



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

“Influencia del espesor y número de álabes sobre el rendimiento total de una
turbina Michell Banki”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Florián Quiroz, Edsgardo Anderson (ORCID: 0000-0002-6317-3537)

Paredes Vargas, Víctor Augusto (ORCID: 0000-0002-3652-0417)

ASESOR:

Mg. Julca Verástegui, Luis Alberto (ORCID: 0000-0001-5158-2686)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

TRUJILLO - PERÚ

2019

Dedicatoria

Agradezco primeramente a Dios por cumplir mis sueños y a mi madre que me trajo a la vida, Rosmery Quiroz Pérez y a mi padre que me dió la vida, Valentín Florián Mostacero.

Florián Quiroz, Edsgardo Anderson

Dedico esta Tesis a Dios por guiarme por el camino correcto y a mi madre Dionicia Paredes Vargas por haberme dado la vida y los medios necesarios para cumplir mi meta.

Paredes Vargas, Víctor Augusto

Agradecimiento

Agradecemos en primer lugar a nuestro Dios todo poderoso por estar presente en nuestras vidas fortaleciendo nuestras mentes y corazones, dándonos la sabiduría necesaria para cumplir con la investigación.

Queremos agradecer de una manera especial a nuestro asesor metodológico el Ing. Lujan López Jorge por el apoyo constante que nos dio en el desarrollo de la tesis para la mejora de la misma.

Un reconocimiento muy especial a nuestro asesor temático el Mg. Julca Verástegui, Luis Alberto al demostrarnos su apoyo con el desarrollo de esta tesis.

También agradecemos a nuestros docentes de la escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar Vallejo, por sus sabios consejos y exigencia durante toda la carrera profesional

Florián Quiroz, Edsgardo Anderson

Paredes Vargas, Víctor Augusto

Página del jurado

Página del jurado

Declaratoria de autenticidad

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Florián Quiroz, Edsgardo Anderson y Paredes Vargas, Víctor Augusto, con los DNI N° 70998064 y N° 48416064 respectivamente, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de INGENIERÍA Escuela de MECÁNICA ELÉCTRICA, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica. Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces. En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponde ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 18 de Julio del 2020



Florián Quiroz, Edsgardo Anderson



Paredes Vargas, Víctor Augusto

Índice

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento	iii
Página del jurado	iv
Declaratoria de autenticidad	v
Índice	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MÉTODO	10
1.1 Tipo y Diseño de Investigación.....	10
1.2 Definición Conceptual y Operacionalización de Variables.....	11
1.3 Población, Muestra y Muestreo	12
1.4 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad	12
1.5 Procedimiento de Recolección de Datos	13
1.6 Método de Análisis de Datos.....	15
1.7 Aspectos Éticos.....	16
III. RESULTADOS	17
IV. DISCUSIÓN.....	55
V. CONCLUSIONES.....	64
VI. RECOMENDACIONES	65
REFERENCIAS	66
ANEXOS	69

RESUMEN

La presente tesis se realizó con el fin de estudiar y mejorar el rendimiento total de la turbina Michell Banki, mediante la semejanza y fabricación de rodetes geoméricamente (números de álabes y espesor). Partiendo del diseño, se planteó en el 8° Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, realizado en el Cusco en Octubre del 2007, en la que por medio de un análisis de semejanza se obtuvo el diámetro de rodete $D=100\text{mm}$ y $e=2.58\text{mm}$, donde Z (números de álabes) y e (espesores). El objetivo fundamental ha sido determinar la influencia del espesor y número de álabes sobre el rendimiento total de la turbina Michell Banki, mediante la fabricación de nuevos rodetes e implementación y acondicionamiento de un módulo de ensayos de turbina ubicado en el CIT Moche de la Universidad Cesar Vallejo, para obtener las curvas características de cada rodete, para lo cual nos planteamos un diseño bifactorial con tres niveles cada uno.

El tipo de investigación es aplicada en esta tesis, tecnológica y de diseño cuasi experimental porque solamente se controlaron dos variables en el objeto de investigación o de estudio; para 10 diferentes caudales y tres réplicas de ensayo en cada uno de los 3 rodetes fabricados y cuando el número de álabes es mayor, dando el valor más alto del rendimiento, cuando $Z = 24$ y $e = 1.72\text{mm}$ logrando un rendimiento total de 78.99%.

Palabras claves: rendimiento total, número de álabes, espesor de álabes.

ABSTRACT

The present thesis was carried out with the purpose of improving the total performance of the Michell Banki turbine, by means of the similarity and the manufacture of impellers geometrically (number of blades and thickness). Based on the design, it was proposed in the 8th Ibero-American Congress of Mechanical Engineering, was held in Cusco in October 2007, in which in the middle of a similarity analysis was obtained the diameter of the impeller $D = 100\text{mm}$ and $e = 2.58\text{mm}$, where Z (number of blades) and e (thicknesses). The main objective has been to determine the influence of the scope and number of students on the total performance of the Michell Banki turbine, by manufacturing new impellers and the conditioning of a turbine test module located at the CIT Moche of Cesar University Vallejo, to obtain the characteristic curves of each runner, for which we propose a two-factor design with three levels each.

The type of research is applied in this thesis, technological and quasi-experimental design because only two variables were controlled in the object of research or study; for 10 different flow rates and three test replicas in each of the 3 runners manufactured and when the number of blades is greater, giving the highest performance value, when $Z = 24$ and $e = 1.72\text{mm}$ achieving a total yield of 78.99%.

Keywords: total yield, number of blades, thickness of blades

I. INTRODUCCIÓN

Según el 8º congreso iberoamericano de ingeniería mecánica realizado en el Cusco en Octubre del 2007, nos presenta una metodología de selección y cálculo para el diseño hidráulico y mecánico de las partes principales de la turbina Michell Banki, usando el parámetro de selección de diámetro de rotor frente número de álabes y espesor configuramos una nueva selección en base a distintos números de álabes y rodets modificando geoméricamente el rodete para así poder incrementar la eficiencia

La causa que nos incito a realizar esta tesis es continuar mejorando el rendimiento total de la turbina Michell Banki, para ello tuvimos que realizar un estudio sobre el efecto del espesor y número de álabes del rodete frente al rendimiento total producido por lo cual se seleccionó tres espesores y números de álabes distintos, que mediante el diseño y fabricación fueron ensayados en el módulo de turbina Michell Banki de la universidad Cesar Vallejo

Hoy en día el problema de toda turbina es su eficiencia y para mejorarla se debe identificar los indicadores que predominan en el aumento del rendimiento

Para empresa Osberguer, líder en la fabricación de turbinas hidráulicas Michell Banki, nos indica que para alcanzar el máximo rendimiento de una turbina Michell Banki debe tener una correcta configuración tanto el inyector como el rotor para llegar a un máximo rendimiento de 80 %

Según Milla, J (2015) Nos explica que las ventajas de la sencilla fabricación, montaje y mantenimiento de la turbina Michell Banki sería muy conveniente como investigación para la aplicación de proyectos de electrificación rural en el país ya que cuenta con una curva característica de operación que alcanza sus valores máximos de rendimiento con bajos caudales, presentando la propuesta del acople de la turbina Michell banki a un banco de ensayos de turbina del laboratorio de energía de la PUCP, fabricando un rodete de $Z = 16$ y $e = 3$ mm llegando a un máximo del 70 % del rendimiento total

Con eso hemos identificado que universidad Cesar Vallejo cuenta con un prototipo de banco de ensayos para la turbina y que además podemos implementarla para poderla ambientar a nuestros parámetros de ensayos y así ser útil en nuestra investigación

Además Arellano, M (2015) nos refiere seguir investigando los factores que intervienen en la parte interna de la turbina, especialmente en el rodete para lograr incrementar su rendimiento; dejándonos una valiosa conclusión que la geometría tiene un efecto significativo sobre la eficiencia de la turbina

La búsqueda del aumento del rendimiento total es posible encontrarlo como ya se ha señalado aprovecharemos su configuración para que por medio de unos ensayos modelar un curva de comportamiento

Para ello nos planteamos el problema ¿Cuál es la influencia del espesor y número de álabes sobre el rendimiento total de la turbina Michell Banki?

La justificación económica es que Con este proyecto se pretende demostrar que la modificación geométrica una de las partes de la turbina puede aumentar el rendimiento hidráulico y así poder ser más sostenible su construcción en pequeños consumidores

La justificación tecnológica es la modificación geométrica como tal genera un sin número de opciones donde podemos encontrar nuevos resultados dando así como una alternativa para que más estudiantes sigan con la investigación de la misma y la sofisticación de la turbina

La justificación de medio ambiente es que al aprovechar este desarrollo experimental podemos identificar que la contaminación es menor y la producción de energía aumentaría de manera más limpia

Por lo cual tiene como objetivo general determinar la influencia del espesor y número de álabes sobre el rendimiento total de la turbina Michell Banki mediante el ensayo de distintos rodetes .Y como objetivos específicos.

Reconocer e implementar el banco de ensayos de la turbina Michell Banki de la universidad Cesar Vallejo

Determinar los valores de espesor y número de álabes que se estudiaría

Diseñar y fabricar prototipos de rodetes de turbinas Michell Banki con diferentes dimensionamientos

Evaluar el rendimiento total con los diferentes prototipos.

Evaluar la relación que existe entre el dimensionamiento del alabe y rendimiento hidráulico.

Para ello nos planteamos la siguiente hipótesis si se aumenta el número de álabes y se disminuye el espesor aumentara el rendimiento total de la turbina Michell Banki

Tenemos como antecedentes lo siguiente:

Milla, Jordan (2015). En su tesis titulada “Diseño de una Turbina Michell Banki para la Implementación en el Banco de Ensayos de Turbina del Laboratorio de Energía”, realizada en la Pontificia Universidad Católica del Perú. El autor implementa un banco de ensayos de la turbina hidráulica donde se pueda registrar ensayos bajo distintos tipos de operación y distintos rodetes evalúa el banco de ensayos a fin de utilizar la mayoría de recursos en él y así obtener parámetros de operación, los parámetros de operación de la turbina ensayada son los siguientes:

200 W de potencia en el eje, velocidad de rotación de 1000 rpm, 70% de eficiencia

Mayco, Raúl (2014). En su tesis titulada “Optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la pico Turbina Michell Banki”, realizada en la Universidad Nacional del Centro del Perú. Nos indica que mediante un cálculo matemático permite obtener las dimensiones de los álabes para luego por medio del programa software CFD ANSYS-CFX poder simular la operación como si estuviera en condiciones reales para fabricarlo y aplicarlo en la vida real.

Con el diseño se obtiene un salto de 15 metros, caudal de 60 l/s. En la calibración resulta 19 metros de salto y 60 l/s. debido a que la a que en el diseño se utilizó constantes experimentales para maquinas industriales, porque en los antecedentes no hay información para pico turbinas, en esta simulación se encontró un torque de 16 N-m y 49.5 % de eficiencia usando un $Z = 20$ y $e = 5.16$,

Arellano, Mario (2015) En su tesis “Geometría del álabe del rotor para mejorar el torque de la turbina Michell – Banki”, realizada en la Universidad Nacional del Centro del Perú. En esta tesis presente el autor refleja que la varianza en las combinaciones de (-,-) y (+, -) son estadísticamente diferentes, esto es la geometría del alabe tiene efecto sobre la dispersión en el nivel de bajo espesor, analizando el componente del rodete como perfil y espesor, determinando el efecto de álabes con y su espesor en el torque del eje usando un $Z = 24$, $e = 3$ mm con filo llegando a un 70 % de eficiencia

Benites, Johel (2014) En su tesis “Diseño de un grupo hidroenergetico Michell - Banki de 120 KW”, realizada en la Pontificia Universidad Católica del Perú. En esta tesis el autor diseña un rodete bajo las normas de estandarización y fabricación de turbinas Michell Banki, usando un $Z = 24$ y un $e = 3$ mm llegando a una eficiencia del 82%, dándole la mayor importancia el diseño del rodete y el

inyector para su construcción llegando en el rango de operación de 1800 rpm, caudal 0.19 metros cúbicos sobre segundo y salto neto de 75.4.

Moreno, Marlon (2017) En su tesis “Diseño por CFD de una Roto Bomba accionada con turbina Michell-Banki, para el bombeo de agua de riego en sectores vulnerables ”, realizada en la universidad técnica de Ambato (Ecuador) .En esta tesis el autor en el diseño propuesto por CFD ayuda a predecir el correcto funcionamiento de la turbina lo cual puede validar el modelo porque se obtuvo un error en eficiencia apenas un 6.88 %, determinando así que el diseño propuesto de la turbina y la bomba seleccionada (roto bomba) podrá bombear el fluido a 54 m de altura usando $D_e = 104$ mm, $Z = 24$, eficiencia = 80 %, $e = 3$ mm.

Rivera, Carlos (2013) En su tesis “Análisis de los elementos constitutivos de la Turbina Michell Banki aplicada a estaciones de bombeo cuyo fin es identificar las zonas influyentes en el rendimiento del Sistema ”, realizada en la Universidad de Loja (Ecuador) .En esta tesis el autor nos indica que La eficiencia de la turbina se incrementa a medida que se aumenta el caudal, motivo por el cual debemos trabajar con el máximo caudal proporcionado por la bomba de recirculación, logrando incrementar la eficiencia de la turbina en un 3 % con respecto a la anterior alcanzando una eficiencia del 22 % usando un $Z = 22$ y un espesor = 5 .16 en un diámetro 200 mm.

Tenemos teorías relacionadas con el tema las cuales son: La turbina Michell Banki es una máquina hidráulica de corriente atravesado y de entrada parcial y se usa mayormente con pequeñas fuentes para brindar las necesidades de los clientes
Principal funcionamiento : La actividad de la turbina consta de dos fases, la principal el fluido entra por medio del inyector luego pasa al rotor por su lado exterior donde cede toda su energía .En la segunda fase el fluido ejecuta un nuevo fricción con el rotor finalizando dado el terminal pase de energía.

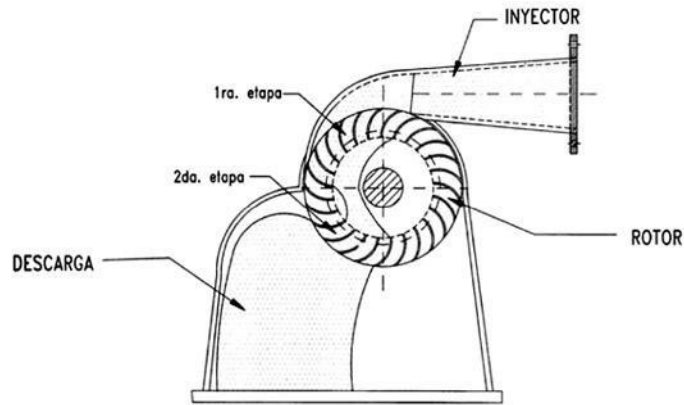


Figura 1: turbina Michell Banki

Fuente: OLADE, 2018.

