caso), entre rodamientos, de acuerdo con los criterios de rigidez lateral para el diseño de ejes de maquinaria rotativa, se tiene para este eje que $w_{cr} = 449.49$ rad/s y $N_{cr} = 4292$ rpm; se comprueba que la velocidad de operación nominal de la turbina de 440 rpm es inferior a la velocidad crítica, garantizando la operación segura.

Y, por último, en la Tabla 13, se detalla la comprobación de la selección de rodamientos para la mayor carga radial soportada (punto B del eje). Para un periodo de vida nominal del eje de 26000 horas (aproximadamente 3 años), se comprueba que el soporte de pie con rodamiento rígido de bolas posee la suficiente capacidad de carga estática y dinámica para soportar las sollicitaciones a las que se encuentra sometido el eje por su régimen de operación normal.

TABLA 13. Parámetros selección de rodamiento de pie UCP218.

Variable / Parámetro	Símbolo	Magnitud	Unidad
Diámetro del eje (en el punto de instalación)	D	80	mm
Fuerza Radial	F_r	2.714	kN
Capacidad de carga estática	C_0	54	kN
Capacidad de Carga dinámica	C	71.5	kN
Carga estática equivalente	P_0	2.8	kN
Factor de esfuerzo estático	f_s	19.28	Adim
Factor radial dinámico	X	1	Adim
Carga dinámica equivalente	P	2.8	kN
Vida nominal	L_{10h}	26000	h
Factor de esfuerzos dinámicos	f_l	3.73	Adim
Velocidad Crítica	$N_{cr}=1.8$ N	792	RPM
Factor de velocidad	fn	0.2404	Adim
Capacidad de carga	C1	42.10	kN

4. Diseño y cálculo de la estructura de la turbina

Para su diseño se realizó avalúo de Cargas de Cubierta y avalúo de teja (cargas de área), así se consideró la carga muerta: Teja Zinc de 2.13 m x 0.75 m: 2.492 kg/m², Caballete Zinc 0.7 m x 2 m: 3.31 kg/m², y la carga viva (Pendiente > 15°): 35 kg/m², Carga de viento: 40 kg/m²; avalúo de Correas (Cargas Longitudinales), para determinar la separación máxima de correas se consideró

la carga muerta: Teja Zinc de 2.13x0.75 m: 23.12 kg, Caballete 0.7x2 m: 30.7 kg, Peso Propio Correa Perfil L 1"x1"x 3/8: 5.52 kg, y DL: 59.34 kg, y la carga viva (Pendiente > 15°): 35 kg/m, carga de viento: 40 kg/m.

Se evaluaron las siguientes combinaciones que aplican a la cubierta, así:

B.2.4-1 Wu: 83.08 kg/m,

B.2.4-2 Wu: 88.71 kg/m,

B.2.4-3 Wu: 159.2 kg/m, y

B.2.4-4 Wu: 152.7 kg/m.

La carga última seleccionada es Wu: 159.2 Kg/m. En la Figura 19 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la cercha.



FIGURA 19. DCL cercha.

Las cargas de la cubierta se considera que afectan directamente la columna, las reacciones son de 238.5 kgf, se consideró que por ser cargas tan pequeñas no se realiza diseño a flexión y a compresión de los elementos y se usará Perfil L 2 X 2 X 3/8 para la armadura y para las correas L 1 x 1 x 3/8, se estima el peso de la malla galvanizada 2m alta x 7 m ancha de 50 kgf, peso del perfil tubular 2" x 1.9 mm que se utilizará como columna de segundo piso y perfil L 1 ½ X 1 ½ X 1/8 del marco de 1" que se utilizará para la puerta con peso 20 kgf, el peso se distribuye como una carga puntual por columna, así la carga total de la caseta para cada columna se estima en 308.5 kgf.

Las cargas consideradas para el diseño de la losa fueron Cargas Permanentes "D": Peso Propio de la losa: 480 kg m/m, y Peso de la Turbina: 700 kg m/m, y Cargas Transitorias "L": Cargas por operación y mantenimiento: 200 kg m/m y Peso del Agua: 700 kg m/m y se aplicó la combinación B.2.4-2: Wu: 2856 kg m/m. En la Figura 20 se aprecia el modelado de la losa en sap2000 en su diseño a flexión. Con ese valor de Wu se calculó el momento último producido por las cargas mayoradas $M_u = 38.13$ kNm con la Ec. (43), con la Ec. (47) el factor de resistencia $k = 1.85$ MPa, la relación de esfuerzos máximos $m = 17.65$ con la Ec. (46) y la cuantía requerida $\rho = 0.00511$ con la Ec. (44). Así, con la Ec. (45) se establece un área de acero requerida de 7.35 cm²/m para la losa. Estableciendo la disposición del acero longitudinal en barras # 4 cada 14 cm. Y del análisis transversal a flexión se estableció la disposición del acero transversal en barras # 4 cada 25 cm.

El diseño a cortante de la losa arrojó una fuerza cortante mayorada $V_u = 47.21$ kN con la Ec. (48). Mientras el cálculo de la resistencia nominal al cortante (Ec. (49)) dio como resultado $V_c = 129.22$ kN, así que teniendo en cuenta el factor de reducción se cumple con las exigencias de la norma. En la Figura 21 se presenta el diagrama de cortante para la losa mediante una modelación con sap2000. Del análisis anterior se puede concluir que la zona crítica donde se va a producir el mayor momento cortante es cerca del agujero.

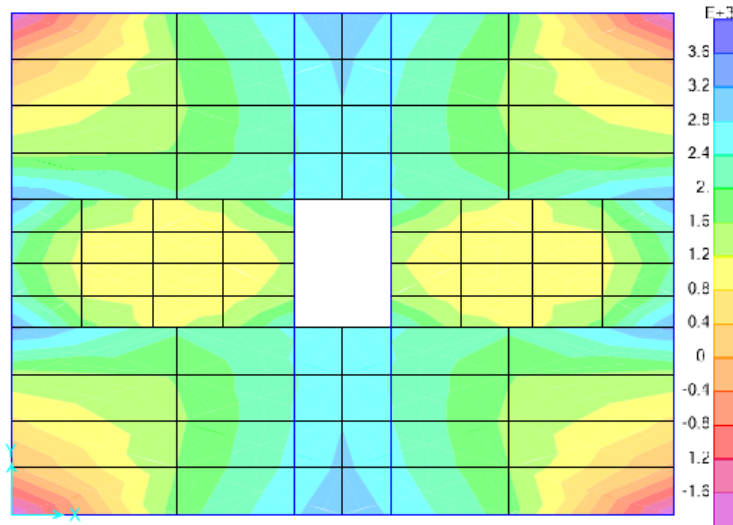


FIGURA 20. Resultado del modelado sap2000 de la losa: Diseño a flexión.

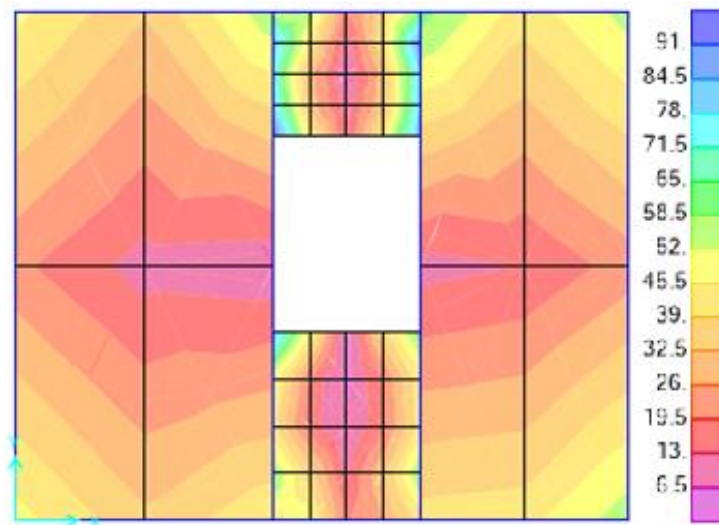


FIGURA 21. Resultado del modelado sap2000 de la losa: Diseño a cortante.

En la Figura 22 se reporta el resultado de la modelación del momento máximo para la viga; durante el diseño de las vigas se calculó un $M_{requerido} = 16.09 \text{ kNm/m}$ con la Ec. (50) y, con la Ec. (51), un área de acero mínima $A_s = 850 \text{ mm}^2$.

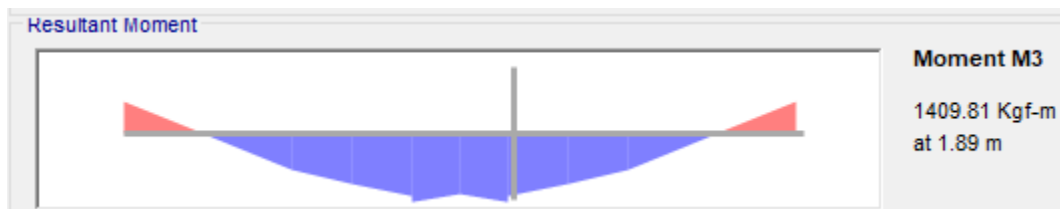


FIGURA 22. Resultado del modelado sap2000 de la viga: Diseño a flexión.

Entonces se van a utilizar barras #4 para el diseño, las cuales tiene un área de 129 mm^2 (según tabla C.3.5.3-2), por lo que se deben colocar 7 barras en la zona de tracción, ordenada en dos filas, como se muestra en la Figura 23. Según la Ec. (54) el espaciamiento en la fila 1 debe ser de 33 mm y en la fila 2 de 56 mm ambos mayores a 1" como sugiere la norma. La distancia al centro de la primera fila (d_1) debe ser 55.85 mm según la Ec. (55). La distancia para llegar al centro de la segunda fila (d_2), con la Ec. (56), resultó de 100.3 mm. El cálculo de la distancia al centro de las barras (g) se realizó con la Ec. (57) dando 74.9 mm. Y la distancia efectiva (d) se establece con la Ec. (58) en 175.1 mm. A partir de las recomendaciones establecidas en la Figura 13, se calculó una dimensión "a" de 63.74 mm empleando la Ec. (52), y así, con la Ec. (53) se estableció el momento nominal M_n de 54 kNm/m cumpliendo con el chequeo previsto.

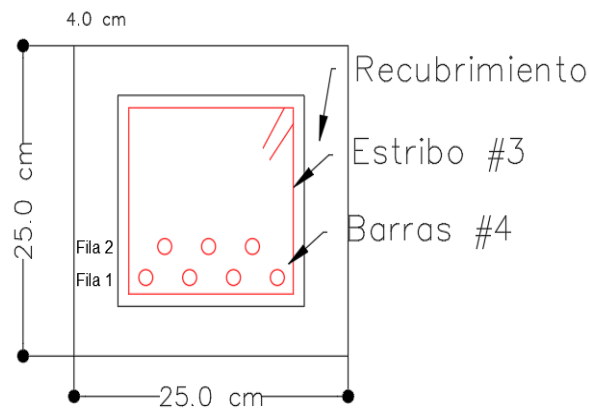


FIGURA 23. Posicionamiento de componentes de la viga: Diseño a flexión.

Conocer la deformación del acero (ϵ_s) requirió el cálculo del parámetro "c" con la Ec. (59) que arrojó un valor de 74.99 mm, y mediante la Ec. (60) se estableció una deformación unitaria del acero en 0.004. Con este valor se calculó el factor de reducción (ϕ) mediante la Ec. (61), siendo este de 0.82, quedando dentro del rango recomendado para falla dúctil. A su vez, las verificaciones de acero mínimo establecieron, con las Ec. (62) y (63), requerimientos de $A_{smin} = 138 \text{ mm}^2$ y $A_{smin_2} = 146 \text{ mm}^2$, respectivamente, mientras el acero colocado corresponde a 7 barras de 129 mm^2 , es decir 903 mm^2 , con lo que se cumplen con holgura los requerimientos de la norma.