La virtud está en su fácil construcción y boceto lo que amerita que sea la turbina más atractiva para centrales a baja escala. La turbina está formada por dos piezas principales: el inyector y el rotor

El inyector cuenta con una parte atravesado rectangular que va junta a la cañería por una transición rectangular circular .Este es el que guía el fluido a través de una zona que cubre una determinada parte del rodete y crea un ángulo de admisión del mismo para darle el mayor aprovechamiento El rotor esta combinado por dos arandelas las cuales van juntas por álabes arqueados en forma de un círculo

Rendimientos de las turbinas hidráulicas : Como sucede en todas las maquinas durante el funcionamiento existen perdidas de energía que determinan el rendimiento de aquellas .Las principales causas que producen estas pérdidas de energía son :

- Rozamiento del agua en el distribuidor.
- Pérdidas en el rodete producidas por el choque de entrada y por el cambio brusco de velocidad de los filetes de agua que salen del distribuidor y chocan con los bordes de los álabes del rodete..
- Distancia que hay entre el distribuidor y el rodete por donde se escapa una parte del agua.
- Resistencias pasivas en los cojinetes, gorriones, etc.
- Velocidad de salida del agua que, aunque pequeñas, es necesaria para que el agua salga al exterior de la turbina.

El conjunto de todas estas pérdidas determina el rendimiento de la turbina. En las turbinas modernas, el rendimiento es elevado y oscila entre 0,85 y 0,95

Geometría del rodete: La geometría del rodete se obtiene en relación del inyector y caudal, como dice la teoría de diseño, estandarización y selección de turbinas de la OLADE

Selección del número de álabes del rotor: usando la tabla según la metodología del congreso.

Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Cuadro 1: Selección de número de álabes

Fuente: 8º congreso iberoamericano de ingeniería mecánica (2007)

Selección del espesor de los álabes del rotor

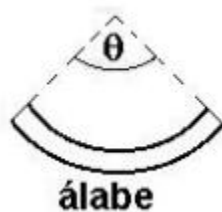


Figura 2: alabe de turbina

Fuente: OLADE

Para la construcción de los álabes, se utiliza espesores de tuberías comerciales las cuales son de acero al carbono, siendo cortada formando un arco de circunferencia.

Rotor	Tubería		
Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (kgf/m)
200	2 ^{1/2}	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

Cuadro 2: Selección espesor de álabes

Fuente: 8º congreso iberoamericano de Ingeniería Mecánica (2007)

Ancho del inyector: El ancho del inyector puede calcularse aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor.

$$\beta_i = \frac{0.96 * Q}{D_e * \sqrt{H}}$$

En donde:

Q = el caudal máximo que fluya por la tubería en m³/seg

D_e = diámetro exterior del rodete, expresando en metros

\sqrt{H} = altura de la turbina

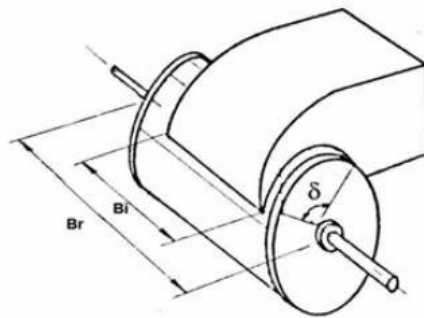


Figura 3: ancho del rodete

Fuente: OLADE, 2018

Ancho del rotor: Para que no exista pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector. Para este caso usaremos el valor medio

$$B_r = 1,3B_i$$

Con estas medidas se obtiene el perfil del rodete para un diámetro exterior teniendo en cuenta la fórmula de la velocidad de giro. Comprendiendo el

Diámetro del rodete se obtiene automáticamente todas sus medias .El espesor interior del rodete se encuentra después de realizar el boceto de detalle del inyector y teniendo en cuenta el espacio para la soldadura de los álabes.

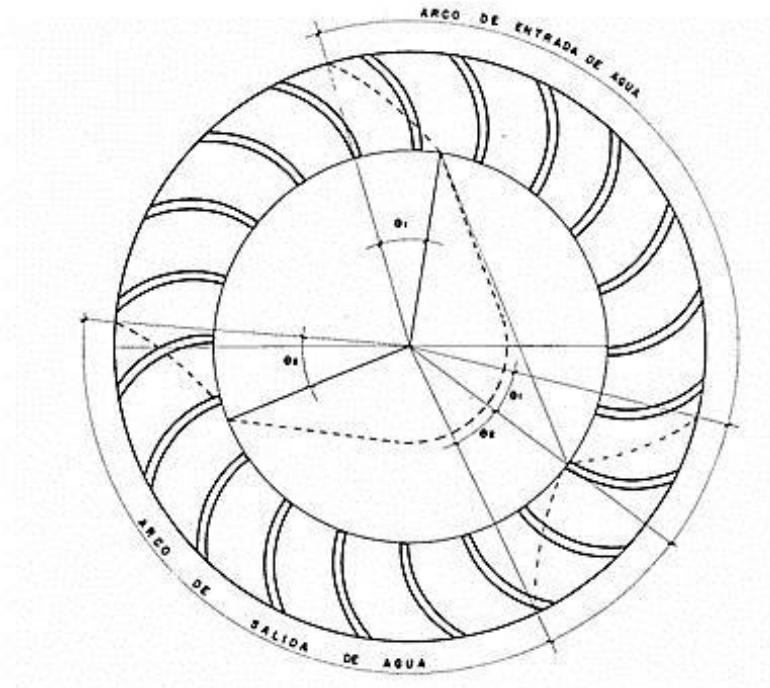


Figura 4: ancho del inyector

Fuente: OLADE, 2018

Para el rodete se recomienda una fabricación con acero inoxidable para disminuir los desgastes por corrosión

Se puede tomar en cuenta que para fijar los álabes se fabricaría por separado el rodete y luego los álabes dejando un Cordón fino de soldadura, pero no se quita la posibilidad de fabricar una sola pieza

El espesor de los álabes mayormente se elige y luego se calcula los esfuerzos para obtener los cambios bruscos en caso de frenado.

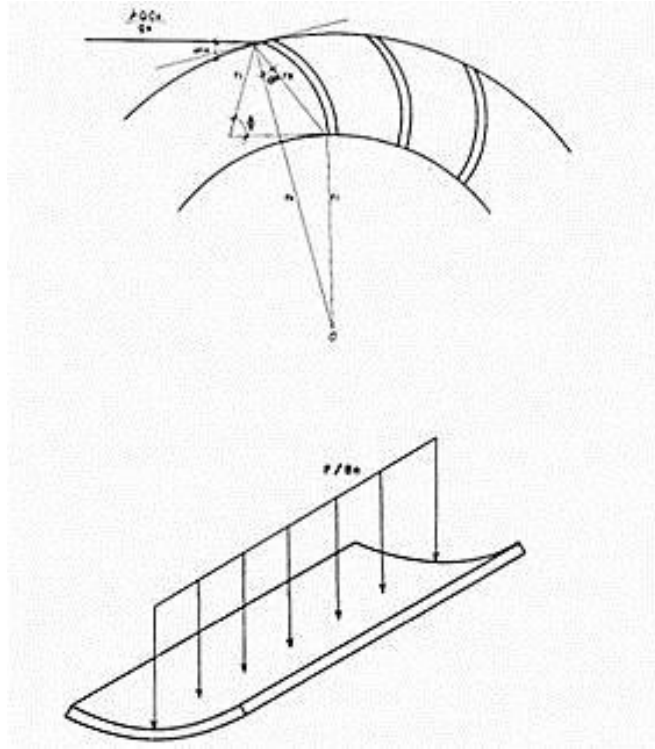


Figura 5: Triángulo de velocidades en los álabes de rodete.

Fuente: OLADE, 2018.

II. MÉTODO

1.1 Tipo y Diseño de Investigación

Sabiendo que la presente investigación tiene como causa aplicar el conocimiento científico para solucionar el problema del de energía eléctrica en zonas aisladas a la red Puede considerarse como tipo de investigación tecnológica y de diseño cuasi experimental porque no se pueden controlar todas las variables en el objeto de investigación.

Además con el fin de manipular las variables que tengan relación con el rendimiento total como espesor y número de álabes .Se analizaran dos factores y cada una con tres niveles dando un total de 9 combinaciones que se pueden denotar de diferentes maneras como se muestra en la tabla.

Tabla 1.

		espesor de álabes		
		e1	e2	e3
número de álabes	Z1	Z1 e1	Z1 e2	Z1 e3
	Z2	Z2 e1	Z2 e2	Z2 e3
	Z3	Z3 e1	Z3 e2	Z3 e3

Donde:

Z: Número de álabes (16, 20, 24)

e : Espesor de álabes (1.72 mm, 2.58 mm, 3.87 mm)

1.2 Definición Conceptual y Operacionalización de Variables

Con la intención de uniformizar el significado de la hipótesis se desarrolla la definición conceptual y operacional de las variables que se están utilizando en la investigación

Variable Independiente

- Espesor y número de álabes de la turbina Michell Banki

Variable Dependiente

- Rendimiento total.

Tabla 2.

Variables	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador	Escala de Medición
Espeor y número de Álabes de la Turbina Michell Banki	Los álabes son los elementos que absorben la energía cinética del fluido en forma de impulso y la cantidad de movimiento el cual es transmitida por intermedio de rodete al eje en forma de torque. Sus Dimensiones son el perfil del alabe y el espesor del alabe.	Expresa la forma de la geometría del alabe del rodete que en este caso son perfiles con y sin filo teniendo en cuenta los espesores de los mismo.	Geometría Cantidad	Espeor y Número de álabes	De razón
Rendimiento Total	Es la cantidad de porcentaje producida por la turbina dando la variedad resultada	Nivel aprovechamiento del agua para generar energía mecánica	adimensional	$\frac{Ps}{Pt}$	De razón

1.3 Población, Muestra y Muestreo

Población

- Módulo Rodetes de turbina Michell Banki.

Muestra

- Los 09 rodetes de turbina Michell Banki con distintas configuraciones

1.4 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad

Antes de diseñar los instrumentos de recolección de datos es necesario definir las variables motivos de investigación para nuestro caso como el objetivo de estudio es el rodete de la turbina Michell Banki específicamente el número de álabes y espesor con ello se registrar los valores:

Z : número de álabes : Z1,Z2,Z3 (16, 20, 24) respectivamente

e : espesor de álabes : e1, e 2, e3 (1.72 mm, 2.58 mm, 3.87 mm)

respectivamente

Repeticiones: 3

Número total de observaciones: 27

Modelo de recopilación de datos.

Tabla 3. Combinación de los ensayos.

Variables Independientes		Tratamiento Combinaciones	Replicas			
Número de Álabes	Espesor de Álabes		I	II	III	total
Z1	e1	Z1 e1	T11I	T11II	T11III	
	e2	Z1 e2	T12I	T12II	T12III	
	e3	Z1 e3	T13I	T13II	T13III	
Z2	e1	Z2 e1	T21I	T21II	T21III	
	e2	Z2 e2	T22I	T22II	T22III	
	e3	Z2 e3	T23I	T23II	T23III	
Z3	e1	Z3 e1	T31I	T31II	T31III	
	e2	Z3 e2	T32I	T32II	T32III	
	e3	Z3 e3	T33I	T33II	T33III	

1.5 Procedimiento de Recolección de Datos

Para estudiar el efecto geométrico del rodete frente al rendimiento hidráulico total se llevaron a cabo los siguientes pasos:

En base al diseño se tomará la información con 09 tratamientos de combinaciones para los ensayos.

Una vez elegida las combinaciones se pasará al diseño en el SOFTWARE CAD SOLIDWORKS (Versión Educativa).

Luego por medio de una impresora 3D se fabricó en material de acrilonitrilo butadieno estireno o ABS, siendo un material resistente al impacto y siendo muy usado en automoción, con un mismo acabado superficial para que la rugosidad no influya directamente.

Procedimiento de ensayos experimentales:

1. Se encendió la bomba y mediante distintos giros de la válvula de entrada y salida se procede a regular caudales hasta obtener 10 mediciones diferentes



2. Luego se toma registro de la presión de entrada y salida de la bomba por medio de los manómetros, para que por medio de esta se pueda calcular la altura de la bomba; restando la presión de salida con la presión entrada dividido por la densidad del fluido multiplicado por la gravedad



3. De la misma manera se calcula la altura de turbina, pero esta vez usando solo la presión de salida dividido por la densidad del fluido multiplicado por la gravedad



4. Usando un tacómetro digital tomamos la lectura de las rpm en el eje del rotor y también por medio del freno prony tomamos la lectura del torque ejercido para calcular la potencia efectiva de salida que es el torque multiplicado por la velocidad angular



5. Para calcular la potencia de turbina multiplicamos la altura de la turbina por el caudal que es medido por medio de un caudalímetro, multiplicado por la densidad del fluido y la gravedad



6. Finalmente obtenemos el rendimiento total de la turbina dividido entre la potencia efectiva de salida entre la potencia de turbina multiplicado por 100

Cada uno de

Este procedimiento se repite 03 veces para los 09 rodets

1.6 Método de Análisis de Datos

Se utilizó un diseño factorial de dos factores: A (Nº de alabes) y B (Espesor de alabes); ejecutando 3 réplicas o ensayos por rodete.

Los factores A y B se dividieron en 3 niveles cada uno, siendo sus valores asumidos en base a una semejanza geométrica entre rodetes con una escala igual a $\sqrt[3]{2}$, partiendo del rodete de D=200 mm con espesor de 5.16 mm que sugiere Conoci, Paz en 8º cobim, con una scale down de 2 se construyó el rodete modelo de laboratorio D=100 mm t e = 2.58 mm.

Factor A: Nº de álabes: Z

Niveles del factor A: 16, 20 y 24 (rango frecuente de álabes para rodete)

Factor B: espesor de álabes: e

Niveles del factor B: 1.72, 2.58 y 3.87mm.

Se utilizó un diseño bifactorial de 2 factores y 3 niveles cada uno.

Tabla 4.