En la Figura 24 se reporta el resultado de la modelación de la fuerza cortante para la viga; durante el diseño de las vigas se calculó un $V_u = 17.84 \text{ kN}$. Se calculó el valor de V_c con la Ec. (49), obteniendo un valor de 39.38 kN, con lo que el valor comparable con V_u fue de 29.53 kN, que cumple con el criterio de norma por ser mayor.



FIGURA 24. Resultado del modelado sap2000 de la viga: Diseño a cortante.

Sobre los estribos, el espaciamiento no debe exceder el menor de (a) $d/4$: $17.51 \text{ cm} / 4 = 4.38 \text{ cm}$, (b) Ocho veces el diámetro de la barra longitudinal confinada más pequeña: $8 (1.27 \text{ cm}) = 10.16$

Datos para el diseño de la cimentación: Columna con base de 25 cm y lado de 25 cm, Propiedades de los materiales $f'c = 28$ Mpa y $f_y = 420$ Mpa, Datos de geotecnia indican que la capacidad portante en el sitio es de $4 \text{ kg/cm}^2 = 0.399$ Mpa. Las cargas provenientes de la modelación sap2000 son $M_u = 5.9$ kNm “Momento producido”, $P_u = 68.3$ kN “Reacción en la base mayor”. Bajo esta primicia se va a incrementar la carga en un 20% siguiendo las recomendaciones de la norma (ACI Committee 351, 2018), entonces la carga de diseño será de 81.96 kN. Así, el área necesaria, resultado de distribuir la carga de diseño en la capacidad portante, es de 0.21 m^2 . Se considera una cimentación: $b \times L = 0.7 \text{ m} \times 0.7 \text{ m}$. Así el área real es de 0.49 m^2 y la carga de diseño real será de 0.139 MPa. Los esfuerzos de compresión calculados con la Ec. (66) fueron $S_{m\acute{a}x} = 0.291$ Mpa y $S_{m\acute{i}n} = 0.043$ Mpa, ambos verificados contra la capacidad portante del suelo. En cuanto al diseño de zapata concéntrica el momento en el borde la columna es de 9.54 kNm, entonces el momento mayorado M_u resulta de 16.22 kNm. Y, para el cálculo del refuerzo para la cimentación, el recubrimiento es de 70 mm (según la NSR-10), entonces la distancia efectiva, que es $H - \text{Recubrimiento}$, será $40 \text{ cm} - 7 \text{ cm} = 33 \text{ cm}$ y, con la cuantía calculada de 0.002, el área del acero resulta en $6.60 \text{ cm}^2/\text{m}$. Entonces se va a utilizar barra # 4, cuya área es de 1.27 mm^2 como lo establece la tabla C.3.5.3-2. Armadura: 5 Barras # 4 cada 10 cm en ambos sentidos. Para el Entonces para el chequeo de cortante se calculó un V_n de 0.021 MPa con la Ec. (67) y V_c de 2.7 MPa con la Ec. (68), 2.13 MPa con la Ec. (69) y 1.75 MPa con la Ec. (70), con lo que se verifica el cumplimiento del diseño.

5. Diseño del sistema de conducción del fluido

Para la determinación del diámetro mínimo de la tubería requerida, de acuerdo con la Tabla 14, para una velocidad de fluido máxima de 4 m/s, se deberá utilizar una tubería de 10.88”, pero este valor no es comercial; razón por la cual se busca el diámetro nominal siguiente, es decir 12”, para la cual se alcanza en el fluido una velocidad de 3.31 m/s, valor inferior al valor objetivo establecido.

TABLA 14. Evaluación de pérdidas en la conducción del fluido.

Vperm	Q (m3/s)	Diam (m)	Re	RL	F(colebrook)	Hfg
1.5	0.24	0.451351667	7.57E+05	0.0004431	1.71E-02	2.82E-01
2	0.24	0.39088201	8.74E+05	0.0005117	1.74E-02	5.91E-01
2.5	0.24	0.349615498	9.78E+05	0.0005721	1.78E-02	1.05E+00
3	0.24	0.319153824	1.07E+06	0.0006267	1.81E-02	1.69E+00
4	0.24	0.27639532	1.24E+06	0.0007236	1.86E-02	3.56E+00
5	0.24	0.247215489	1.38E+06	0.0008090	1.90E-02	6.36E+00
6	0.24	0.225675833	1.51E+06	0.0008862	1.94E-02	1.02E+01

En la Figura 26 se presenta el diseño esquemático de la cajilla de entrada del fluido a la línea de conducción, se representa también el punto del canal existente donde se conectarán, allí se instalará una guillotina tal que la caja permanezca llena, pero el agua solo fluya por la línea de conducción cuando se abra la guillotina.

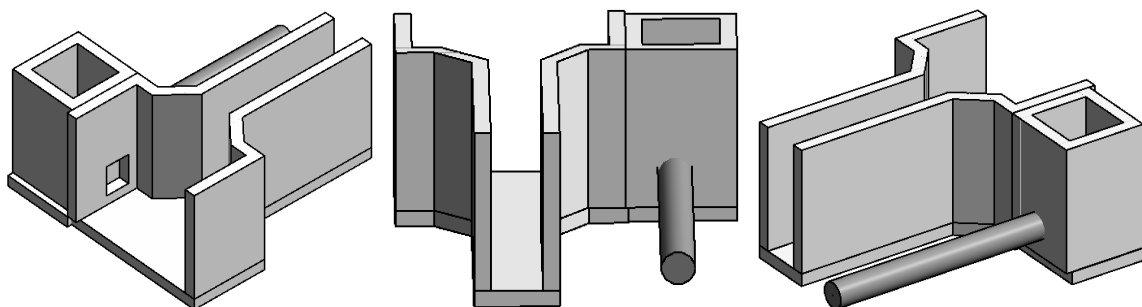


FIGURA 26. Resultado del modelado sap2000 de la estructura: Diseño de columnas.

Por último, en la Tabla 15, se reportan los resultados del diseño de los dados de anclaje de la línea de conducción que ira enterrada paralela al canal existente.

TABLA 15. Resultados del diseño del dado anclaje de 3000 psi.

Anclajes	Tipo
Cuantía mínima	0.0018
Diámetro de tubería (mm)	304.8
Área de la tubería (m ²)	0.07
Largo de tubería propuesto (m)	1.2
Ancho Anclaje Propuesto (m)	0.5
Altura Anclaje propuesto (m)	0.5
Acero por cuantía mínima requerida (m ²)	0.000
Acero por cuantía mínima (cm ²)	3.187
Refuerzo elegido	# 4
Área Refuerzo elegido cm ²	1.29
Barras para todas las caras de la estructura	4
Área Total Refuerzo elegido mm ²	5.16
Espaciamiento en dirección paralela	50

6. Diseño CAD: planos de fabricación e instalación

Como ya se ha comentado, se decidió fabricar la turbina en acero dulce, acero estructural A-36, la mayoría de las piezas se diseñaron en lámina negra de espesor 3/16". El diseño se pensó modular, para permitir el desarmado para transporte y por mantenimiento y facilidad al montaje, así lo primero que se pensó fue el rotor. Para esta pieza clave se aplicó una estrategia que busca la economía, basados en la experiencia del equipo investigador de UdeA liderado por el codirector del proyecto Ing. Fredys Romero y el Ing. Johan Betancour, se propuso fabricar los álabes a partir de un tubo sch. 40 de 2" nominal haciéndole 5 cortes longitudinales tal que los álabes fueran un segmento circular de 72°. Los discos laterales se pensaron en lámina negra de 3/8" por el requerimiento de resistencia para que se pudiera usar suficiente soldadura en este ensamble. El plano de fabricación (ensamble soldado) se presenta en la Figura 27, allí se aprecia el detalle de la posición del álabe en el disco lateral (Detalle B del Corte A), tal que se cumpliera con el ángulo de entrada de 30° y el ángulo recto de salida de la primera etapa. Además, puede apreciarse el diseño del alojamiento del semieje, que se diseño con un segmento de 1" del mismo tubo con el que se fabricarán los álabes.

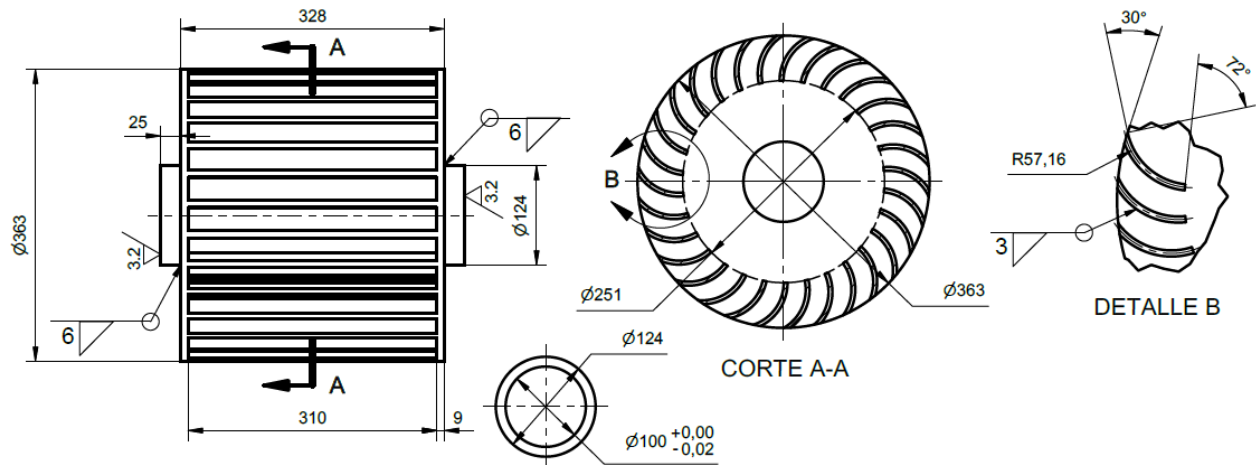


FIGURA 27. Plano de ensamble soldado: Rotor. Detalle de alojamiento del semieje y de ranurado del disco lateral.

El diseño del eje se presentó previamente y, al modelar la simulación, se justificó la importancia del diseño partido, ver Figura 16, los semiejes se fabrican en acero 1020 fácil de mecanizar y de soldar, su forma obedece a los cálculos de resistencia y a las dimensiones de componentes comerciales como las chumaceras en que se apoya y tiene cuñero para la polea conductora y ranuras para fijación axial con pin candado, y se diseñan para ser alojados en los laterales del rotor. Es fundamental durante la fabricación del ensamble soldado, que se muestra en la Figura 28, que se procure garantizar el balanceo dinámico, se sugiere fabricar montado en torno.

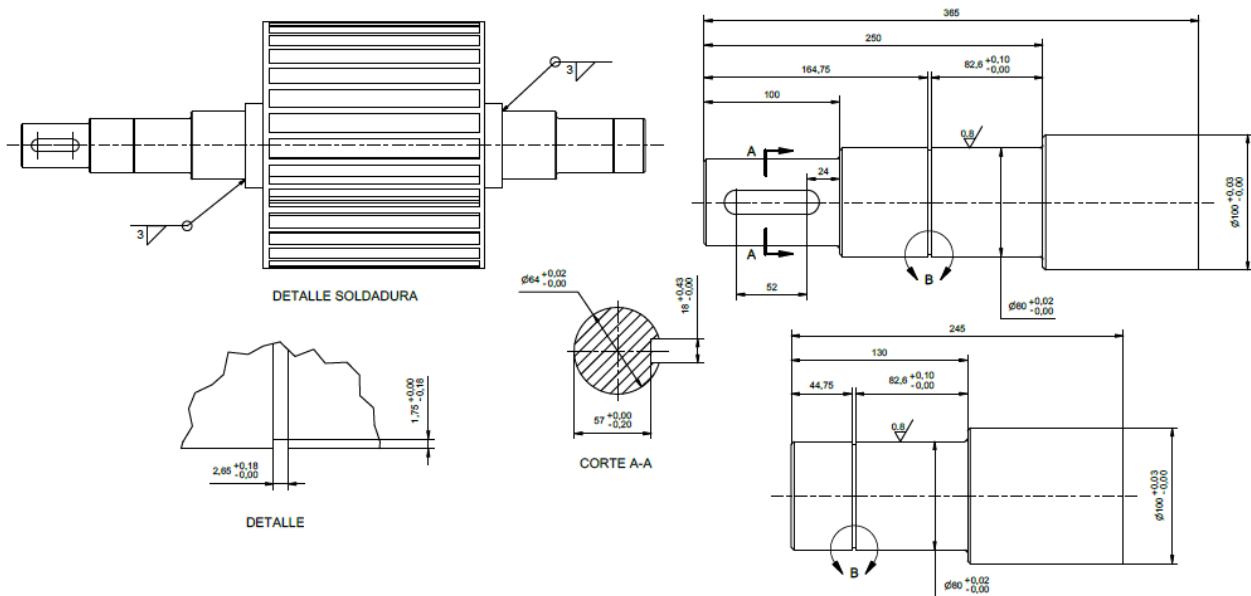


FIGURA 28. Plano de ensamble soldado: Rotor. Detalle de semiejes.