		Espesor de Alabes: e		
Nº de alabes: Z		$Z_1 e_1$	$Z_1 e_2$	$Z_1 e_3$
		$Z_2 e_1$	$Z_2 e_2$	$Z_2 e_3$
		$Z_3 e_1$	$Z_3 e_2$	$Z_3 e_3$

Las mediciones se realizan 3 veces (K=1, 2, 3) siendo el modelo estadísticos lineal el siguiente.

$$Y_{ijk} = \mu + \tau_i + \beta_j + (\tau\beta)_{ij} + \epsilon_{ijk} \begin{cases} i = 1, 2, \dots, a \\ j = 1, 2, \dots, b \\ k = 1, 2, \dots, n \end{cases}$$

Donde:

\bar{y} = es el promedio de las mediciones

τ = es el error experimental del factor A: Nº de alabes

β = es el error experimental del factor B: espesor de alabes

En donde μ es el efecto medio general, τ_i es el efecto del i-ésimo nivel del factor renglón A, β_j es el efecto del j-ésimo nivel del factor columna B, $(\tau\beta)_{ij}$ es el efecto de la interacción son entre τ_i y β_j y ϵ_{ijk} es el componente del error aleatorio. Inicialmente se define como desviaciones de la media general, por lo tanto $\sum_1^a \tau_i = 0$ y $\sum_1^b \beta_j = 0$. Se supone que los efectos de interacción son fijos u que definen de manera $\sum_1^a (\tau\beta)_{ij} = 0$. Hay total de abn observaciones por que se realizan n replicas.

En diseño factorial de dos factores, tanto los factores (o tratamientos) de renglón como de columna tiene la misma importancia. Especialmente el interés consiste en probar hipótesis acerca de igualdad de los efectos de tratamiento de renglón, es decir,

$$H_0: \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_a = 0$$

$$H_1: \text{al menos una } \tau_i \neq 0$$

Y de igualdad de los efectos de tratamiento de columna

$$H_0: \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_b = 0$$

$$H_1: \text{al menos una } \beta_j \neq 0$$

También es interesante determinar si los tratamientos de renglón y columna interaccionan. En otras palabras, resulta convenir probar,

$$H_0: (\tau\beta)_{ij} = 0 \text{ Para toda } i, j$$

$$H_1: \text{al menos una } (\tau\beta)_{ij} \neq 0$$

1.7 Aspectos Éticos

Originalidad. - Todos los conocimientos teóricos citados, además se construyó el prototipo a escala y todos los datos fueron experimentalmente comprobados.

Confianzabilidad.- Todos los datos obtenidos fueron de la fuente COVIM y se utilizarán con fines de investigación cuasi-experimental para el diseño del rotor y espesor de una turbina Michell Banki.

Veracidad.- Los datos obtenidos del caudal, numero de alabes y espesor, diámetro de rotor, entre otros fueron obtenidos de acuerdo al algoritmo de cálculos de mecánica de fluidos basados en estudios realizados por autores especialistas en esa rama.

III. RESULTADOS

RECONOCIMIENTO DEL BANCO DE ENSAYO DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA

3.1. Banco de ensayo actual turbina Michell Banki

El laboratorio de Hidráulica de la Universidad Cesar Vallejo Sede - Moche cuenta con un prototipo de banco de ensayo destinado al estudio de la turbina Michell Banki el cual se evaluó sus características para observar que se podría aprovechar para realizar los ensayos de curvas de operación



Fotografía 1: módulo de pruebas de Bombas Centrifugas

Fuente: Propio

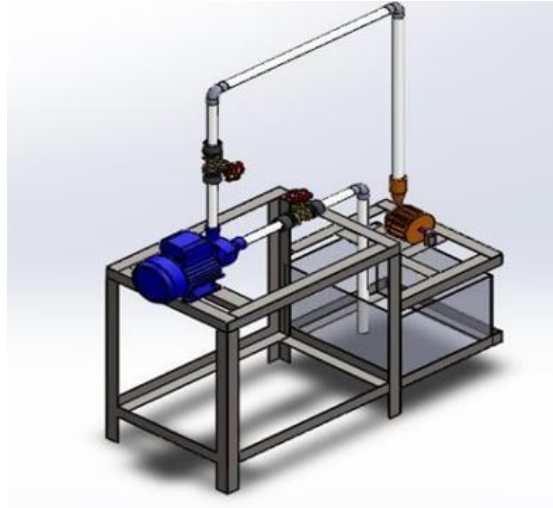


Figura 6: módulo de pruebas

Fuente: Propio

El banco de ensayo fue reconocido con la finalidad de simular el funcionamiento de la turbina Michell banki para estudiar sus curvas de comportamiento a través de los ensayos con distintos rodets que describe y está conformado por equipos, actuadores e instrumentos de medición que fueron seleccionado de acuerdo a los parámetros de operación y características geométricas de la turbina.

3.1.1. Componentes actuales

- Modulo

Abarca el circuito cerrado donde el fluido dará su recorrido pasando por la tubería de admisión y las distintas válvulas a lo largo de su recorrido siendo expulsado por el inyector hacia el rodete.

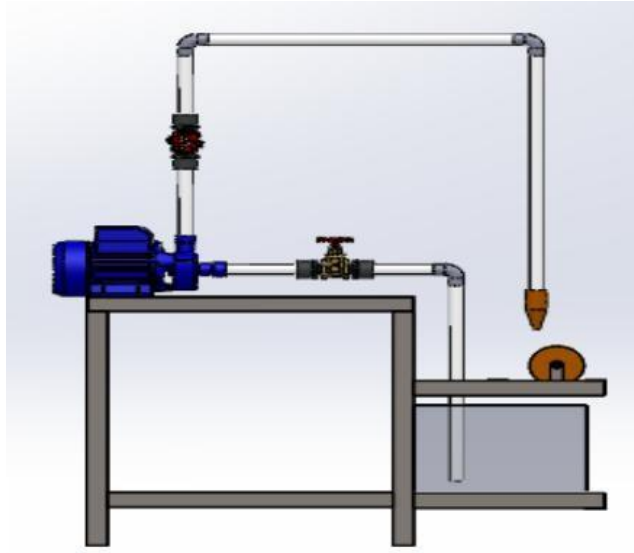


Figura 8: módulo de pruebas vista lateral

Fuente: Propios

- Bomba centrífuga



Fotografía 2: bomba hidráulica

Fuente: Propio

Potencia	0.5 HP
Caudal	40 L /min
Alimentación	220 v
Altura de elevación máx.	40 m
Conexión	1"

- Válvula de compuerta

Este dispositivo de metal está diseñado para estrangular el paso del fluido por medio de compuertas circulares dentro de la válvula.



Figura 10: válvula tipo compuerta

Fuente: Sodimac Home Center (2019). <https://www.sodimac.pe>.Trujillo:
<https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/411116/valvula-compuerta-1-hi-bronce>

- Manómetro de Bourdon

Registra la presión de las tuberías antes y después de la bomba hidráulica para regular el caudal, dicha presión es registrada en el rango de 0 a 250 KPa con una resolución de 10 KPa.

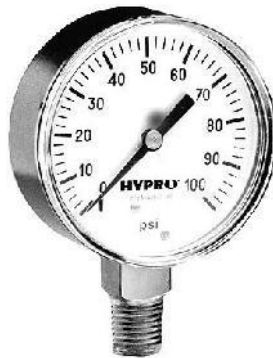


Figura 11: Manómetro de Bourdon

Fuente: Sodimac Home Center (2019). <https://www.sodimac.com.pe>:Trujillo
<https://www.sodimac.com.pe/sodimac-pe/product/1149318/manometro-0-6-bar>

- Rodete de turbina Michell Banki

El fluido empuja sus álabes generando un movimiento que se da en dos etapas para lo cual por medio de un eje convierte de energía cinética en energía mecánica (no usado en la investigación).

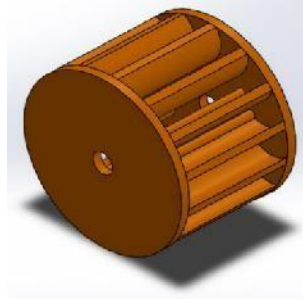


Fig. 12: Rodete de turbina Michell Banki

Fuente: Propio

Diámetro del rotor	100 mm
Espesor	3.90 mm
Número de álabes	24

- Inyector

Dispositivo utilizado para aumentar la velocidad al momento de interactuar con el rodete y empezar a girar el rodete.

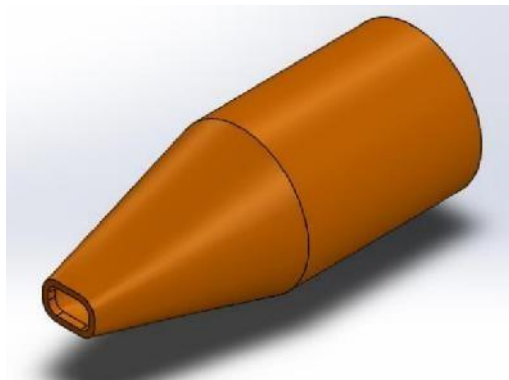


Fig. 13: Inyector

Fuente: Propio

- Caudalímetro

Es un instrumento de medida para la medición de caudal o gasto volumétrico de un fluido o para la medición del gasto másico. Se colocó en línea con la tubería que transporta el fluido.



Fig. 14: Caudalímetro

Fuente: Naylam Pmechatronics (2019). <https://naylampmechatronics.com>:Trujillo:
https://naylampmechatronics.com/blog/47_tutorial-sensor-de-flujo-de-agua.html

- Board Model UNO R3: Arduino 1

Se conectó el Arduino al Caudalímetro para que este mande la información a una laptop y genere en números el caudal que pasa por la tubería por un determinado tiempo



Fig. 15: Board Model UNO R3: Arduino 1

Fuente: Naylam Pmechatronics (2019).Trujillo:
<https://naylampmechatronics.com/arduino-tarjetas/8-arduino-uno-r3-00008.html>

Como podemos apreciar se puede acondicionar para nuestros ensayos de curvas características ya que este módulo se usó anteriormente para realizar estudio de optimización de rangos de operación, pero en este caso se hará los ajustes necesarios para darle el enfoque que buscamos

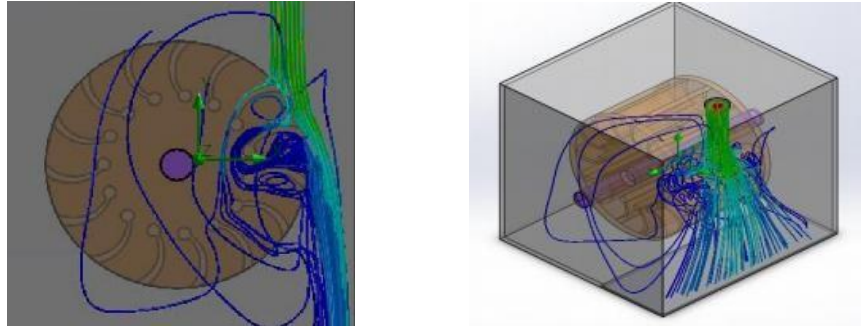


Fig. 16: ensayos prototipo actual

Fuente: Solidworks

3.2. Implementación del banco de ensayo actual turbina Michell Banki

- Inyector

Para la fabricación del inyector se tomó las medidas de un manual de estandarización y de diseño de la turbina Michell banki que por medio de una CAD Solid Work obtuvimos los datos planos para la impresión 3D.



Fig. 17: inyector estandarizado

Fuente: Propio

- Dinamómetro

Se usó dos dinamómetros marca Salter Super Samson 5kg/25g para las lecturas del peso

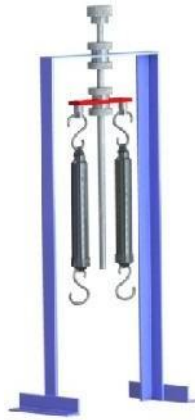


Fig. 18: dinamómetro marca súper samson

Fuente: Laboratorio de Hidráulica Sede Moche

- Fabricación del eje

Para los ensayos se realizó la fabricación de un nuevo eje que cuenta con una polea de 71.83 mm que sería acoplada al dinamómetro que sería usado como freno mecánico prony.

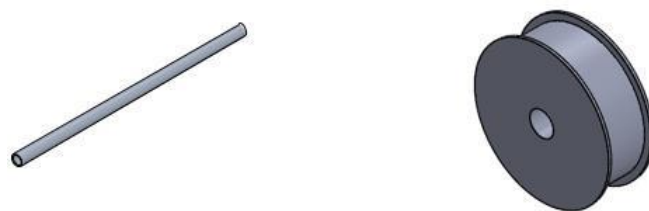


Fig. 19: eje modificado

Fuente: solidwork 2017

- Tacómetro digital

Registra el valor de las rpm de la turbina luego de colocarlo en el centro de la polea soldada al eje tiene un rango de medición de 10 000 rpm con una resolución de 0.1 rpm.



Fig. 20: tacómetro digital

Fuente: laboratorio UCV

- Rodetes

Para nuestros ensayos se tomó una selección de nuevas dimensiones de Z y e para los prototipos que se van a ensayar.



Fig. 20: rodete modificado geoméricamente

Fuente: solidwork 2017

3.3. Diseño de prototipos de rodets de turbina Michell Banki con diferentes dimensionamientos

Para la selección de los parámetros de Z y e ; se utilizó la metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki, (8° CIBIM, 2007). En base de las recomendaciones se seleccionaron los valores de $Z = (16, 20, 24)$; $e = (3.87, 2.58, 1.72)$.

Por medio de la herramienta CAD SOLID WORK se elaboraron los planos con diámetro exterior $D_e = 100$ mm, $D_i = 56$ mm $B_r = 72.50$ con un radio para el eje de 10.70 mm.

3.4. Fabricación de prototipos de rodets de turbina Michell Banki con diferentes dimensionamientos.

Para la fabricación de los rodets se utilizó el material acrilonitrilo butadieno estireno o ABS (por sus siglas en inglés) porque actualmente no existen tuberías de acero con los espesores que se utilizan en el estudio, además debido a que la construcción se realizaría con una soldadura de alta precisión para no dañar los álabes y discos laterales. El material ABS es resistente al impacto de golpes y muy utilizado en automoción.

3.5. Ensayos de curvas de operación para determinar el rendimiento hidráulico de los diferentes prototipos

En este ensayo consiste en operar las válvulas de ingreso y salida de la bomba en 10 ángulos de giro distintos así mismo mantener por medio del Caudalímetro una lectura de caudales similar y a la misma vez por medio del tacómetro digital una lectura de rpm pudiendo observar las curvas de potencia efectiva de salida, potencia de turbina, rendimiento de turbina, velocidad de entrada del rodete, velocidad tangencial y torque.

- Recopilación de datos para $Z = 24$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q .