Siendo el rotor la pieza crítica del conjunto, se procedió a diseñar el detalle de la carcasa, la cual se pensó en dos partes para que fuera modular. La carcasa superior tiene una sección muy importante cuyo diseño hidrodinámico se describió con detenimiento en la primera parte de este capítulo, es el inyector; de su forma también depende la garantía del ángulo de ingreso para

lograr las velocidades relativas del fluido y la velocidad de giro del rotor. En la Figura 29 se aprecian las indicaciones para su ensamble soldado y se agregan los planos de corte por cizalla y perforación de cada una de sus partes: las caras laterales que se fabrican por oxicorte CNC y las caras superior e inferior que requieren rolado, de la inferior depende el ángulo de admisión de 120° que se decidió tras la simulación, además se detalla la brida de entrada del inyector, desde la cual deberá adaptarse la transición que conectará con el tubo de la línea de conducción.

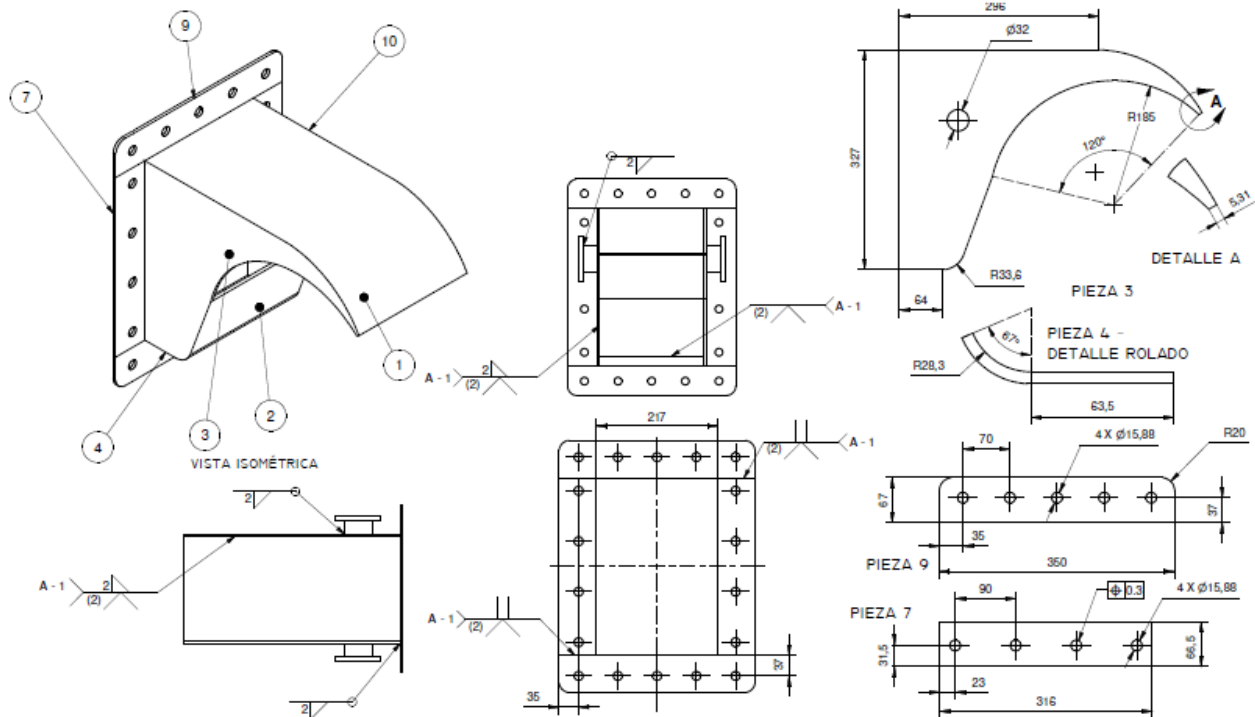


FIGURA 29. Plano de ensamble soldado: Inyector. Detalle de componentes, incluyendo brida.

El resto de los componentes de la carcasa superior tienen por objetivo proteger el rotor y evitar la salpicadura y las pérdidas de fluido, tal que orientan el fluido restante hacia la carcasa inferior o descarga. En la Figura 30 se aprecia el detalle de corte, rolado y perforación de las partes, y las indicaciones para soldadura del sub-ensamble. Las caras superiores requieren rolado para respetar la forma del diseño y disminuir las pérdidas de presión canalizando el flujo hacia el rotor y la descarga. Se aprecia el detalle de la compleja brida que ensambla con la carcasa inferior y con la estructura del conjunto hidrogenerador. Las piezas laterales fueron diseñadas para oxicorte CNC, los demás cortes son por cizalla.

En la Figura 31 se presenta el plano de ensamble soldado de la carcasa superior completa, es decir con el inyector.

En la Figura 32 se presentan las instrucciones para fabricación de las partes de la carcasa inferior (descarga) y las indicaciones para su ensamble mediante soldadura de arco eléctrico, las piezas laterales se fabrican por corte con cizalla y con oxicorte CNC y el detalle de corte y perforación de las bridas se duplica con sus pares de la carcasa superior. La función de la descarga es, básicamente, canalizar el flujo remanente que sale de la segunda etapa del rotor y conducirlo hacia el canal existente nuevamente.

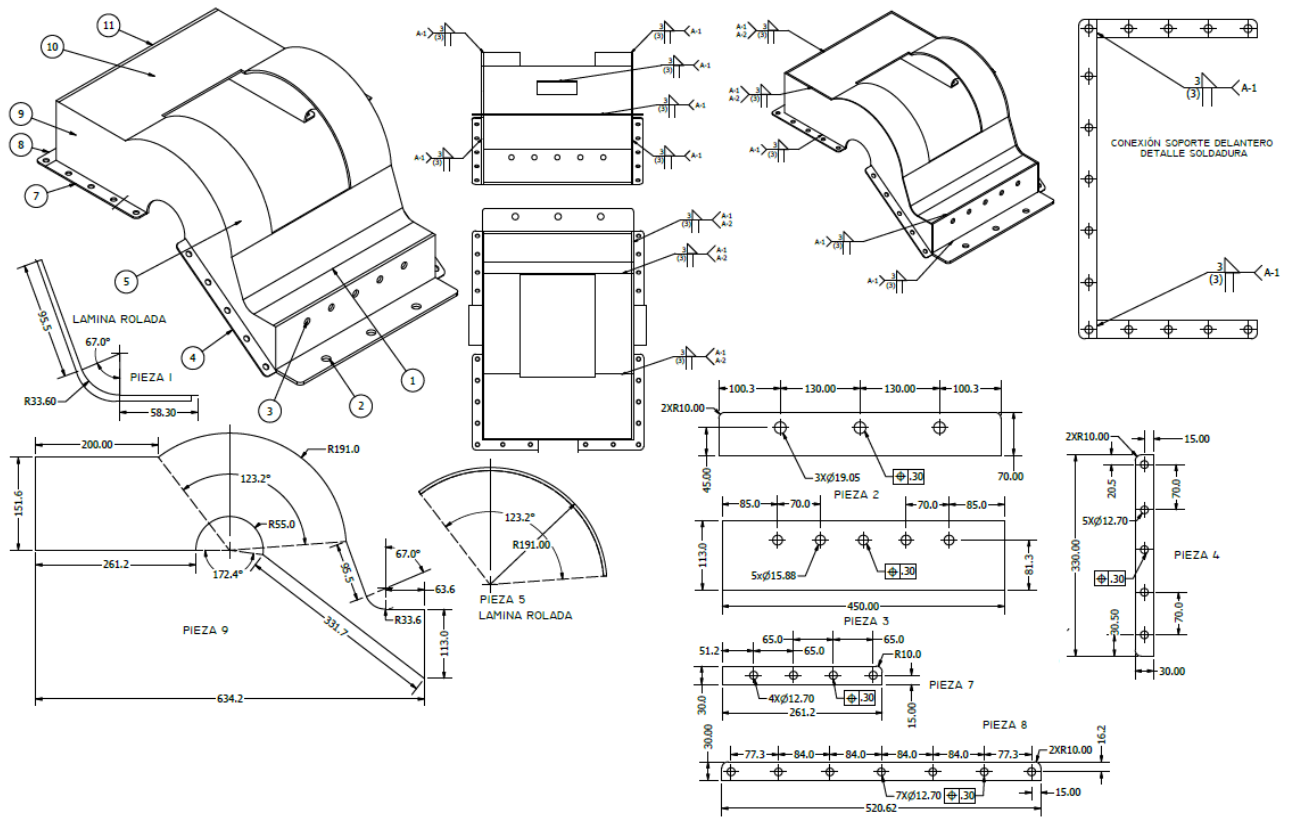


FIGURA 30. Plano de ensamble soldado: Carcasa superior. Detalle de componentes, incluyendo brida.

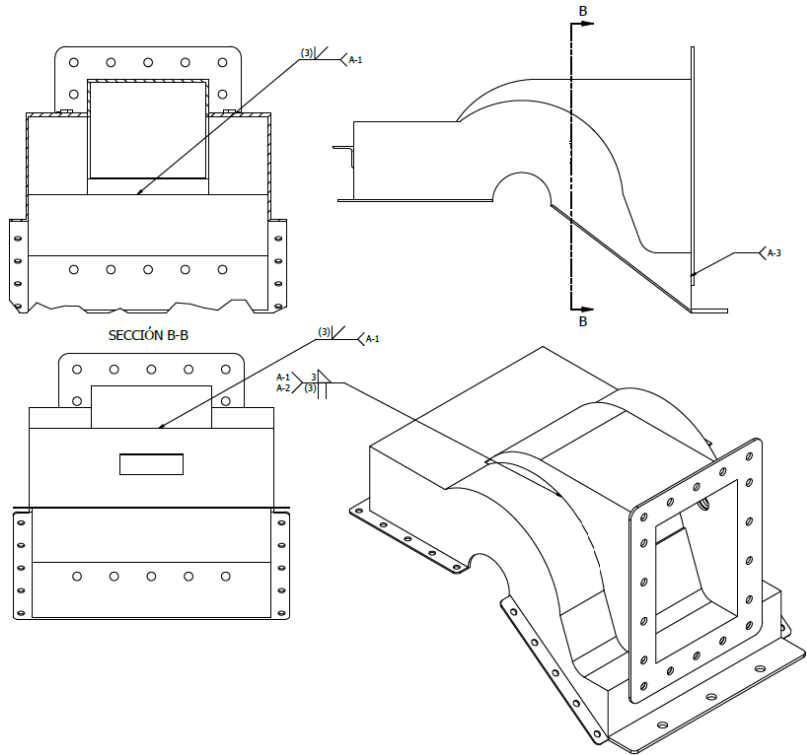


FIGURA 31. Plano de ensamble soldado: Carcasa superior completa.

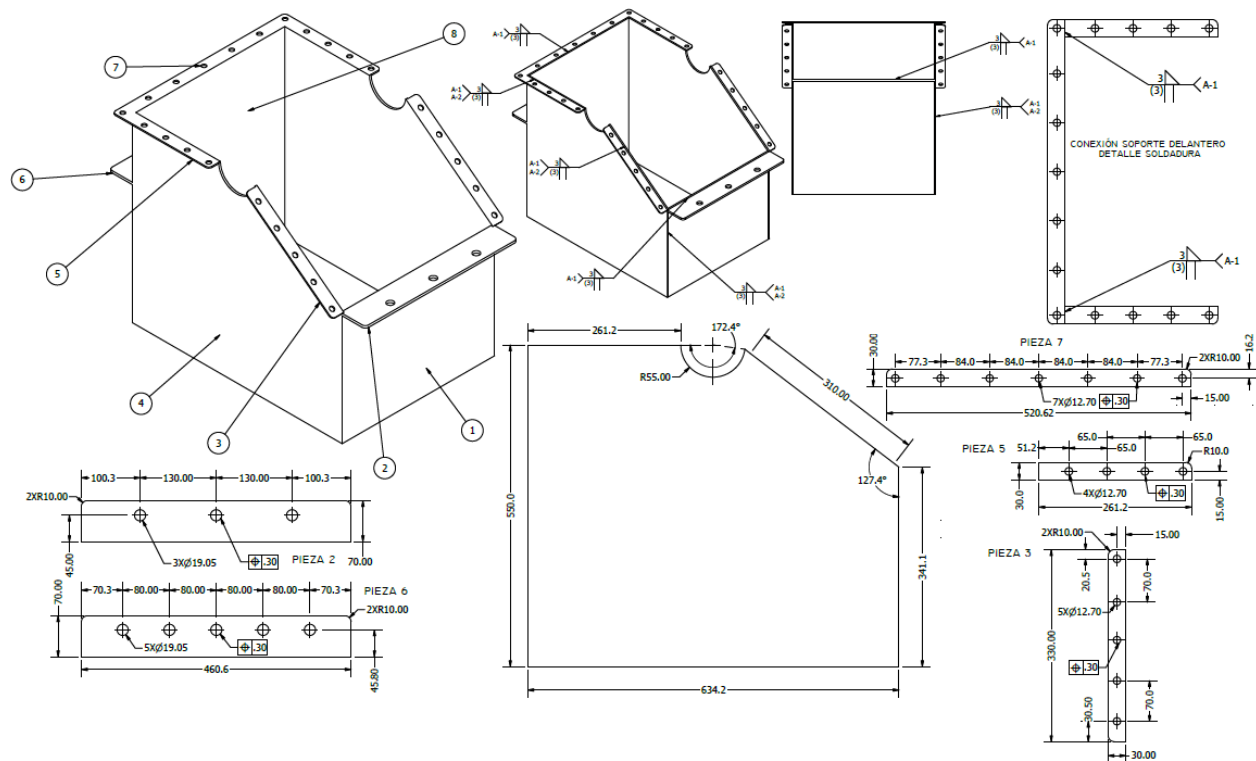


FIGURA 32. Plano de ensamble soldado: Carcasa inferior. Detalle de componentes, incluyendo brida.

La transición entre el tubo de la línea de conducción y el inyector de la turbina es un componente bastante complejo, se diseñó una propuesta, pero se sugiere que en sitio se decida presentando el espigón del tubo, que debe tener un injerto de acero con brida circular, con el inyector ya fabricado en la posición en la que se anclará la estructura de la turbina sobre el canal, para tener un poco más de certeza sobre las dimensiones de esta parte que, por su rigidez, no será modificada después de su fabricación y debe coincidir con la menor tolerancia, así que se recomienda fabricarla al final. En la Figura 33 se reporta no solo el plano de ensamble soldado, sino el detalle de las piezas, incluyendo el desarrollo del cuello y el de la transición como tal que se fabrican con múltiples golpes de dobladora, y se detalla la brida que hace par con la del inyector.

Con la estructura pasa algo similar, el chasis debe soportar y fijar la carcasa (superior e inferior) y las chumaceras del eje del rotor, además del generador eléctrico, para este debe diseñarse una base rodante que permita la tensión de las bandas y facilite la instalación del equipo, pero en este momento no tenemos detalles de la referencia del generador y desconocemos el tipo y posición de sus puntos de anclaje, por esto sugerimos que una vez se conozca dicha información se ultime el detalle de la estructura. Aun así, en la Figura 34 se presenta el diseño preliminar de la estructura, se pensó en perfil acanalado comercial, se dan las posiciones relativas de todos los componentes ya diseñados, y su fabricación podría dar inicio así. En la Fig. se incluye el detalle de corte y perforación de los perfiles.

Por último, aunque se está decidiendo sobre la compra de componentes comerciales para el sistema de transmisión, en la Figura 35 se presentan los diseños de las poleas como se habían especificado anteriormente, de todas formas, se sabe que la mayoría de las dimensiones son estandarizadas, así que si se compran comercial van a coincidir en mucho y estos diseños resultan útiles en la planeación del proyecto en general. La Figura 36 es el ensamble general de la turbina,

donde se ve la disposición de los componentes del diseño modular y se da una idea e instrucción de cómo se verá la turbina una vez sea fabricada.

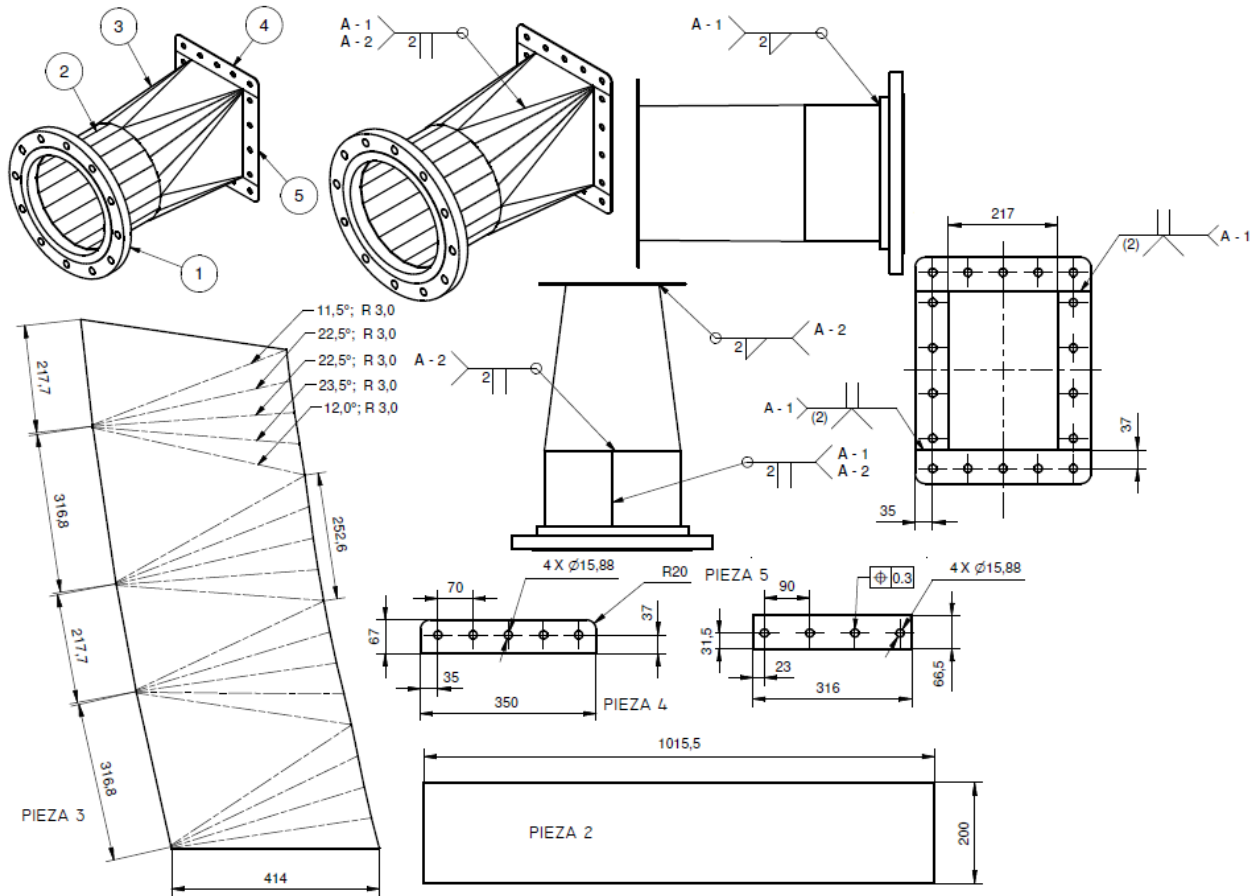


FIGURA 33. Plano de ensamble soldado: Transición. Detalle de componentes, incluyendo brida.

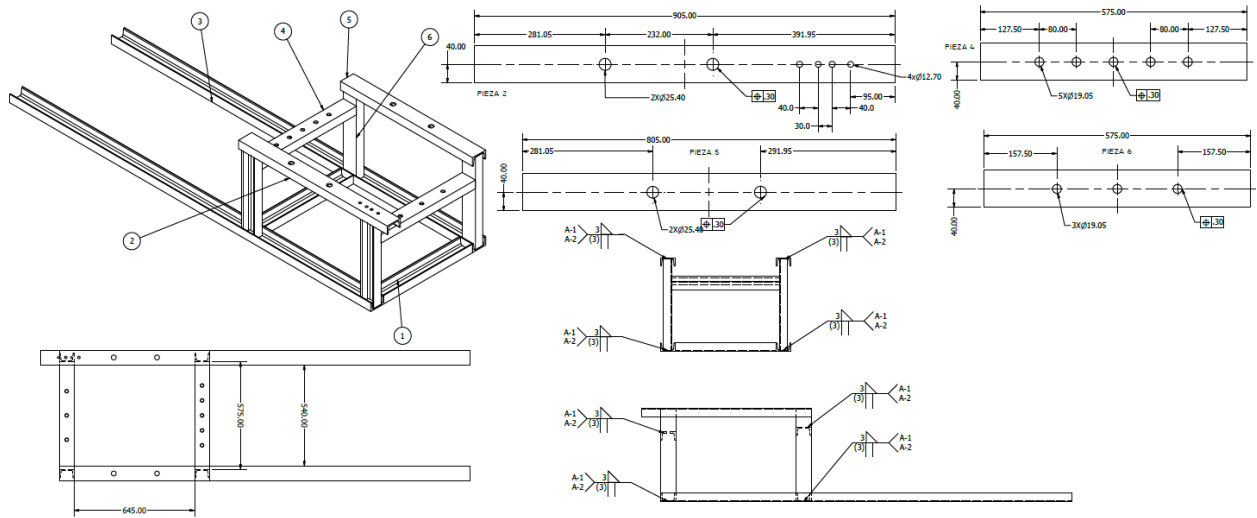


FIGURA 34. Plano de ensamble soldado: Estructura. Detalle de componentes.

Para orientar la instalación se elaboraron planos 2D con Autodesk AutoCAD® en los que se da más detalle sobre la estructura, el techo, el cerramiento y la escalera que se diseñó para el acceso a montaje y mantenimiento, además se presentan detalles sobre el suelo que pretenden orientar al contratista en la ejecución de la obra; el primero de ellos se presenta en la Figura 37.