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-10	15	26.89	2800	125	300	175
2	-12	13	27.66	2800	125	285	160
3	-1	23	28.24	2700	125	450	325
4	-11	17	29.97	3500	245	475	230
5	-9	18	30	3500	225	450	225
6	-5	23	30.44	3500	125	425	300
7	-6	19	30.53	3500	125	425	300
8	-9	17	32.64	2780	125	375	250
9	-5	20	33.99	2780	125	325	200
10	-11	15	34.35	2780	145	300	155

Resultados de los cálculos para $Z = 24$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q .

n_s	Altura de la bomba (m)	Altura de turbina (m)	Potencia efectiva de salida (w)	Potencia de turbina (w)	Rendimient o de turbina %	Velocidad entrada del rodete	Velocidad tangencial	Torque
31.74	17.57	10.54	15.35	46.34	33.13	14.09	1.54	5.34
35.84	17.57	9.13	14.04	41.31	33.98	13.12	1.54	4.88
22.76	16.86	16.16	27.49	74.62	36.84	17.45	1.48	9.91
38.13	19.67	11.94	25.22	58.53	43.09	15.00	1.92	7.02
36.55	18.97	12.65	24.67	62.04	39.77	15.44	1.92	6.86
30.63	19.67	16.16	32.90	80.43	40.90	17.45	1.92	9.15
35.41	17.57	13.35	32.90	66.64	49.37	15.86	1.92	9.15
31.61	18.27	11.94	21.77	63.75	34.16	15.00	1.53	7.63
28.55	17.57	14.05	17.42	78.10	22.31	16.27	1.53	6.10
35.62	18.27	10.54	13.50	59.19	22.81	14.09	1.53	4.73

PARA LOS CUADROS SE UTILIZO LA SIGUIENTES FÓRMULAS

POTENCIA EFECTIVA DE SALIDA

$$W_B = \frac{(P_s - P_e) * Q}{60000} = \frac{101325}{14.7}$$
$$W_B = \frac{6.8929}{60} * (P_s - P_e) * Q$$
$$W_B = 0.11488 * (P_s - P_e) * Q$$

POTENCIA DE TURBINA

$$Pot = T * \omega = (F_1 - F_2) * \frac{D}{2} * \left(\frac{2\pi n}{60}\right) = (F_1 - F_2) * \left(\frac{0.061}{2}\right) * \left(\frac{2\pi}{60}\right) * n(9.81)$$
$$Pot = \frac{0.03133}{1000} * (F_1 - F_2) * n$$

RENDIMIENTO DE LA TURBINA n%

$$n_t = \frac{W_{freno}}{W_{Hid}} = \frac{0.03133 * 10^{-3} * (F_1 - F_2) * n}{0.11488 * (P_s) * Q}$$
$$n_t = 0.0002727 * \left(\frac{(F_1 - F_2) * n}{P_s * Q}\right)$$

VELOCIDAD ENTRADA DEL RODETE

$$C = 4.43\phi\sqrt{H} = 4.43 * (0.98) * \sqrt{H_t}$$
$$C = 4.3414\sqrt{H}$$

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

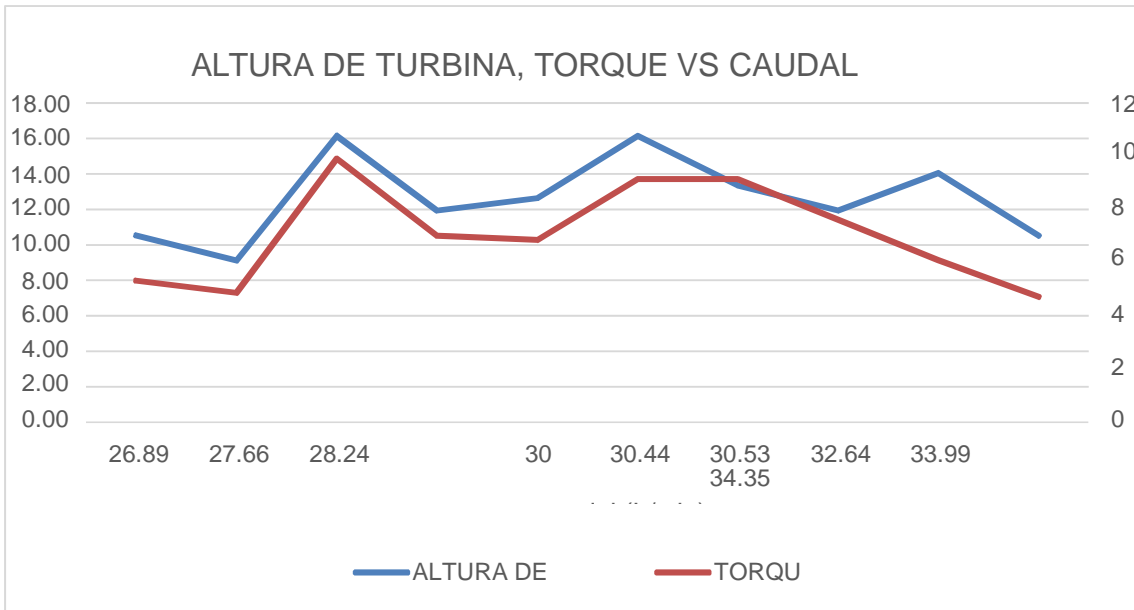


Gráfico 1.1. Altura de turbina, torque vs caudal

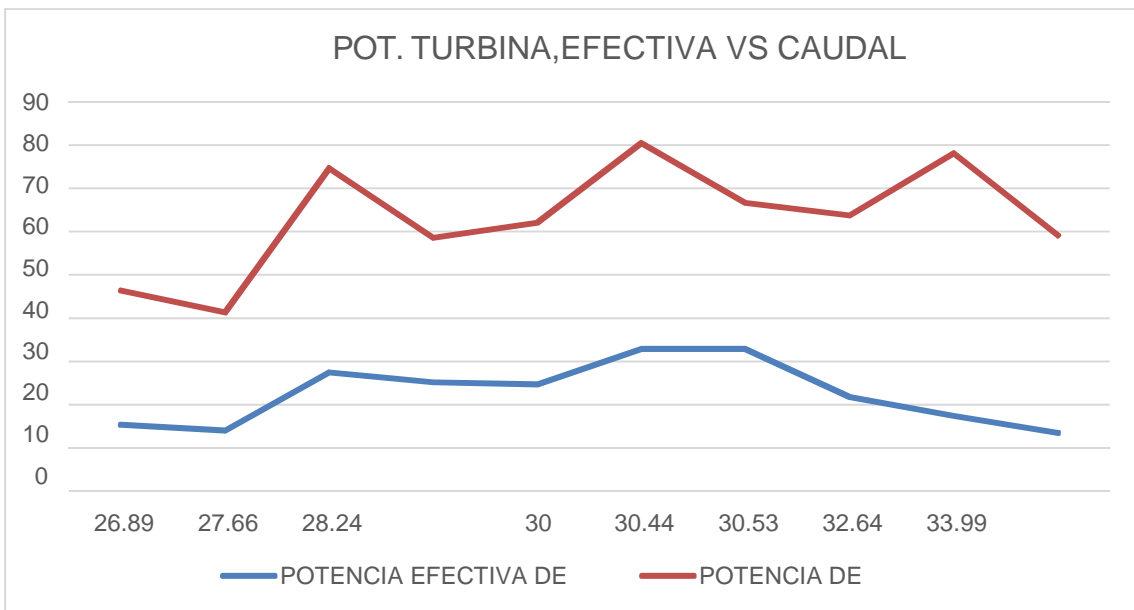


Gráfico 1.2. pot. turbina, efectiva vs caudal

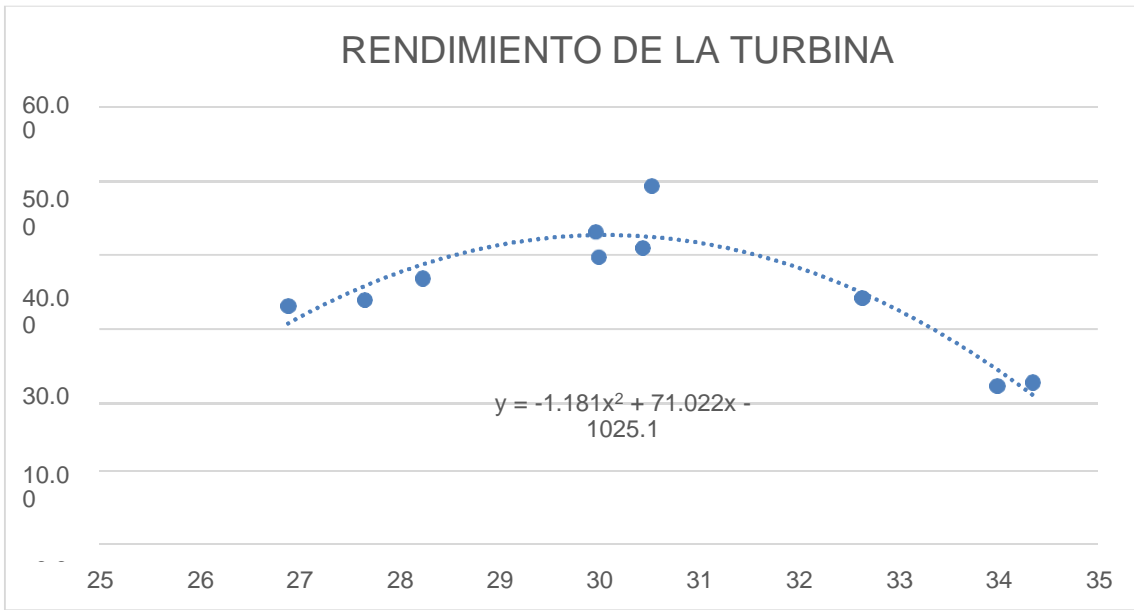


Gráfico 1.3. Rendimiento de la turbina

- recopilación de datos para $Z = 20$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q .

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Diferencia de Fuerzas g
1	-10	15	26.89	1800	100
2	-12	13	27.66	1800	125
3	-1	23	28.24	1800	250
4	-11	17	29.97	1890	300
5	-9	18	30	1890	300
6	-5	23	30.44	1890	300
7	-6	19	30.53	1890	300
8	-9	17	32.64	1500	200
9	-5	20	33.99	1500	200
10	-11	15	34.35	1500	200

Resultados de los cálculos para $Z = 20$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
20.40	17.57	10.54	5.64	46.34	12.17	14.09	0.99	3.05
23.04	17.57	9.13	7.05	41.31	17.06	13.12	0.99	3.81
15.17	16.86	16.16	14.10	74.62	18.89	17.45	0.99	7.63
20.59	19.67	11.94	17.76	58.53	30.35	15.00	1.04	9.15
19.74	18.97	12.65	17.76	62.04	28.64	15.44	1.04	9.15
16.54	19.67	16.16	17.76	80.43	22.09	17.45	1.04	9.15
19.12	17.57	13.35	17.76	66.64	26.66	15.86	1.04	9.15
17.05	18.27	11.94	9.40	63.75	14.74	15.00	0.82	6.10
15.41	17.57	14.05	9.40	78.10	12.04	16.27	0.82	6.10
19.22	18.27	10.54	9.40	59.19	15.88	14.09	0.82	6.10