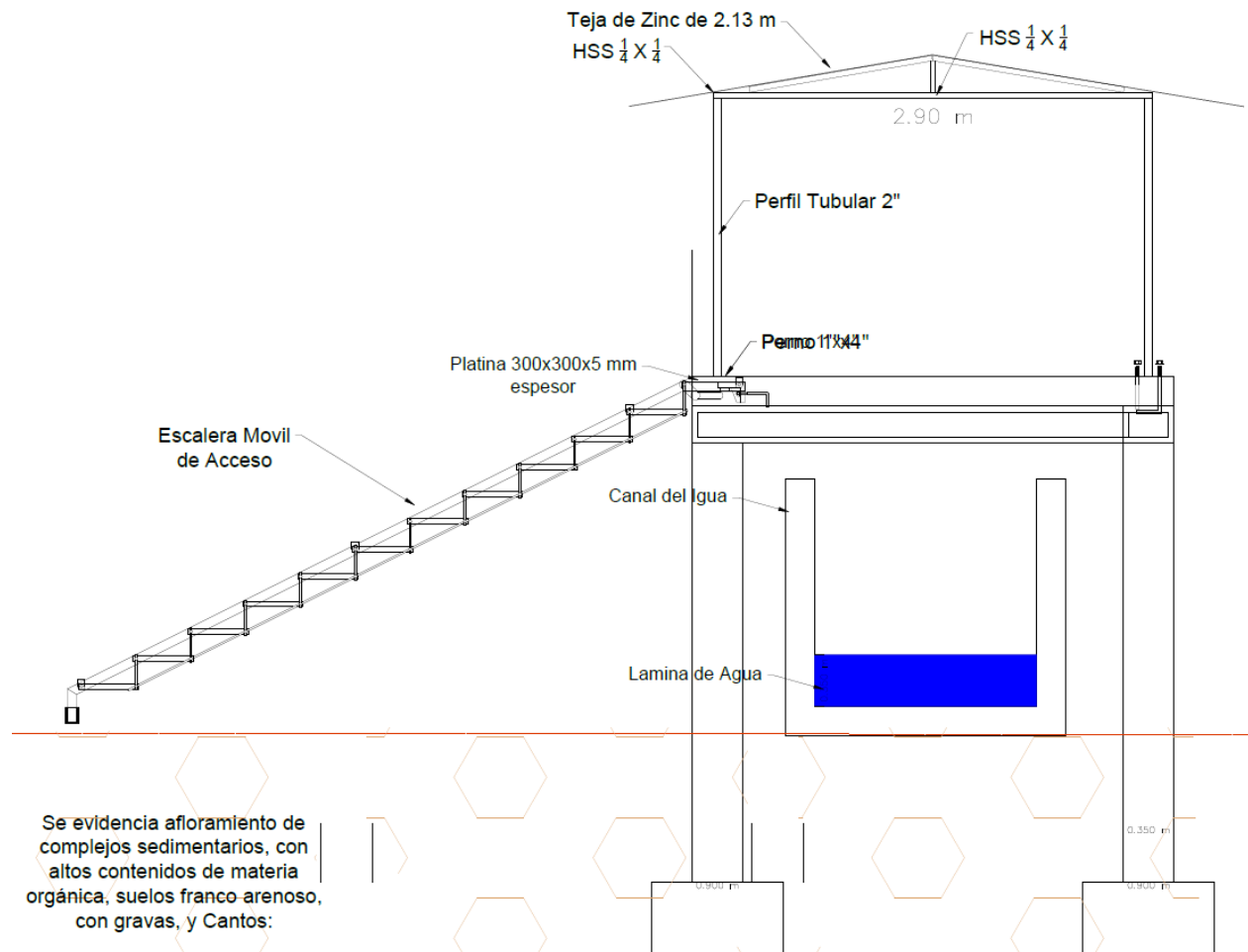


FIGURA 37. Diseño de detalle de estructura elevada tipo caseta para instalación y anclaje de la turbina: Primer detalle.

La Figura 38 presenta otro detalle de la caseta, en este se ve posicionada la turbina en el lugar donde se pensó irá instalada. En este se ve además la puerta de acceso que se diseñó y el cerramiento con malla electrosoldada, y se detalla el posicionamiento de los refuerzos de vigas y columnas. Sobre las columnas es necesario aclarar que las columnas de la estructura superior de la caseta son las que soportan el techo y delimitan el cerramiento soportando a su vez la puerta diseñada, en la Figura 39 se detalla específicamente cómo se pensó el anclaje y la fijación de estas columnas superiores a las columnas inferiores o principales. Se especifica el tipo de perfil tubular sugerido y se detalla el diseño de unos pie-amigos que se planearon para reforzar esta instalación. Tanto en la Figura 38 como en la 39 se aprecian los “ganchos” que se emplean como refuerzos: bastones, escuadras, estribos; la Figura 40 es una guía con instrucciones detalladas sobre los dobleces correctos que deben realizarse a las barras que fueron seleccionadas en el análisis de resistencia.

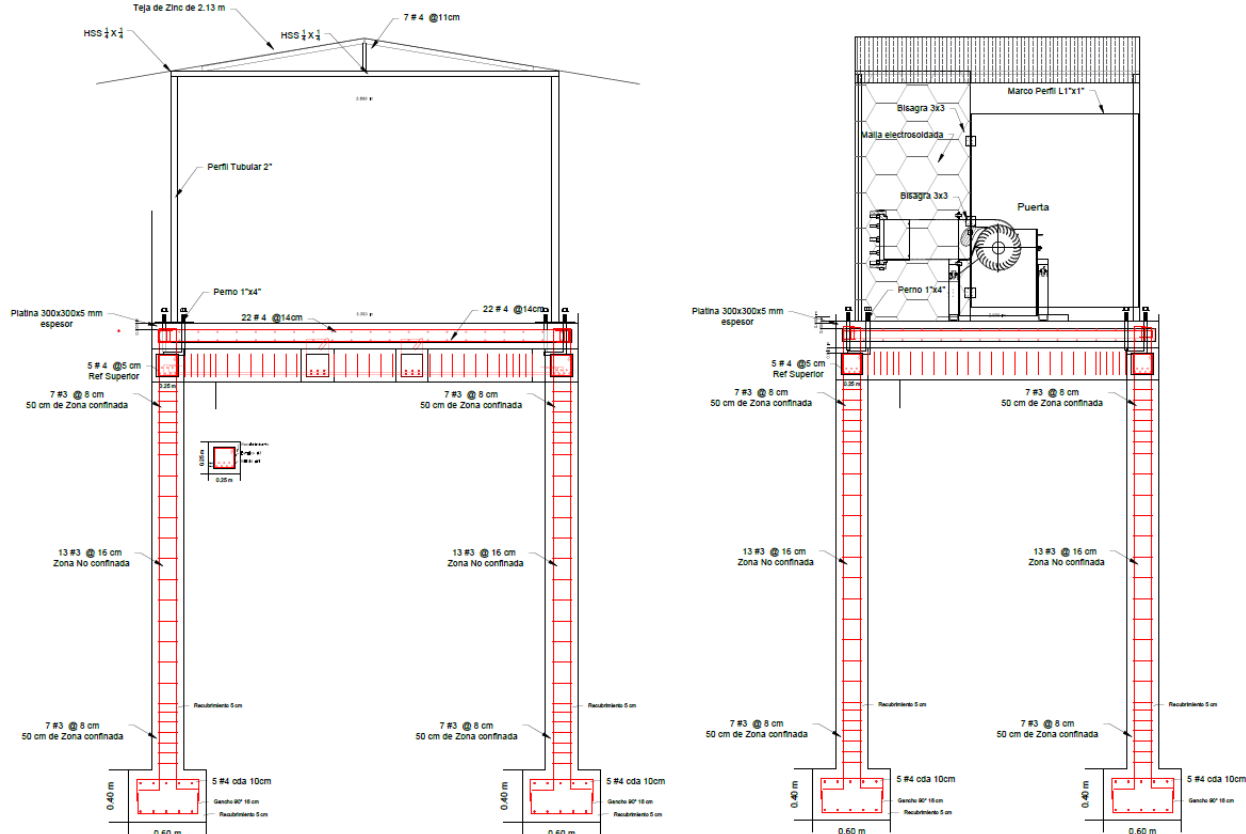


FIGURA 38. Diseño de detalle de estructura elevada tipo caseta para instalación y anclaje de la turbina: Segundo detalle.

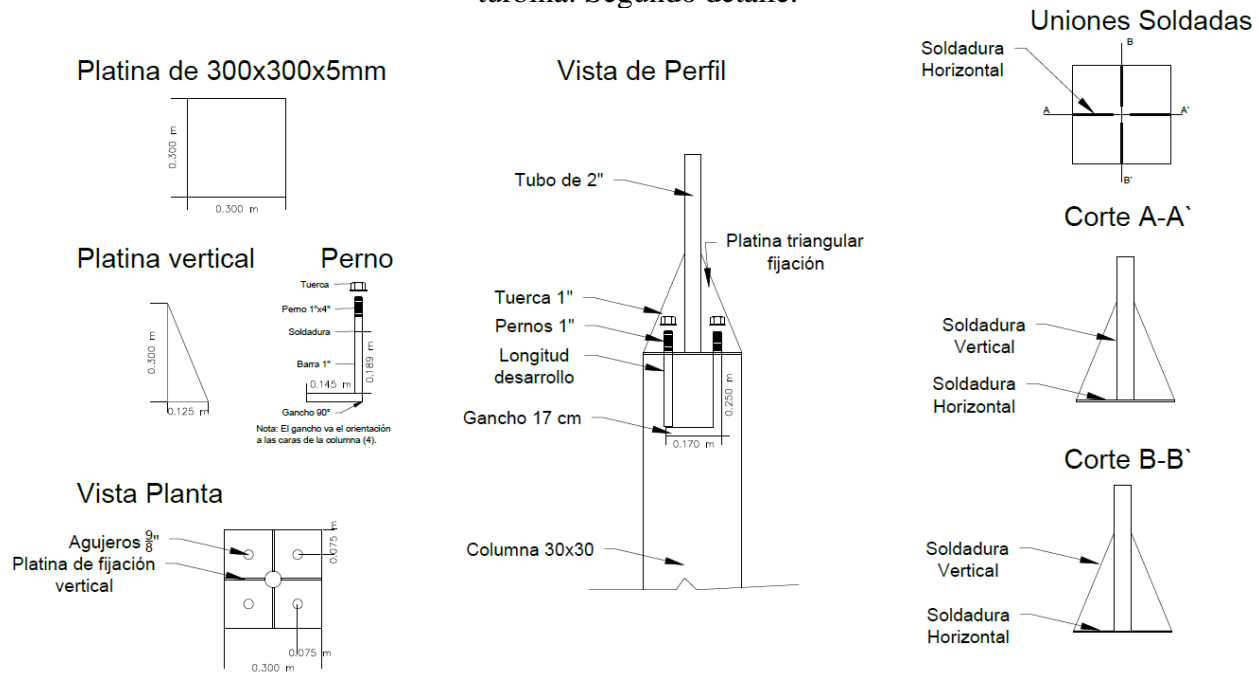
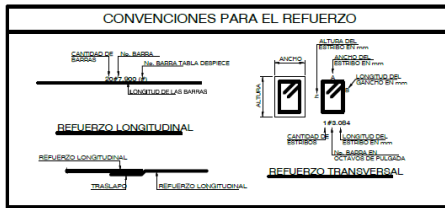
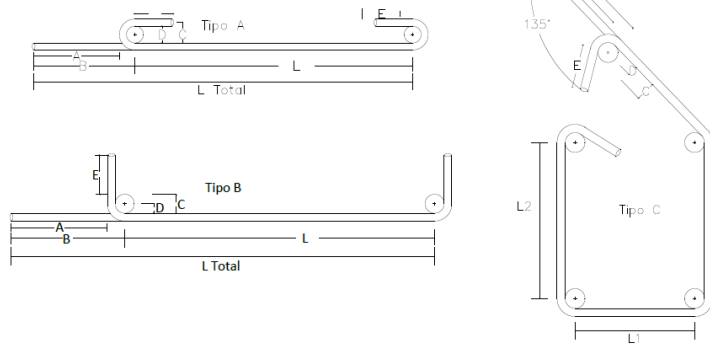


FIGURA 39. Conexión entre columna inferior y columna superior (Perfil Tubular).

Guía práctica para dobleces:

- Bastones: Doblar a 180° más extensión mínima de 4 veces el diámetro de la varilla, pero no menor a 65mm.
- Escuadras: Doblar a 90° más una extensión de 12 veces el diámetro de la varilla como mínimo.
- Ganchos en estribos: Doblar a 135° más una extensión mínima de 6 veces el diámetro de la varilla o alambre, pero no menor a 65mm.
- Prohibido doblar o enderezar las varillas de forma que puedan dañarse y afectar su comportamiento.
- Prohibido utilizar varillas re-enderezadas en elementos estructurales.
- Los dobleces en obra se realizan en frío, si es necesario aplicar calor, cuidar que:
 - Se realice en taller.
 - Temperatura no mayor a 530 °C.
 - La pieza se enfríe por sí sola, no sumergir en agua para acelerar el proceso.



GANCHO STANDARD 90°						
Barra	ϕ	E	D	C	B	A
No.2	0.64	7.7	3.8	2.2	11.2	8.6
No.3	0.95	11.4	5.7	3.3	16.6	12.8
No.4	1.27	15.2	7.6	4.4	22.2	17.1
No.5	1.59	19.1	9.5	5.6	27.8	21.5
No.6	1.91	22.9	11.5	6.7	33.4	25.8
No.7	2.22	26.7	13.3	7.8	38.9	30.1
No.8	2.54	30.5	15.2	8.9	44.5	34.3
No.9	2.86	34.3	17.1	10.1	50.1	38.6
No.10	3.16	38.2	19.1	11.2	55.6	42.9

GANCHO STANDARD 180°						
Barra	ϕ	E	D	C	B	A
No.2	0.64	3.8	2.6	1.6	7.6	5.7
No.3	0.95	5.7	3.8	2.4	11.3	8.4
No.4	1.27	7.6	5.1	3.2	15.1	11.3
No.5	1.59	9.5	6.4	4.0	18.9	14.1
No.6	1.91	11.5	7.6	4.8	22.7	16.9
No.7	2.22	13.3	8.9	5.5	26.5	19.7
No.8	2.54	15.2	10.2	6.4	30.3	22.6
No.9	2.86	17.1	11.5	7.2	34.1	25.4
No.10	3.16	19.1	12.8	8.0	37.9	28.2

N°	Longitud De Desarrollo	
	Barra curvada a Tracción (m)	Barra curvada a Compresión (m)
2	0.300	0.200
3	0.484	0.252
4	0.646	0.316
5	0.728	0.379
6	1.057	0.441
7	1.210	0.504
8	1.367	0.569
9	1.533	0.639

FIGURA 40. Guía para dobleces de barras de refuerzo en obra civil.

Para guiar la instalación de la tubería de conducción del fluido desde la bocatoma hasta la transición hacia el inyector de la turbina, se elaboraron planos generales a escala y se incluyeron en el gran plano de obra civil, en las Figuras 41 y 42 pueden apreciarse. El Plano 2 (Figura 42) sugiere el uso de algunos accesorios (codos) del tipo de tubería escogido (RDE 51 de PVC – tubería hidráulica de alta presión) buscando evitar algunos obstáculos presenten en el terreno, pero por costos se procurará, hasta donde sea viable, la conducción recta tal como se evaluó en el análisis de pérdidas por fricción y como se sugiere en el Plano 1 (Figura 41).

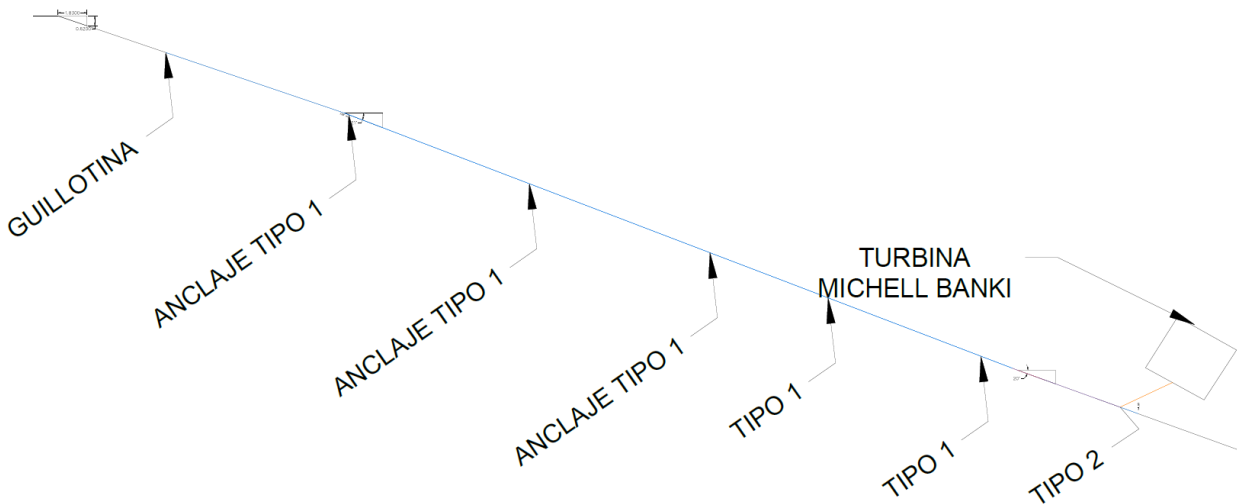


FIGURA 41. Guía de instalación de tubería línea de conducción: Plano 1.

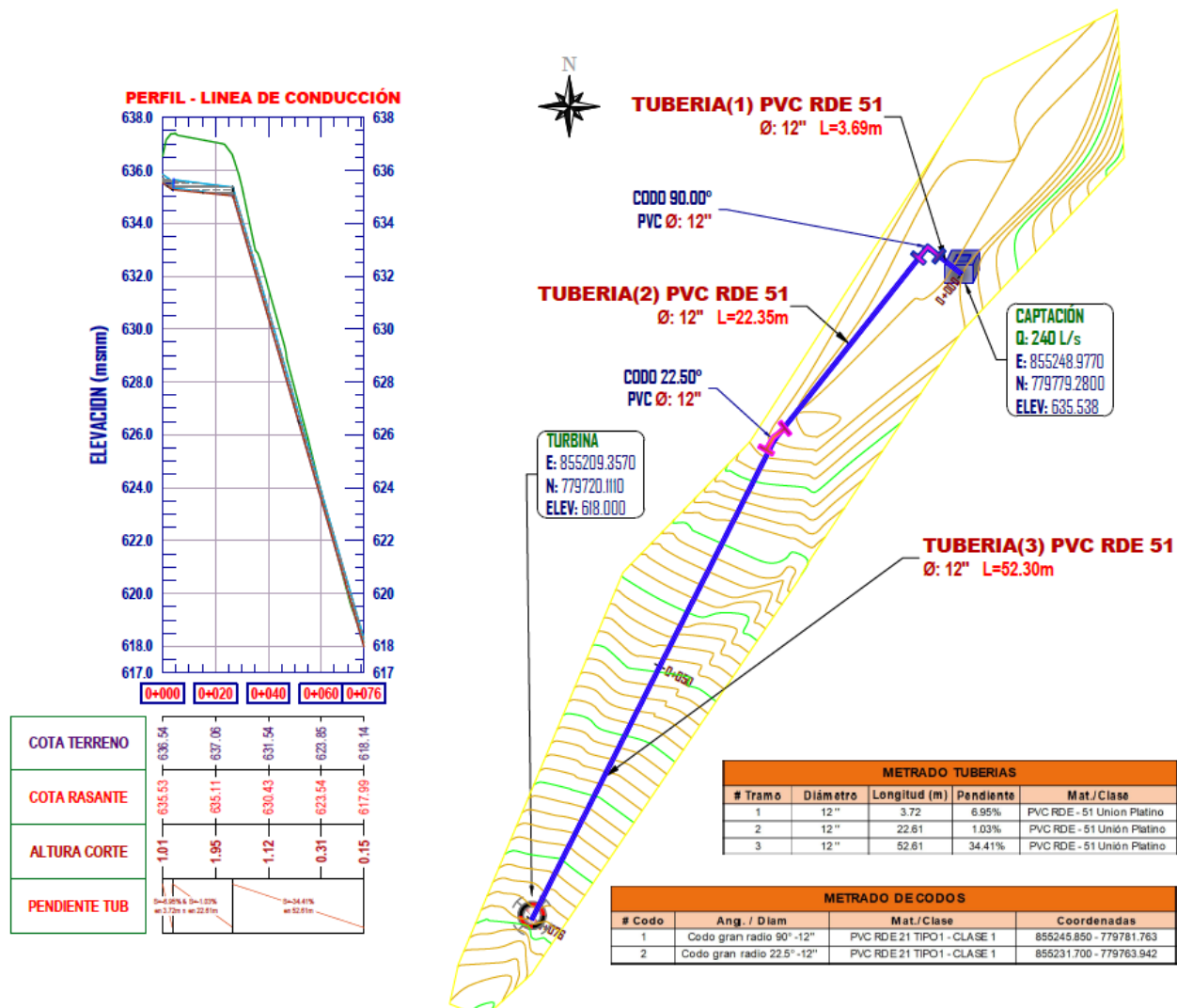


FIGURA 42. Guía de instalación de tubería línea de conducción: Plano 2.

Para terminar, el gran plano de la obra civil incorpora otros tres detalles importantes. En la Figura 43 está el plano detallado de la alberca que se vaciará en la cajilla de la boca toma. En el diseño de la cajilla se aprecia la ubicación de la compuerta de guillotina, y en este mismo gran plano de obra civil se detalla cómo será fabricada, en la Figura 44 se ilustra el mencionado detalle, además de las guías sobre las que realizará el desplazamiento lineal.

El otro detalle importante, que ya fue descrito previamente, son los encofrados o dados de fijación que se sugieren para dar estabilidad a la tubería así esté enterrada, considerando que la circulación de tan alto flujo causará grandes fuerzas de presión a medida que desciende y mucha vibración. El detalle de los anclajes sugeridos se presenta en la Figura 45.

7. Evaluación CFD

Las primeras simulaciones mostraron una eficiencia máxima de 51.8% a 440 rpm para la turbina; este valor de eficiencia se consideró bajo y al analizar las posibles causas se concluyó que podía deberse a la combinación de la ausencia del álabe director y el ángulo de admisión de 120°

utilizado, aunque, como se aclaró antes, este ángulo corresponde a un tercio de la circunferencia del rotor, valor recomendado en (OLADE, 1988).

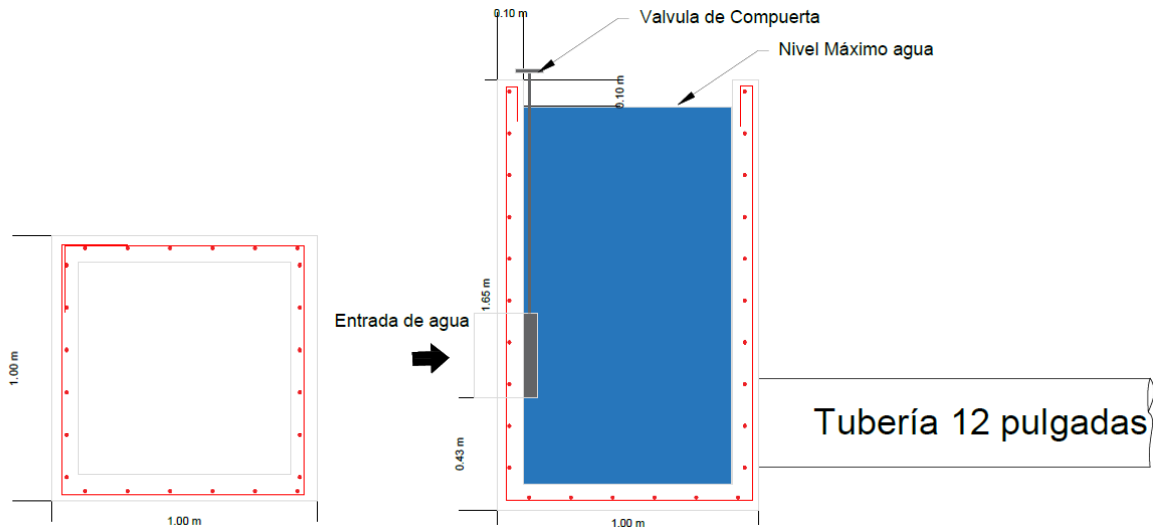


FIGURA 43. Bocatoma del canal existente: Cajilla o alberca.