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

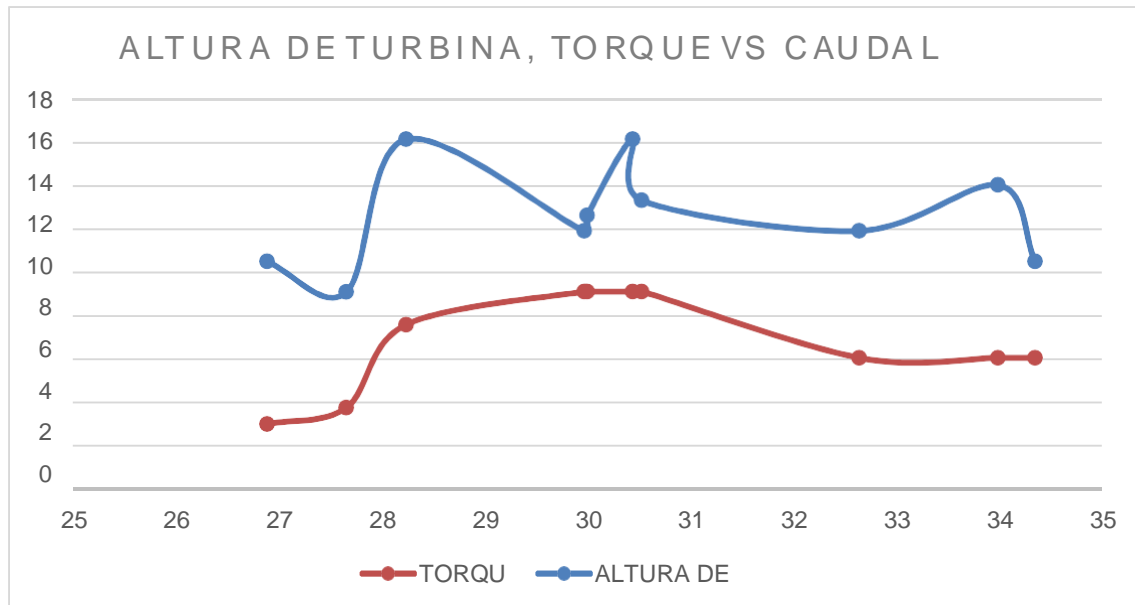


Gráfico 2.1. Altura de turbina, torque vs. caudal

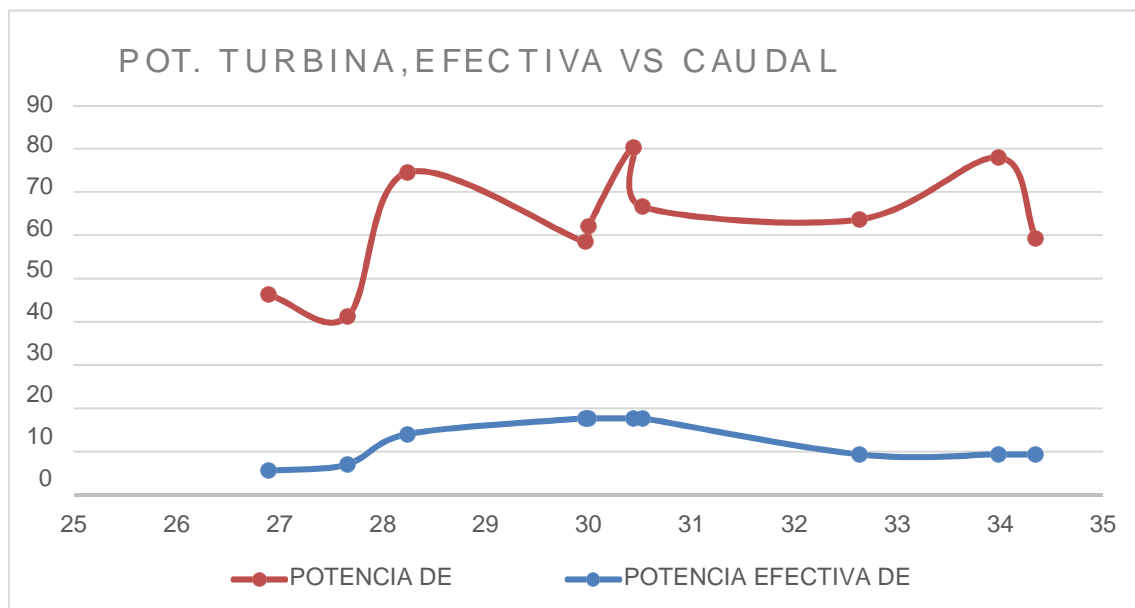


Gráfico 2.2. POT. Turbina, efectiva vs. caudal

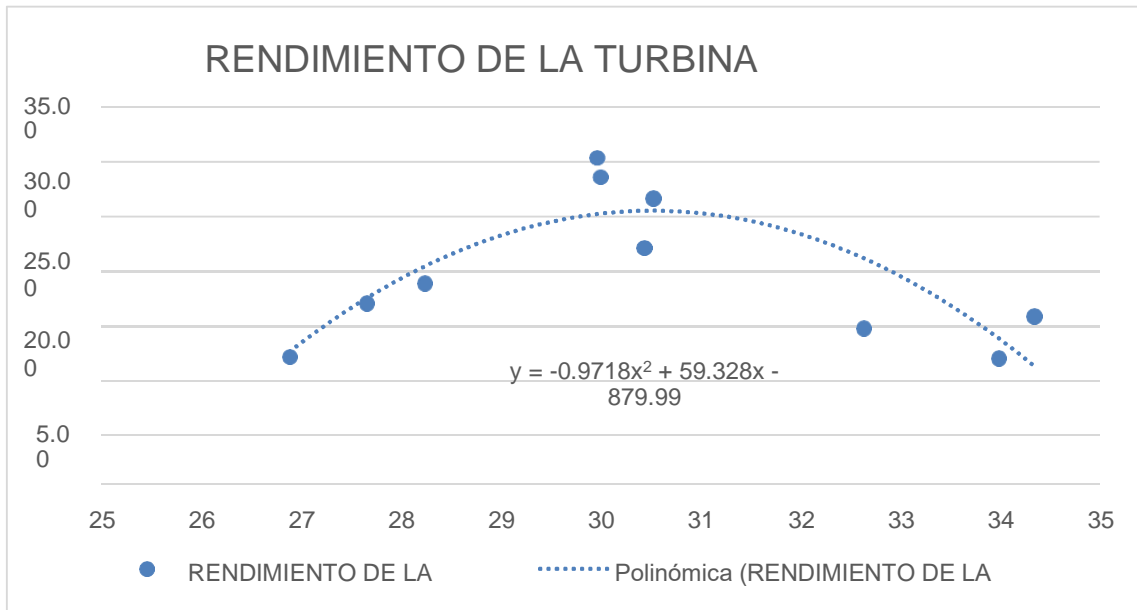


Gráfico 2.3. Rendimiento de la turbina.

- Recopilación de datos para $Z = 16$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q .

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-11	17	26.89	1200	125	300	175
2	-12	18.5	27.66	1200	125	285	160
3	-11	15	28.24	1200	125	285	160
4	-10	15	29.97	1200	145	400	255
5	-9	18	30	1800	125	400	275
6	-9	17	30.44	1800	125	400	275
7	-5	20	30.53	1800	125	400	275
8	-6	19	32.64	1800	125	400	275
9	-5	23	33.99	1200	145	400	255
10	-1	23	34.35	1200	145	400	255

Resultados de los cálculos para $Z = 16$, $e = 3.87$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
12.38	19.67	11.94	6.58	52.52	12.53	15.00	0.66	5.34
11.79	21.43	13.00	6.02	58.79	10.23	15.65	0.66	4.88
13.94	18.27	10.54	6.02	48.66	12.36	14.09	0.66	4.88
14.36	17.57	10.54	9.59	51.64	18.56	14.09	0.66	7.78
18.80	18.97	12.65	15.51	62.04	25.00	15.44	0.99	8.39
19.76	18.27	11.94	15.51	59.45	26.09	15.00	0.99	8.39
17.52	17.57	14.05	15.51	70.15	22.11	16.27	0.99	8.39
18.83	17.57	13.35	15.51	71.24	21.77	15.86	0.99	8.39
11.10	19.67	16.16	9.59	89.81	10.67	17.45	0.66	7.78
11.16	16.86	16.16	9.59	90.76	10.56	17.45	0.66	7.78

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

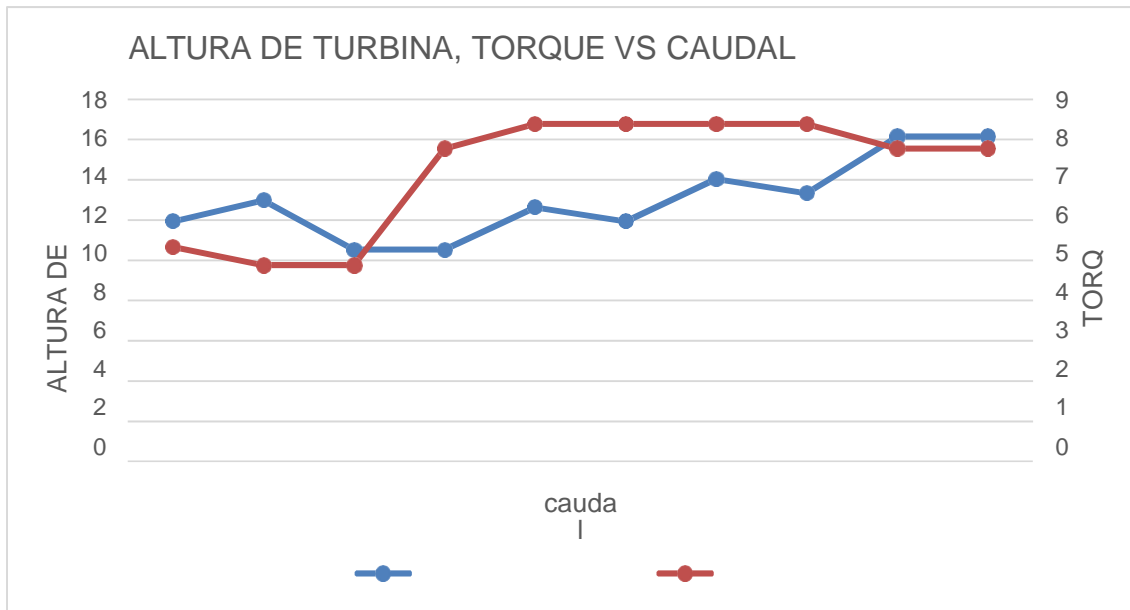


Gráfico 3.1. Altura de turbina, torque vs. caudal

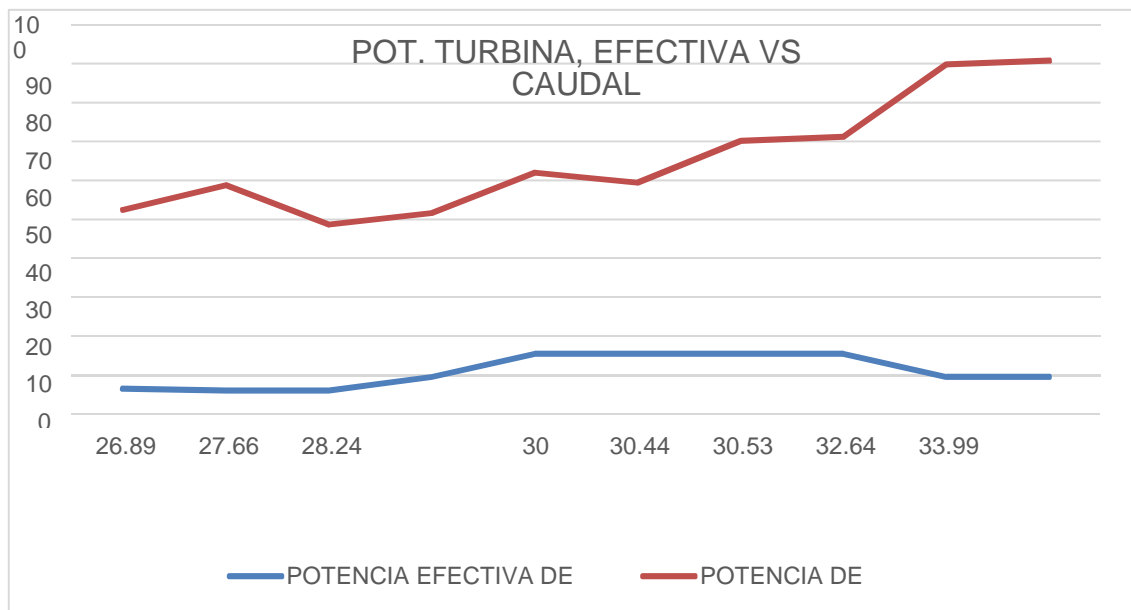


Gráfico 3.2. POT. Turbina, efectiva vs. Caudal.

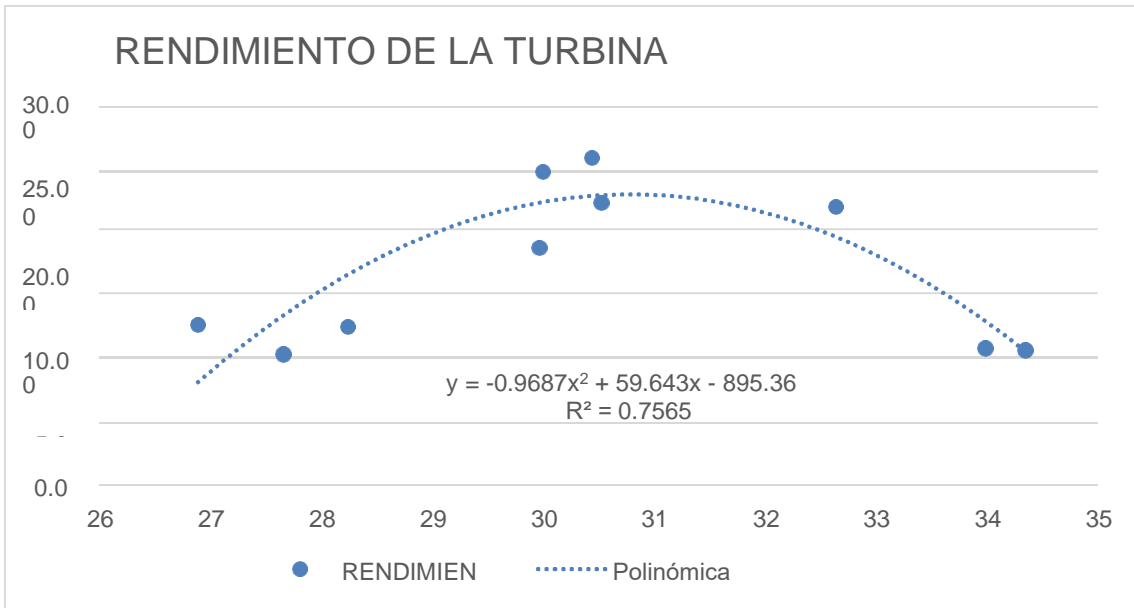


Gráfico 3.3. Rendimiento de la turbina.

- recopilación de datos para $Z = 20$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-12	18.5	26.89	2750	125	275	150
2	-9	18	27.66	2750	125	375	250
3	-11	17	28.24	3000	125	425	300
4	-10	15	29.97	3000	125	425	300
5	-11	15	30	3000	125	425	300
6	-9	17	30.44	3000	125	475	350
7	-6	19	30.53	3000	125	500	375
8	-5	23	32.64	2800	125	475	350
9	-5	20	33.99	2800	125	350	225
10	-1	23	34.35	2800	175	450	275

Resultados de los cálculos para $Z = 20$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
26.64	21.42	13.00	12.92	57.15	22.61	15.65	1.51	4.58
27.57	18.97	12.65	21.54	57.20	37.66	15.44	1.51	7.63
31.73	19.67	11.94	28.20	55.15	51.13	15.00	1.65	9.15
35.90	17.56	10.54	28.20	51.64	54.60	14.09	1.65	9.15
35.92	18.26	10.54	28.20	51.70	54.54	14.09	1.65	9.15
32.94	18.26	11.94	32.90	59.45	55.34	15.00	1.65	10.68
30.35	17.56	13.35	35.25	66.64	52.89	15.86	1.65	11.44
25.38	19.67	16.16	30.70	86.24	35.60	17.45	1.54	10.68
28.76	17.56	14.05	19.74	78.10	25.27	16.27	1.54	6.86
26.03	16.86	16.16	24.12	90.76	26.58	17.45	1.54	8.39