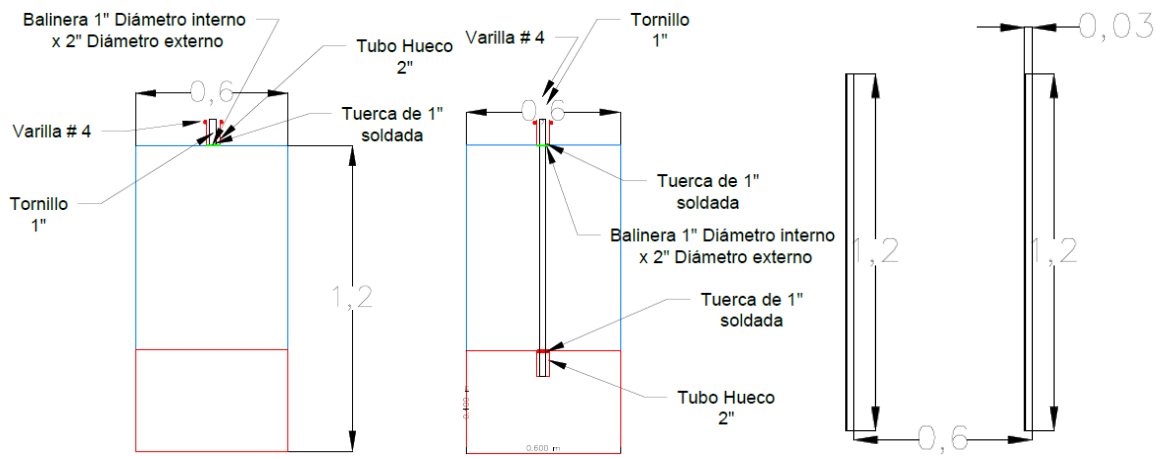


FIGURA 44. Bocatoma del canal existente: Compuerta guillotina y guiado.

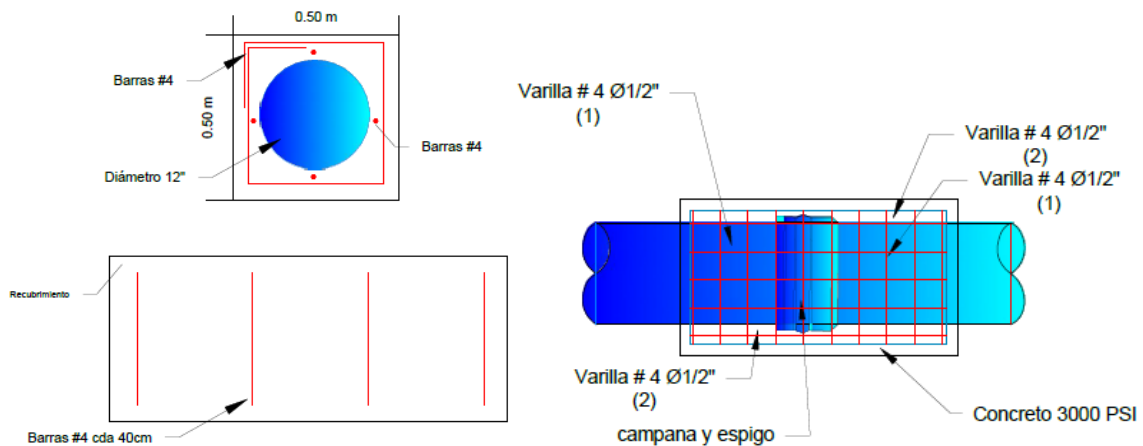


FIGURA 45. Anclajes línea de conducción.

Además, con el ángulo de apertura trabajado hasta el momento se tenía un total de 10 álabes comprendidos en el arco de admisión, situación que puede apreciarse en la Figura 46. En esta Figura también se puede apreciar como la concavidad de los álabes en la primera etapa, los primeros 5 álabes, no hace contacto con el agua, por lo que finalmente es la segunda etapa, los últimos 5 álabes, la que está extrayendo la mayor cantidad de energía del flujo; esta condición es contraria al funcionamiento normal de una turbina de flujo cruzado y puede ser la causa de la baja eficiencia del sistema. También se aprecia la importante cantidad de agua que parece impactar con la carcasa en la parte frontal (a la izquierda de la figura), lo que puede traducirse en una buena cantidad de energía del flujo que se está desaprovechando.

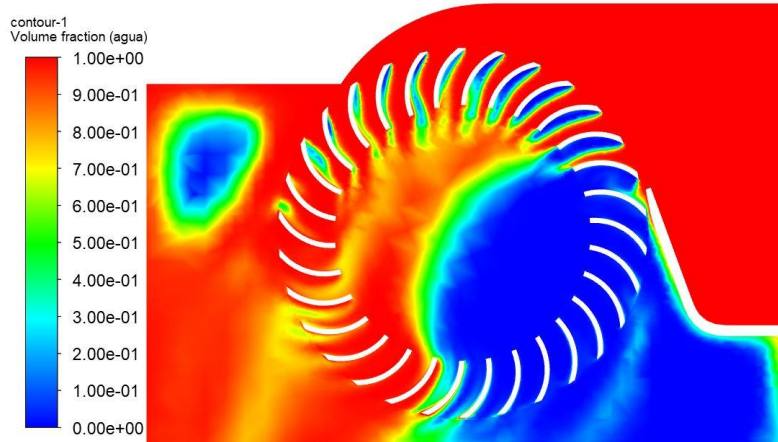


FIGURA 46. Contornos de fracción volumétrica para el agua en la turbina con 120° de apertura y una velocidad de giro de 400 RPM.

Las mallas para las simulaciones con las diferentes aperturas fueron desarrolladas haciendo uso de los mismos parámetros que entregaron la independencia espacial, de igual forma se hizo uso del paso temporal validado anteriormente. Es importante resaltar que el único cambio realizado en la geometría fue el del ángulo de admisión; el resto de los parámetros, así como la configuración de la simulación se conservó igual. Sin embargo, como consecuencia del cambio en la sección transversal por la que pasa el flujo hacia el rodete y al tener configurada en la simulación una entrada de presión, también se dan cambios en el flujo másico de entrada y por consiguiente en la potencia disponible (P_{dis}) para la turbina. La P_{dis} es calculada mediante la Ec. (75), en esta ecuación se usó el mismo valor de la entrada de presión para la multiplicación entre los términos de densidad (ρ), gravedad (g) y altura (h); ya que este valor incluye las pérdidas por la tubería y da una aproximación más cercana a la situación real.

$$P_{dis} = \rho g H_d Q \quad (75)$$

El flujo másico (\dot{m}) es un parámetro de salida de las simulaciones y con él se obtuvo el flujo volumétrico (Q) real asociado a la caída de presión que causa la turbina en función del ángulo de admisión, se usó la Ec. (76).

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (76)$$

La potencia mecánica generada en el eje de salida de la turbina es calculada con la Ec. (77), donde ω es la velocidad de rotación de la turbina en rad/s y τ es el torque en el eje de esta, reportado por la simulación.

$$P_{gen} = \omega \tau \quad (77)$$

Finalmente, la eficiencia (η) es la relación entre la P_{dis} y la P_{gen} , presentada en la Ec. (78).

$$\eta = \frac{P_{gen}}{P_{dis}} \quad (78)$$

Al analizar las consecuencias del diseño probando con otros ángulos de apertura diferentes se pudo evaluar la forma en la que la eficiencia y otros parámetros relevantes eran afectados. De esta forma, se evaluó un arco de admisión de 54°, obtenido desde cálculos de diseño al determinar que, de los 30 álabes en el rotor, sólo 4 iban a estar en admisión aprovechando la energía presente en el agua durante la primera etapa. Además, se probó la turbina con un ángulo de admisión de 90°, valor situado cerca de la media entre las dos configuraciones ya evaluadas. La Figura 47 muestra la forma en la que la eficiencia de la turbina se vio afectada por el ángulo de admisión, pasando del 51.8% al 73.7% cuando se cambió el ángulo de admisión de 120° a 54°.

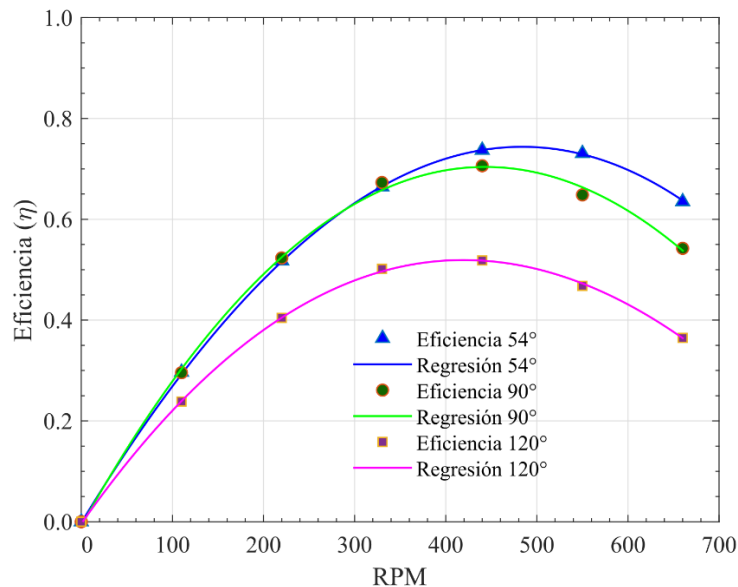


FIGURA 47. Eficiencia de la turbina Michell-Banki para varios ángulos de admisión.

Las Figuras 48a y 48b presentan los contornos de fracción volumétrica del agua en las simulaciones desarrolladas con los ángulos de admisión de 54° y 90°, respectivamente. En la Figura 10a se aprecia como con la apertura de 54° el flujo se va cruzando más hacia el centro del rodete, como debe pasar en las turbinas de flujo cruzado. Además, la concavidad de los álabes en la primera etapa hace mejor contacto con el fluido. Por otro lado, la Figura 10b muestra como con la admisión de 90° se sigue presentando una menor eficiencia en la primera etapa, alrededor de 7 álabes presentan contacto simultaneo con el flujo de entrada, pero los tres álabes de la primera etapa muestran mucho más contacto en la región convexa que en la cóncava, el efecto de este contacto es contrario al deseado en la conversión de energía hidráulica del flujo en energía mecánica en el eje del dispositivo. Por este motivo, la Tabla 16 muestra información relevante sobre diferentes parámetros extraídos de la simulación; en ella se comparan valores para las distintas configuraciones de ángulo de apertura a la misma velocidad de rotación de 400 rpm. En la Tabla puede notarse que la mayor eficiencia, entendida como el mayor aprovechamiento de la potencia hidráulica disponible, se logra con la configuración de ángulo de apertura más cerrado, en este caso 54°, pero se ve que limitar el área de entrada reduce el flujo másico a tan sólo 135 kg/s conllevando a una reducción de la potencia disponible que baja a tan solo 21.4 kW. Así las cosas, la decisión de diseño termina dependiendo del caudal disponible en sitio. Con la misma

turbina, a mayores caudales, podrá generarse más potencia mecánica en el eje con mayor ángulo de apertura en la carcasa cuando no se use álabe director, pero el dispositivo será más ineficiente.

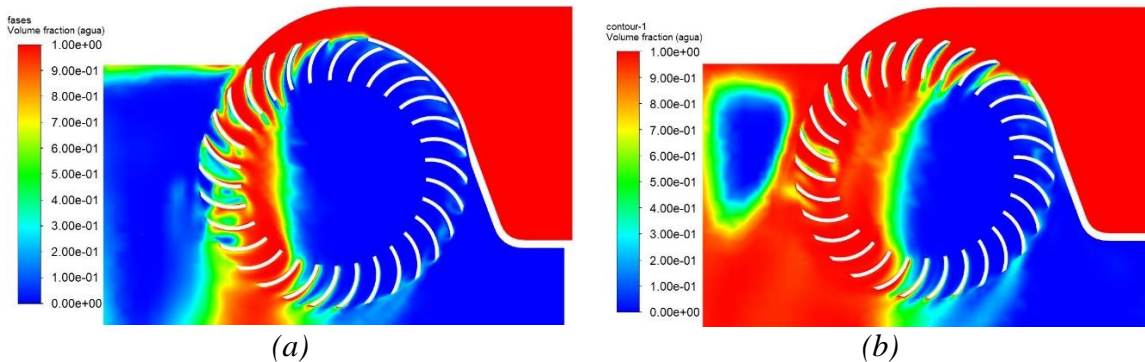


FIGURA 48. Contornos de fracción volumétrica para el agua en la turbina con (a) 54° y (b) 90° de apertura; ambas a una velocidad de giro de 400 RPM.

TABLA 16. Resultados relevantes de las simulaciones desarrolladas.

Ángulo de admisión	Flujo másico [kg/s]	Potencia disponible [kW]	Potencia en el eje de la turbina [kW]	Eficiencia
54°	135.01	21.41	15.79	73.70%
90°	272.87	43.28	30.56	70.63%
120°	346	54.88	28.46	51.83%

CONCLUSIONES

Se diseñó y evaluó mediante simulación CFD una turbina Michell-Banki para unas condiciones de caudal 0.24 m³/s y cabeza de 18 m disponibles en un punto de posible aprovechamiento energético en el distrito de riego Canal Iguá en Huila (Colombia) para la implementación de una micro-central hidroeléctrica de 20 kW y tanto los cálculos del procedimiento semi-empírico recomendado por la OLADE, como los resultados de los cálculos numéricos obtenidos computacionalmente, muestran viabilidad sobre las dimensiones establecidas para el rotor, aunque reportan diferentes eficiencias.

La eficiencia predicha mediante el procedimiento de la OLADE es de 86.3%, atípicamente alta para una turbina Michell-Banki. Mientras la eficiencia de 51.8% predicha por la vía de CFD resulta atípicamente baja. Recordando que la OLADE considera normales eficiencias cercanas al 78%. Debe tenerse en cuenta que la OLADE establece un protocolo para determinar el radio de curvatura ideal para los álabes, pero en este proyecto se decidió usar segmentos de tubería petrolera para conducción de fluidos a presión, que se consigue de segunda mano a muy bajo costo en el departamento del Huila, y esta decisión ciertamente incide en los resultados.

Aunque la simulación manifestó la posibilidad de encontrar regímenes más eficientes, estos sacrifican la potencia generada siendo menor a la establecida en el proyecto. Por otro lado, cabe la posibilidad de que, para generar la potencia requerida, se incremente el caudal de operación, pero esto no preocupa pues se diseñó con un caudal muy inferior al mínimo disponible en el punto de aprovechamiento.

Se procederá a la fabricación e instalación del dispositivo para verificar los resultados tanto del diseño hidráulico como de la simulación CFD reportados en este informe.

AGRADECIMIENTOS

Este estudio se desarrolló en el marco del proyecto interno de mayor cuantía código 3630 “Estudio numérico y experimental de un prototipo de turbina Michell Banki en el distrito de riego USOIGUA de los municipios Campoalegre y Hobo (Huila) con miras a su establecimiento como autogenerador a pequeña escala” con el patrocinio de la Universidad Surcolombiana, contando con la asesoría y el apoyo de los ingenieros mecánicos Fredys de Jesús Romero Menco y Johan Betancour Osorio de la Universidad de Antioquia, del ingeniero mecatrónico Steven Galvis Holguín del Instituto Tecnológico Metropolitano, y las ingenieras agrícolas Camila Cerquera Valderrama y Lizdy Marcela Ramirez Ramirez, a quienes se les agradece el conocimiento, la información y la orientación aportados.

REFERENCIAS

- ACI Committee 351. (2018). *ACI 351.3R-18 Report on Foundations for Dynamic Equipment*.
<http://concrete.org/Publications/>
- Adhikari, R. C., & Wood, D. H. (2018). Computational analysis of part-load flow control for crossflow hydro-turbines. *Energy for Sustainable Development*, 45, 38–45.
<https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.04.003>
- Adhikari, R., & Wood, D. (2018). The design of high efficiency crossflow hydro turbines: A review and extension. *Energies*, 11(2), 1–18. <https://doi.org/10.3390/en11020267>
- Adhikari, Ram Chandra, Vaz, J., & Wood, D. (2016). Cavitation inception in crossflow hydro turbines. *Energies*, 9(4), 1–12. <https://doi.org/10.3390/en9040237>
- Ali, Z., & Tucker, P. G. (2014). Multiblock Structured Mesh Generation for Turbomachinery Flows. *Proceedings of the 22nd International Meshing Roundtable*, 20. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-02335-9>
- Arellano, M. (2015). *Geometria del alabe del rotor para mejorar el torque en una turbina Michell-Banki*. 127.
https://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12894/201/PMEC_04.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Brennen, C. E. (2005). *Fundamentals of multiphase flows*. Cambridge University Press.
- Carija, Z., Sinozic, M., Fucak, S., Mrsa, Z., & Cavrak, M. (2009). Fluid flow simulation of a crossflow turbine. *Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium, June, 1921–1922*.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2012). Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones. In *Mc Graw Hill* (Vol. 53, Issue 9).
- Comisión Asesora Permanente para el Régimen de Construcciones Sismo Resistentes. (2010). *REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCIÓN SISMO RESISTENTE - NSR-10*. Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial.
- Costa Pereira, N. H., & Borges, J. E. (1996). STUDY OF THE NOZZLE FLOW IN A CROSS-FLOW TURBINE. *Lm*

J Mech. Sci, 38(3), 283.

- Crespo Villalaz, C. (2004). *Mecanica de suelos y cimentaciones*. Limusa.
<https://stehven.files.wordpress.com/2015/06/mecanica-desuelos-y-cimentaciones-crespo-villalaz.pdf>
- De Andrade, J., Curiel, C., Kenyery, F., Aguilln, O., Vásquez, A., & Asuaje, M. (2011). Numerical investigation of the internal flow in a Banki turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2011. <https://doi.org/10.1155/2011/841214>
- Denton, J. D., & Dawes, W. N. (1999). Computational fluid dynamics for turbomachinery design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering*, 213(2), 107–124. <https://doi.org/10.1243/0954406991522211>
- Dragomirescu, A., & Schiaua, M. (2017). Experimental and Numerical Investigation of a Bánki Turbine Operating far away from Design Point. *Energy Procedia*, 112(October 2016), 43–50. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1057>
- Elbatran, A. H., Yaakob, O. B., Ahmed, Y. M., & Shehata, A. S. (2018). Numerical and experimental investigations on efficient design and performance of hydrokinetic Banki cross flow turbine for rural areas. *Ocean Engineering*, 159(April), 437–456. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.04.042>
- Gómez Gómez, J. I., Palacio Higueta, E. A., & Paredes Gutiérrez, C. A. (2008). La turbina Michell-Banki y su presencia en Colombia. *Avances de Recursos Hidraulicos*, 17, 33–42.
- Intermec. (2015). *Poleas en V*. 112. <https://fdocuments.ec/document/manual-poleas-en-v-intermec.html>
- Ion, C. P., & Marinescu, C. (2011). Autonomous micro hydro power plant with induction generator. *Renewable Energy*, 36(8), 2259–2267. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.028>
- Khosrowpanah, S., Fiuzat, A. A., & Albertson, M. L. (1988). *Experimental Study of cross-Flow Turbine*. 114(3), 299–314.
- Marchegiani, A. R., Nigro, N. M., & Storti, M. A. (2002). Modelación numérica del flujo en el inyector de una turbina hidráulica de flujo transversal. *MECOM2002 - First South-American Congress on Computational Mechanics*, XXI(7), 683–699. <https://cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/906>
- Menter, F. R. (1992). Influence of freestream values on k- ω turbulence model predictions. *AIAA Journal*, 30(6), 1657–1659. <https://doi.org/10.2514/3.11115>
- Montomoli, F., & Eastwood, S. (2011). Implementation of synthetic turbulence inlet for turbomachinery LES. *Computers and Fluids*, 46(1), 369–374. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2010.11.019>
- Mott, R. L., Vavrek, E. M., & Wang, J. (2018). *Machine Elements in Mechanical Design 6th Edition*. In *Pearson Education, Inc.*
- Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M. (2016). *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics_ an Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab*. Springer.
<http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-16874-6>
- OLADE. (1988). *Diseño, Estandarizacion Y Fabricacion De Turbinas*. Organización Latinoamericana de Energía.
- Prakoso, A. P., Warjito, Siswantara, A. I., Budiarsa, & Adanta, D. (2019). Comparison between 6-DOF UDF and moving mesh approaches in CFD methods for predicting cross-flow pico-hydro turbine performance. *CFD Letters*, 11(6), 86–96.
- Ramírez Ramírez, L. M., & Cerquera Valderrama, C. (2020). *Estudio del potencial energético de un canal*

ubicado en el distrito de riego USOIGUA municipio de Campoalegre-Huila, para la generación de energía eléctrica mediante la implementación de una turbina [Universidad Surcolombiana].
<http://roderic.uv.es/bitstream/handle/10550/51022/TESIS DOCTORAL %28Raquel bañuls bertomeu%29.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

- Romero, F., Velásquez, L., & Chica, E. (2020). Consideraciones de diseño de una turbina Michell-Banki. *Revista UIS Ingenierías*, 20(1), 23–46. <https://doi.org/10.18273/revuin.v20n1-2021003>
- Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., & Tucciarelli, T. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. *Energies*, 6(5), 2362–2385. <https://doi.org/10.3390/en6052362>
- Sinagra, M., Sammartano, V., Aricò, C., Collura, A., & Tucciarelli, T. (2014). Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 70, 1539–1548. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.170>
- Sinagra, Marco, Aricò, C., Tucciarelli, T., & Morreale, G. (2020). Experimental and numerical analysis of a backpressure Banki inline turbine for pressure regulation and energy production. *Renewable Energy*, 149, 980–986. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.076>
- Sinagra, Marco, Sammartano, V., Morreale, G., & Tucciarelli, T. (2017). A new device for pressure control and energy recovery in water distribution networks. *Water (Switzerland)*, 9(5), 1–14. <https://doi.org/10.3390/w9050309>
- Sosnowski, M., Krzywanski, J., Grabowska, K., & Gnatowska, R. (2018). Polyhedral meshing in numerical analysis of conjugate heat transfer. *EPJ Web of Conferences*, 180, 4–9. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201817002096>
- Su, J., Chai, G., Wang, L., Yu, J., Cao, W., Gu, Z., Chen, C., & Meng, W. (2020). Direct numerical simulation of particle pore-scale transport through three-dimensional porous media with arbitrarily polyhedral mesh. *Powder Technology*, 367, 576–596. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.04.007>
- Tu, J., Heng Yeoh, G., & Liu, C. (2013). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Elsevier.
- Tucker, P. G. (2011). Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 1 - Progress and challenges. *Progress in Aerospace Sciences*, 47(7), 522–545. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2011.06.004>
- UPME. (2015). Plan Energetico Nacional Colombia: Ideario Energético 2050. In *Unidad de Planeación Minero Energética, Republica de Colombia*. Unidad de Planeación Minero Energética. http://www.upme.gov.co/Docs/PEN/PEN_IdearioEnergetico2050.pdf
- Vásquez De León, J. D. (2007). *Micro-hidroeléctrica tipo michell banki, funcionamiento, mantenimiento y componentes*. 110.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. In *Introduction to Computational Fluid Dynamics* (second). Pearson. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-72884-7>
- Yassi, Y., & Hashemloo, S. (2010). Improvement of the efficiency of the Agnew micro hydro turbine at part loads due to installing guide vanes mechanism. *Energy Conversion and Management*, 51(10), 1970–1975. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.02.029>