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

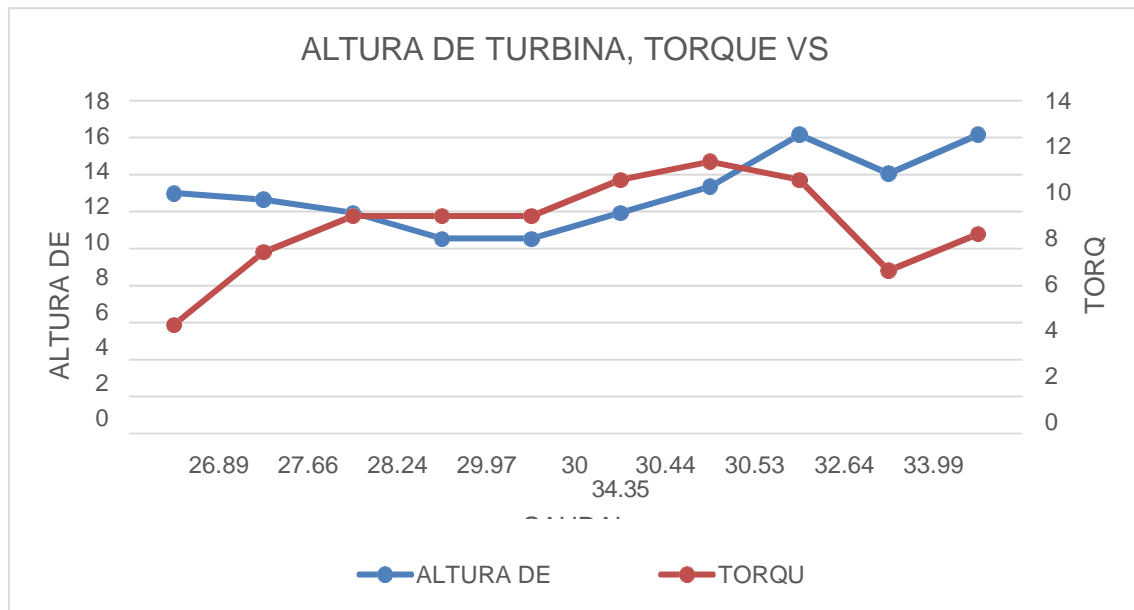


Gráfico 4.1. Altura de turbina, torque vs. caudal

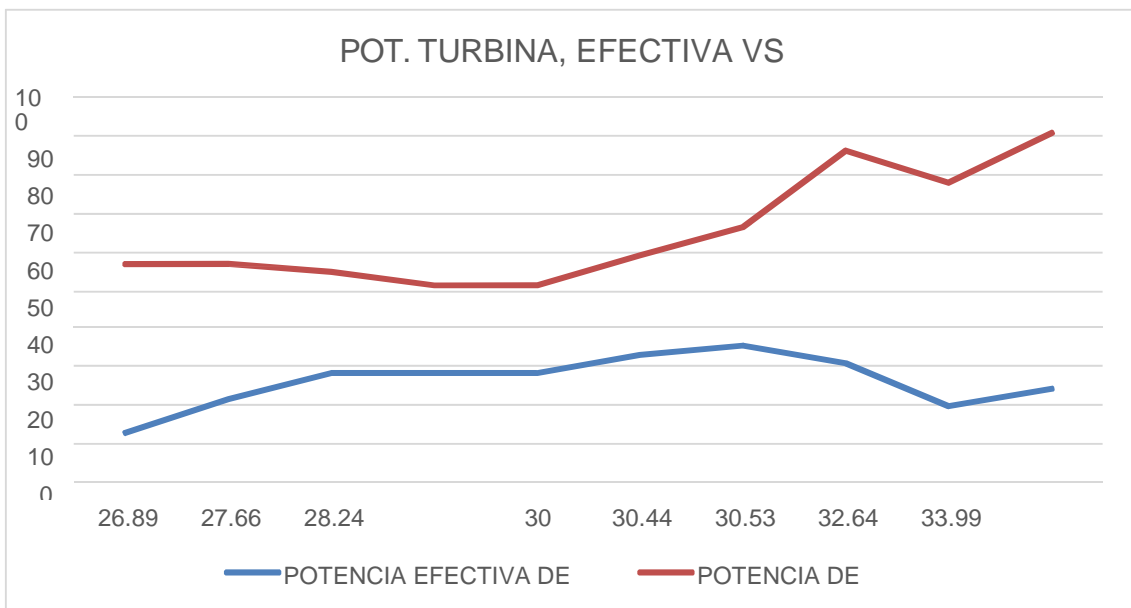


Gráfico 4.2. POT. Turbina, efectiva vs. Caudal.

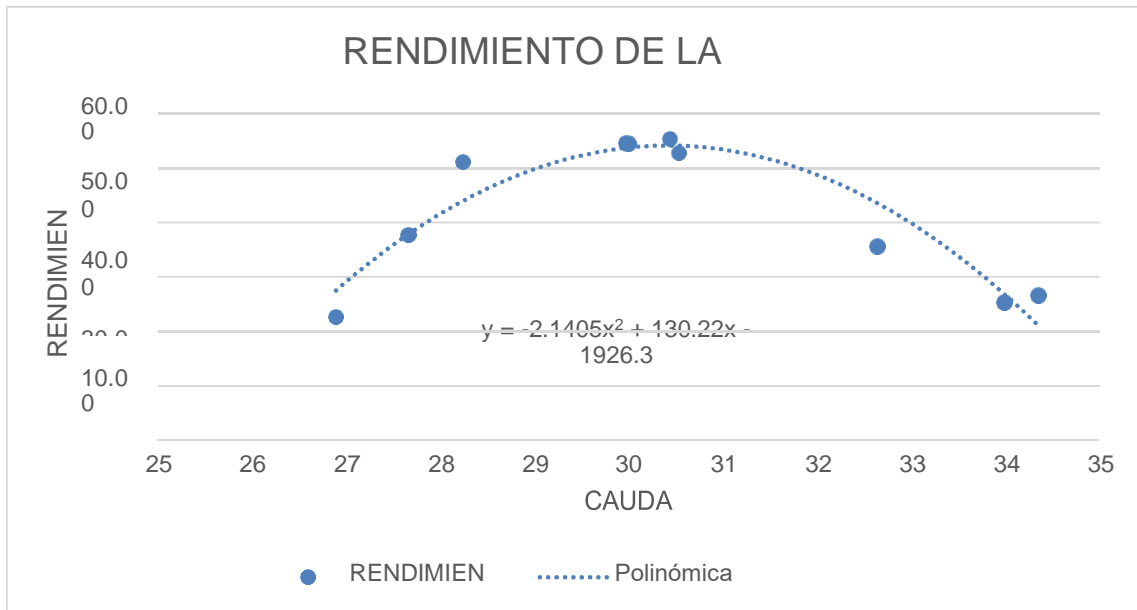


Gráfico 4.3. Rendimiento de la turbina.

- Recopilación de datos para $Z = 16$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-12	18.5	26.89	3000	225	350	125
2	-9	18	27.66	3000	125	345	220
3	-11	17	28.24	3000	125	325	200
4	-10	15	29.97	3000	125	350	225
5	-11	15	30	3000	125	350	225
6	-9	17	30.44	2800	125	375	250
7	-6	19	30.53	2800	125	450	325
8	-5	23	32.64	2800	125	475	350
9	-5	20	33.99	2750	125	425	300
10	-1	23	34.35	2750	125	450	325

Resultados de los cálculos para $Z = 16$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
29.06	21.43	13.00	11.75	57.15	20.56	15.65	1.65	3.81
30.08	18.97	12.65	20.68	57.20	36.15	15.44	1.65	6.71
31.73	19.67	11.94	18.80	55.15	34.08	15.00	1.65	6.10
35.90	17.57	10.54	21.15	51.64	40.95	14.09	1.65	6.86
35.92	18.27	10.54	21.15	51.70	40.91	14.09	1.65	6.86
30.74	18.27	11.94	21.93	59.45	36.89	15.00	1.54	7.63
28.32	17.57	13.35	28.51	66.64	42.78	15.86	1.54	9.91
25.38	19.67	16.16	30.70	86.24	35.60	17.45	1.54	10.68
28.25	17.57	14.05	25.85	78.10	33.10	16.27	1.51	9.15
25.57	16.86	16.16	28.00	90.76	30.85	17.45	1.51	9.91

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

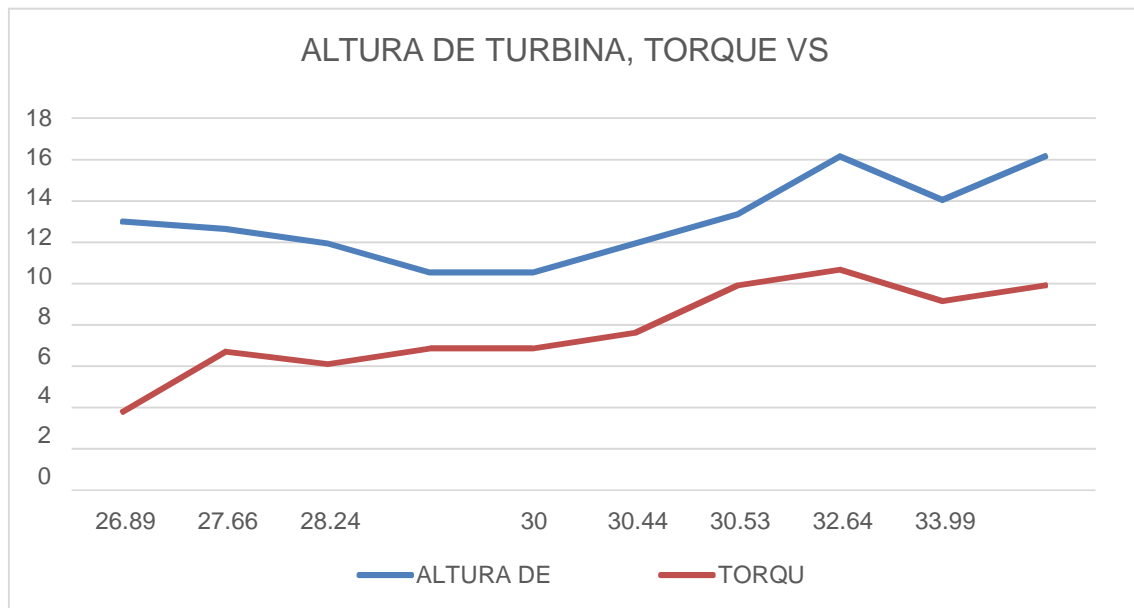


Gráfico 5.1. Altura de turbina, torque vs. Caudal.

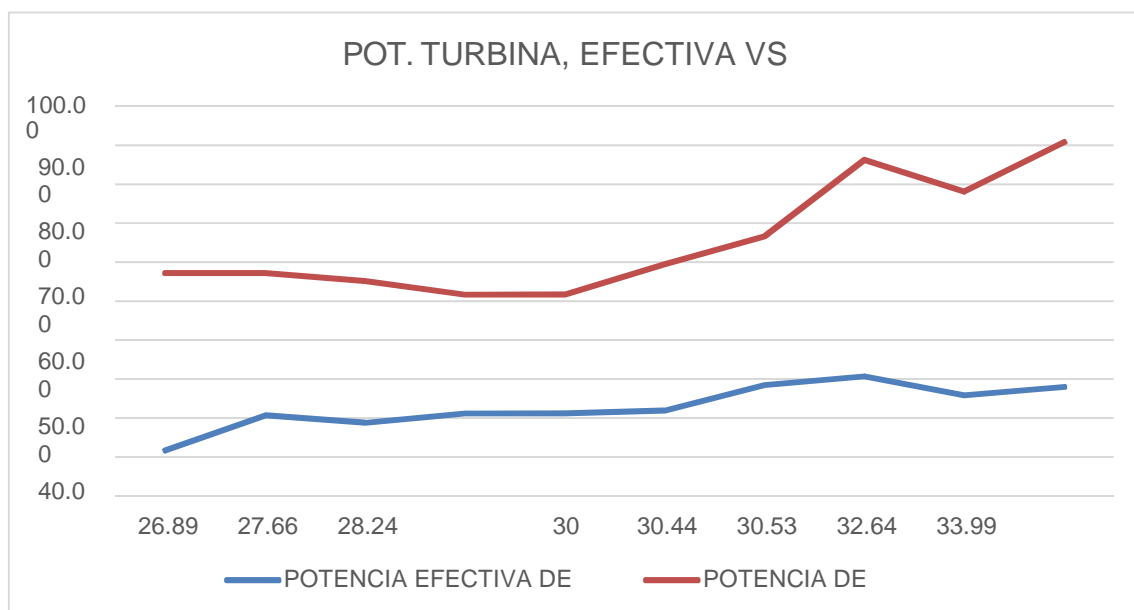


Gráfico 5.2. POT. Turbina, efectiva vs. Caudal.

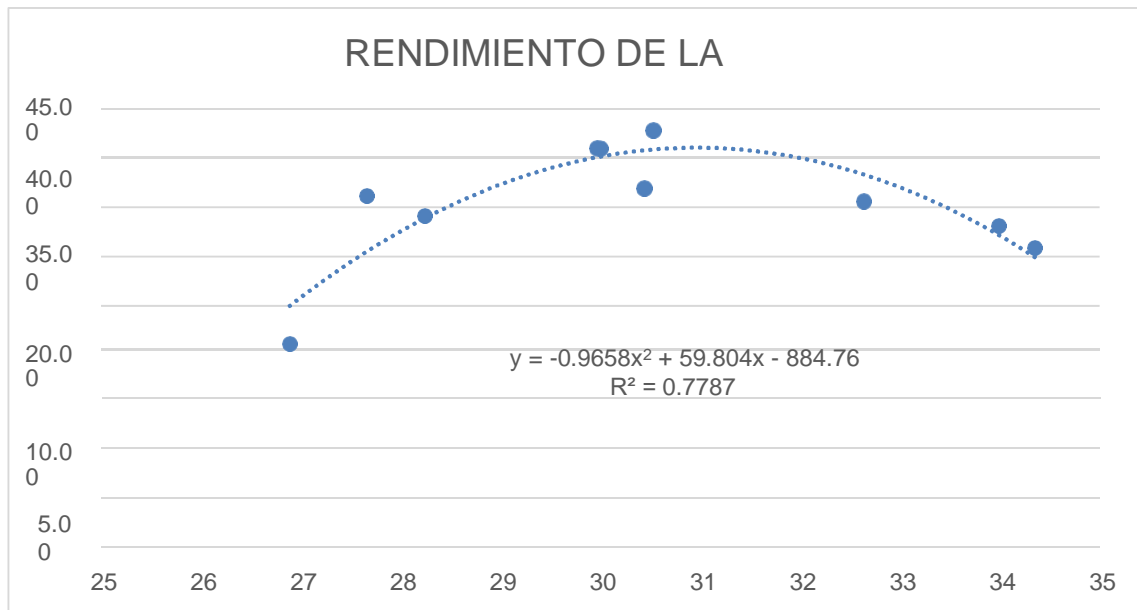


Gráfico 5.3. Rendimiento de la turbina.

- Recopilación de datos para $Z = 24$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-10	15	26.89	2800	125	375	250
2	-12	13	27.66	2800	125	375	250
3	-1	23	28.24	3500	125	525	400
4	-11	17	29.97	3000	125	545	420
5	-9	18	30	3500	125	545	420
6	-9	16	30.44	3500	125	525	400
7	-6	18	30.53	3500	125	545	420
8	-9	17	32.64	3500	125	545	420
9	-9	20	33.99	3500	125	500	375
10	-11	15	34.35	3000	225	525	300

Resultados de los cálculos para $Z = 24$, $e = 1.72$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
31.74	17.57	10.54	21.93	46.34	47.33	14.09	1.54	7.63
35.84	17.57	9.13	21.93	41.31	53.09	13.12	1.54	7.63
29.51	16.86	16.16	43.86	74.62	58.78	17.45	1.92	12.20
32.68	19.67	11.94	39.48	58.53	67.44	15.00	1.65	12.81
36.55	18.97	12.65	46.06	62.04	74.24	15.44	1.92	12.81
40.22	17.57	11.24	43.86	55.95	78.39	14.56	1.92	12.20
36.87	16.86	12.65	46.06	63.13	72.95	15.44	1.92	12.81
39.79	18.27	11.94	46.06	63.75	72.25	15.00	1.92	12.81
35.95	20.38	14.05	41.12	78.10	52.65	16.27	1.92	11.44
38.44	18.27	10.54	28.20	59.19	47.64	14.09	1.65	9.15

Dando como resultado las siguientes curvas de operación

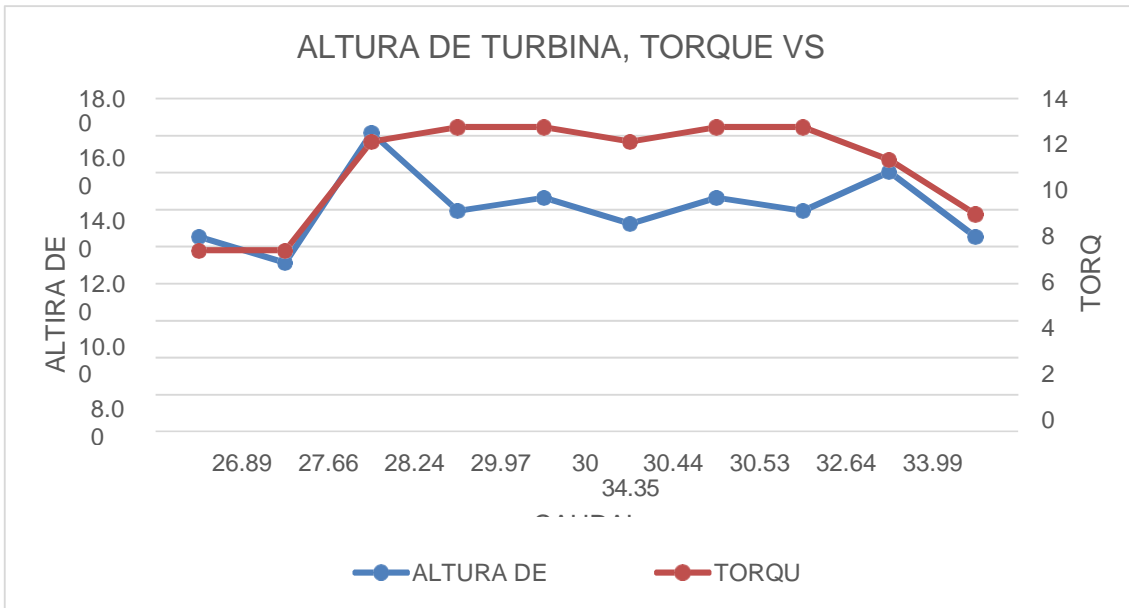


Gráfico 6.1. Altura de turbina, torque vs. Caudal.

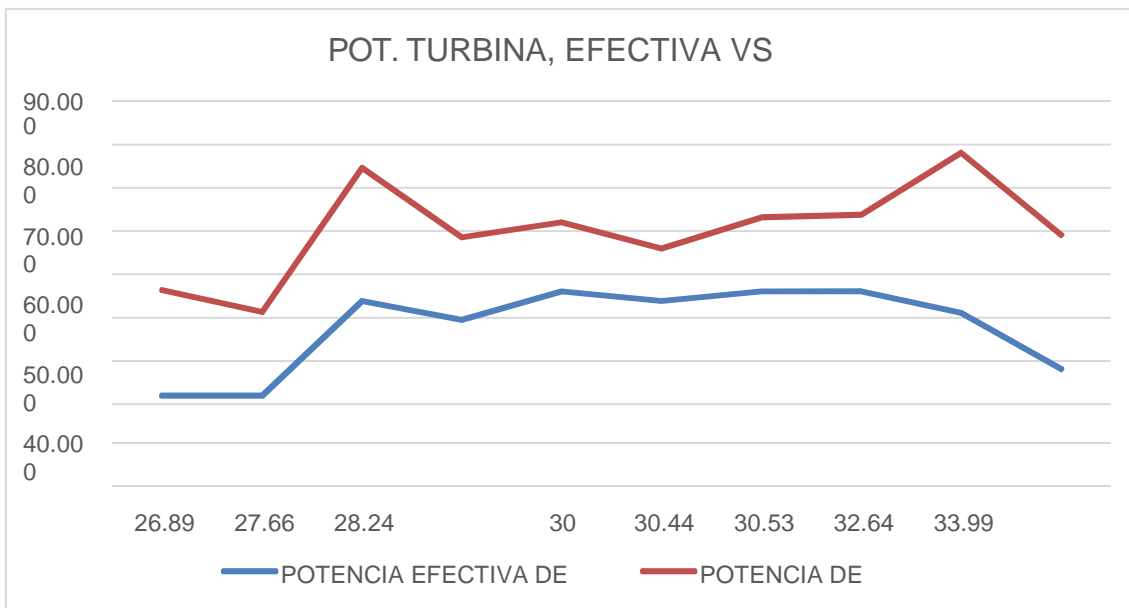


Gráfico 6.2. POT turbina, efectiva vs. caudal

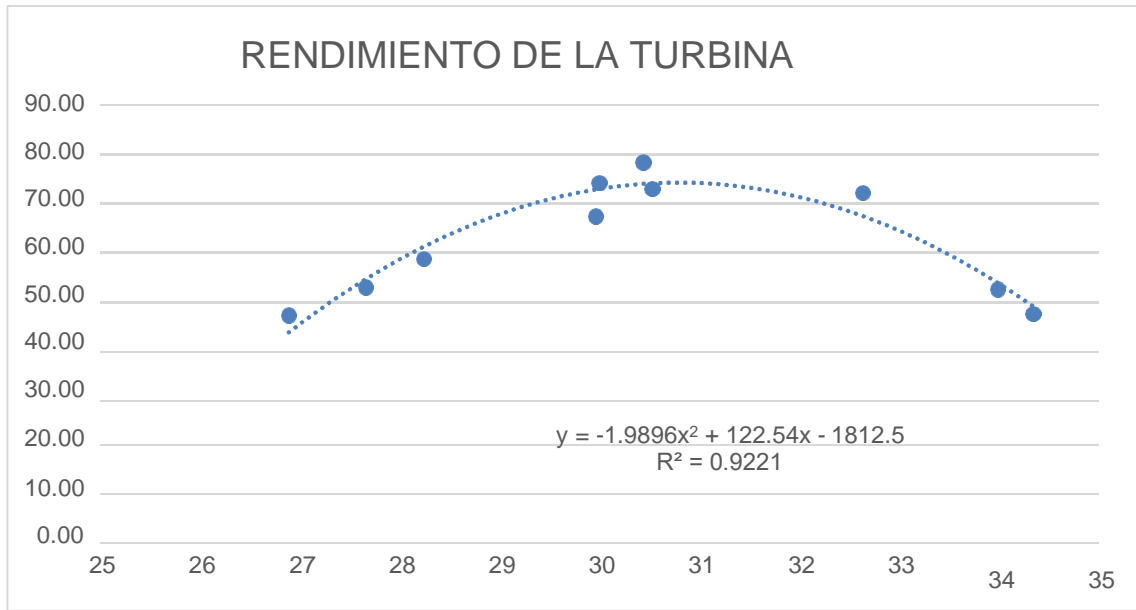


Gráfico 6.3. Rendimiento de la turbina.

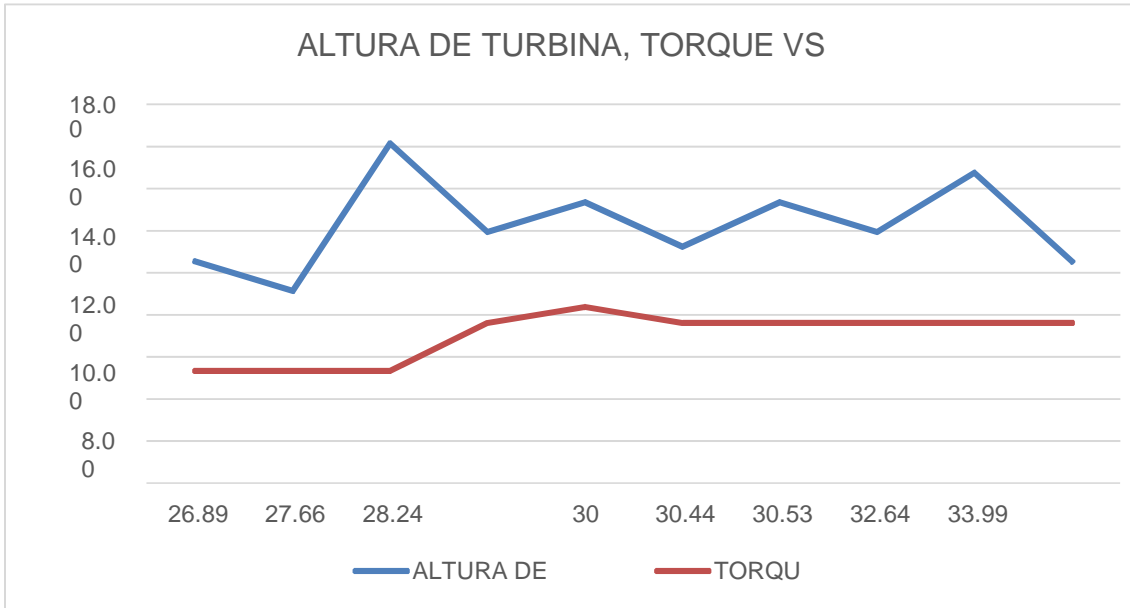
- Recopilación de datos para $Z = 16$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-11	15	26.89	2000	125	300	175
2	-12	13	27.66	2000	125	300	175
3	-1	23	28.24	3000	125	300	175
4	-11	17	29.97	3500	150	400	250
5	-9	19	30	3000	125	400	275
6	-5	16	30.44	3000	125	375	250
7	-6	19	30.53	3000	150	400	250
8	-9	17	32.64	3000	150	400	250
9	-5	21	33.99	3500	150	400	250
10	-12	15	34.35	2800	125	375	250

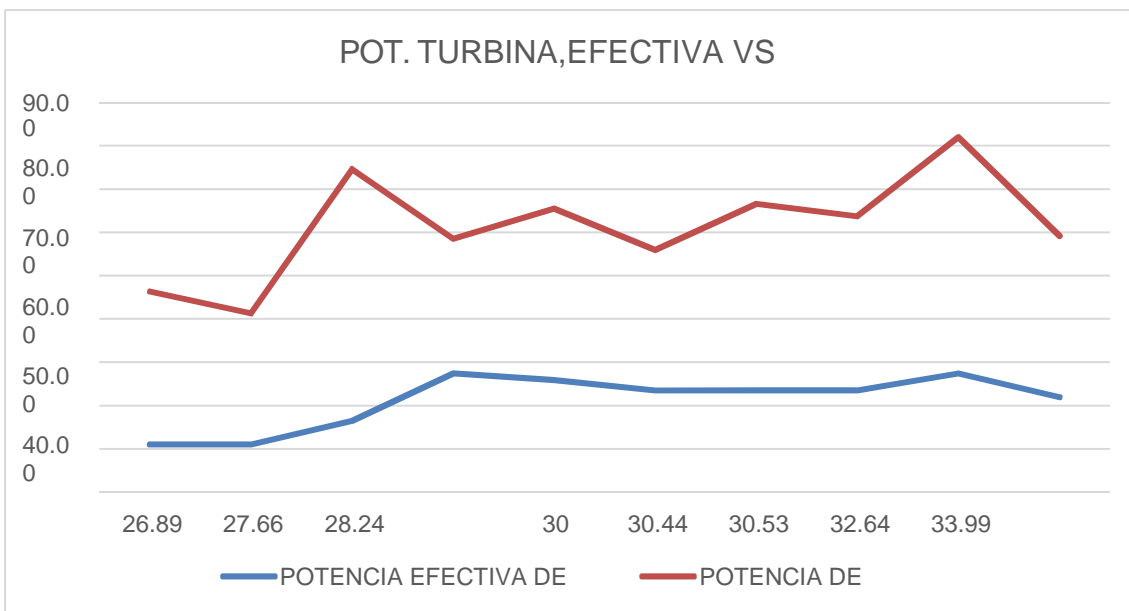
Resultados de los cálculos para $Z = 16$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
22.67	18.27	10.54	10.97	46.34	23.66	14.09	1.10	5.34
25.60	17.57	9.13	10.97	41.31	26.55	13.12	1.10	5.34
25.29	16.86	16.16	16.45	74.62	22.04	17.45	1.65	5.34
38.13	19.67	11.94	27.41	58.53	46.84	15.00	1.92	7.63
30.08	19.67	13.35	25.85	65.48	39.47	15.86	1.65	8.39
34.47	14.75	11.24	23.50	55.95	42.00	14.56	1.65	7.63
30.35	17.57	13.35	23.50	66.64	35.26	15.86	1.65	7.63
34.11	18.27	11.94	23.50	63.75	36.86	15.00	1.65	7.63
34.66	18.27	14.76	27.41	82.00	33.43	16.68	1.92	7.63
35.87	18.97	10.54	21.93	59.19	37.05	14.09	1.54	7.63

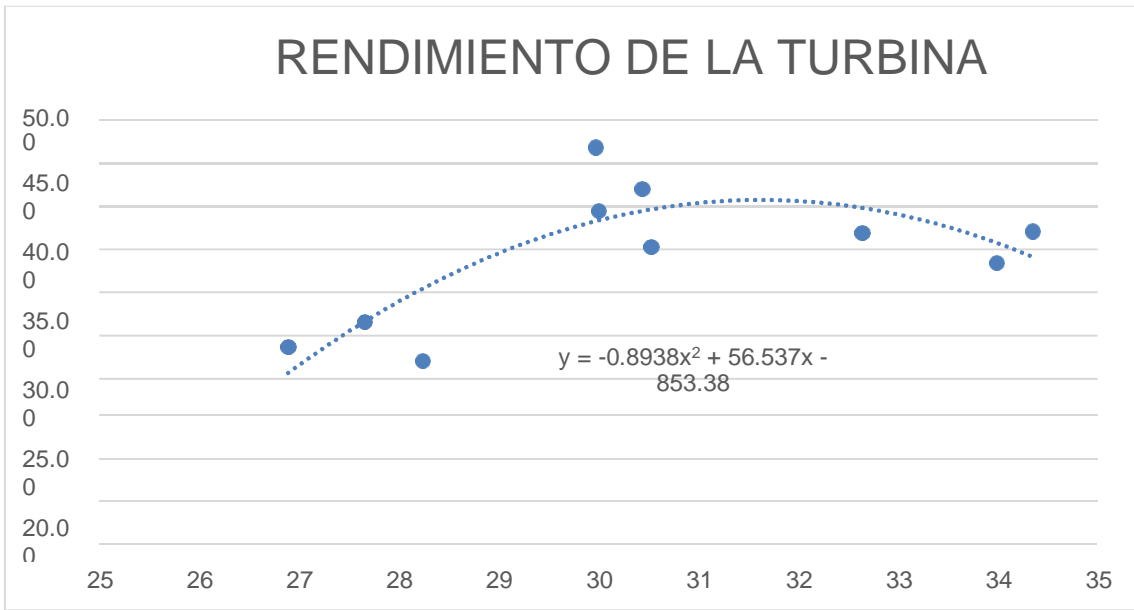
Dando como resultado las siguientes curvas de operación



Grafica 7.1. Altura de turbina, torque vs. caudal



Grafica 7.2. POT. Turbina, efectiva vs. caudal



Grafica 7.3. Rendimiento de la turbina

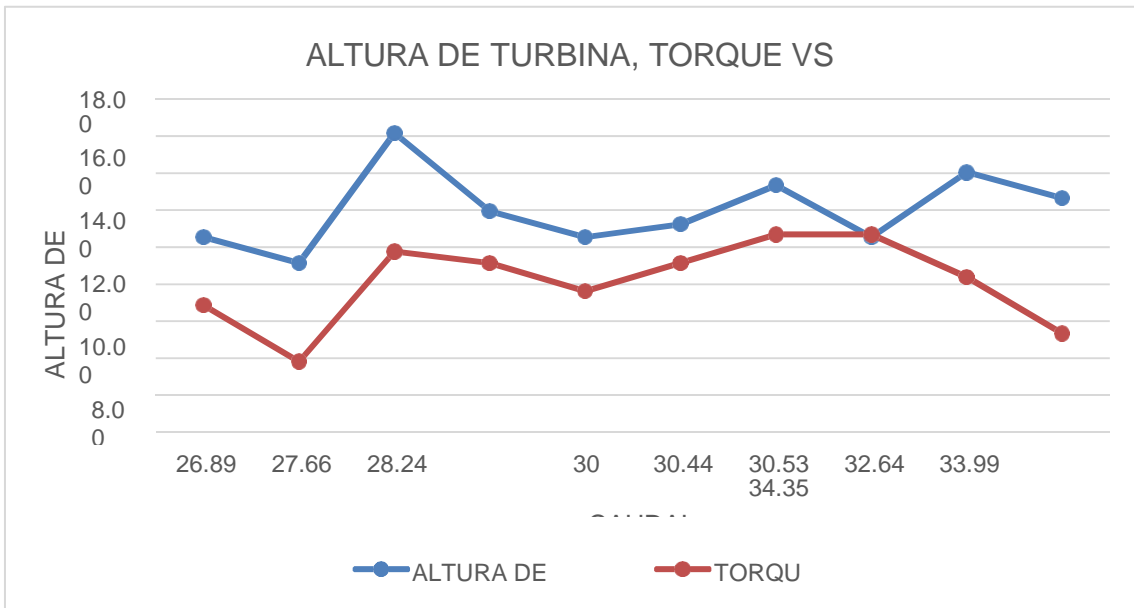
Recopilación de datos para $Z = 20$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q .

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-9	15	26.89	2800	175	400	225
2	-11	13	27.66	2800	175	300	125
3	-1	23	28.24	2700	125	445	320
4	-11	17	29.97	3500	125	425	300
5	-9	15	30	3500	225	475	250
6	-5	16	30.44	3500	125	425	300
7	-6	19	30.53	3500	125	475	350
8	-9	15	32.64	2780	125	475	350
9	-5	20	33.99	2780	125	400	275
10	-13	18	34.35	2780	225	400	175

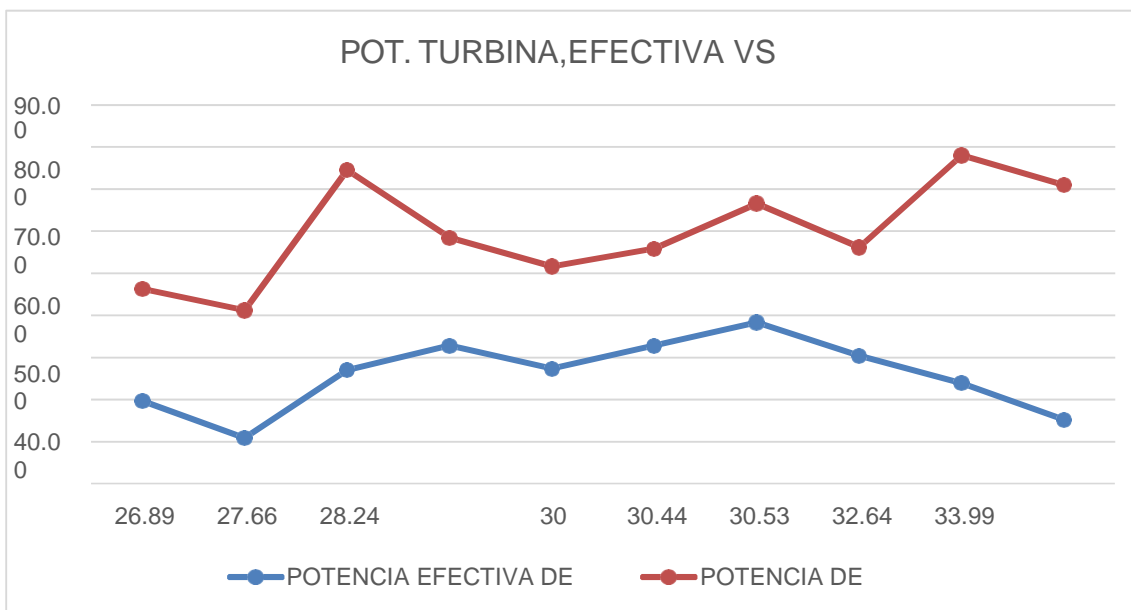
Resultados de los cálculos para $Z = 20$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
31.74	16.86	10.54	19.74	46.34	42.60	14.09	1.54	6.86
35.84	16.86	9.13	10.97	41.31	26.55	13.12	1.54	3.81
22.76	16.86	16.16	27.07	74.62	36.28	17.45	1.48	9.76
38.13	19.67	11.94	32.90	58.53	56.20	15.00	1.92	9.15
41.91	16.86	10.54	27.41	51.70	53.03	14.09	1.92	7.63
40.22	14.75	11.24	32.90	55.95	58.79	14.56	1.92	9.15
35.41	17.57	13.35	38.38	66.64	57.59	15.86	1.92	10.68
34.72	16.86	10.54	30.48	56.25	54.20	14.09	1.53	10.68
28.55	17.57	14.05	23.95	78.10	30.67	16.27	1.53	8.39
31.06	21.78	12.65	15.24	71.03	21.46	15.44	1.53	5.34

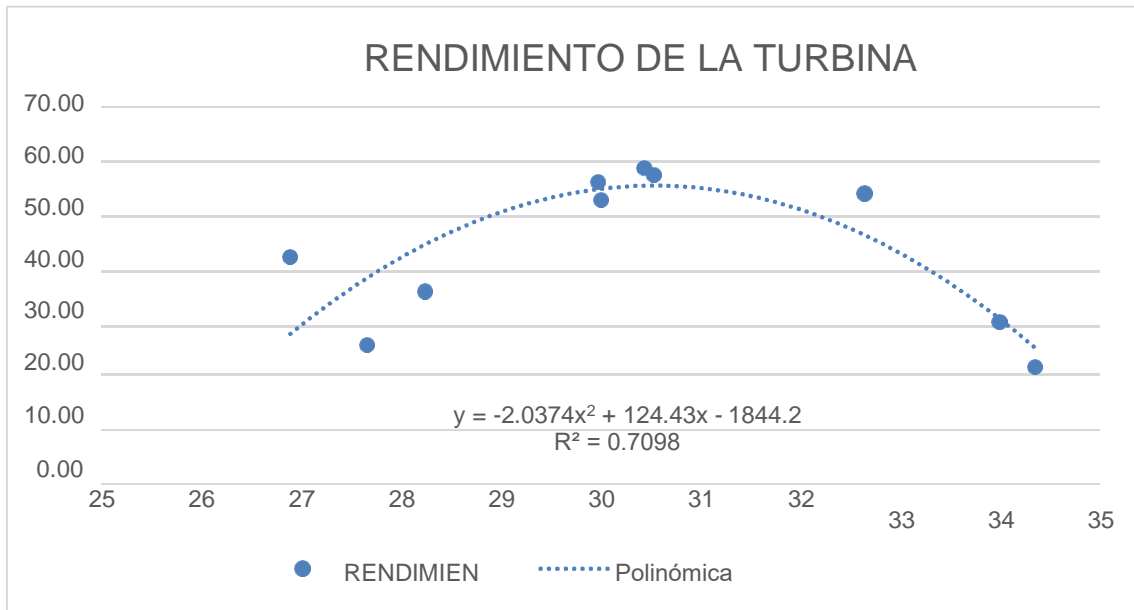
Dando como resultado las siguientes curvas de operación



Grafica 8.1. Altura de turbina, torque vs. caudal



Grafica 8.2. POT. Turbina, efectiva vs. Caudal.



Grafica 8.3. Rendimiento de la turbina.

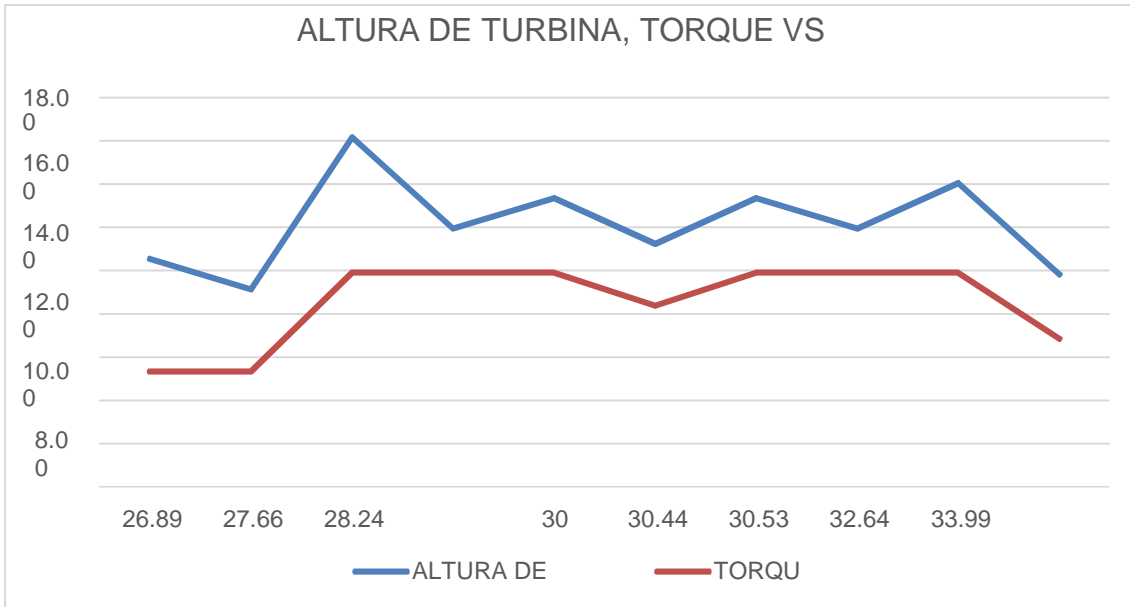
Recopilación de datos para $Z = 24$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q .

Prueba	Presión Entrada (psi)	Presión Salida (psi)	Caudal (l/min)	rpm	Freno Prony 5kg x 25 g	Freno Prony 5kg x 25 g	Diferencia de Fuerzas g
1	-13	15	26.89	1800	150	325	175
2	-12	13	27.66	1800	150	325	175
3	-1	23	28.24	1800	150	475	325
4	-11	17	29.97	2800	125	450	325
5	-9	19	30	2500	125	450	325
6	-5	16	30.44	2500	175	450	275
7	-7	19	30.53	2500	125	450	325
8	-9	17	32.64	1890	125	450	325
9	-5	20	33.99	1890	125	450	325
10	-11	14	34.35	1800	125	350	225

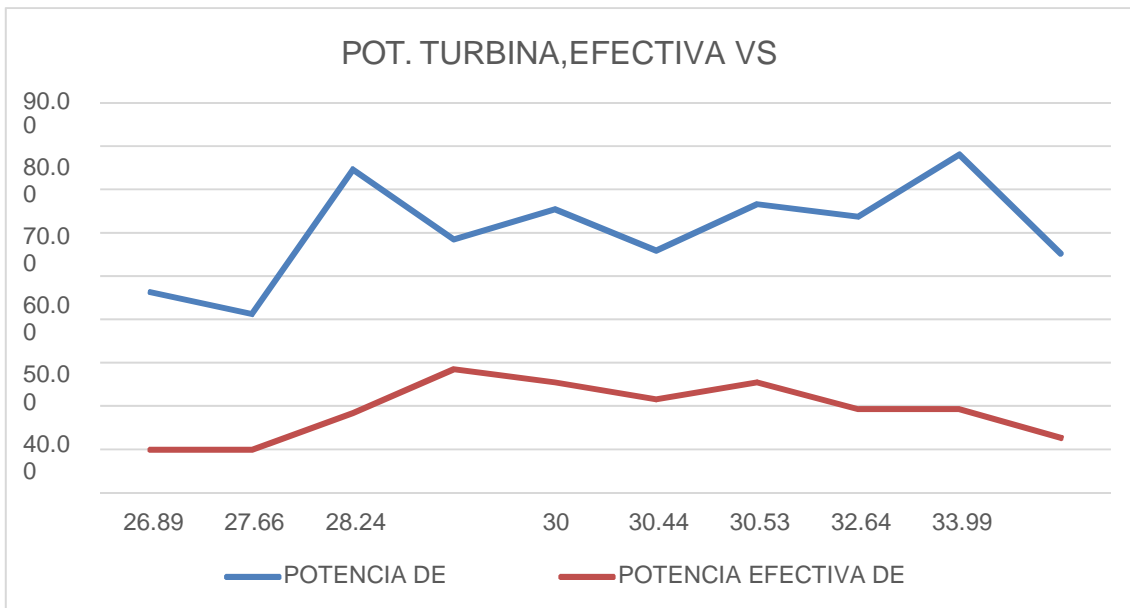
Resultados de los cálculos para $Z = 24$, $e = 2.58$, para diferentes caudales Q

n_s	Altura de la Bomba (m)	Altura de Turbina (m)	Potencia Efectiva de Salida (w)	Potencia de Turbina (w)	Rendimiento de Turbina (n %)	Velocidad Entrada del Rodete	Velocidad Tangencial	Torque
20.40	19.67	10.54	9.87	46.34	21.30	14.09	0.99	5.34
23.04	17.57	9.13	9.87	41.31	23.89	13.12	0.99	5.34
15.17	16.86	16.16	18.33	74.62	24.56	17.45	0.99	9.91
30.51	19.67	11.94	28.51	58.53	48.71	15.00	1.54	9.91
25.07	19.67	13.35	25.46	65.48	38.87	15.86	1.37	9.91
28.73	14.75	11.24	21.54	55.95	38.50	14.56	1.37	8.39
25.29	18.27	13.35	25.46	66.64	38.20	15.86	1.37	9.91
21.49	18.27	11.94	19.24	63.75	30.19	15.00	1.04	9.91
19.41	17.57	14.05	19.24	78.10	24.64	16.27	1.04	9.91
24.29	17.57	9.84	12.69	55.25	22.97	13.62	0.99	6.86

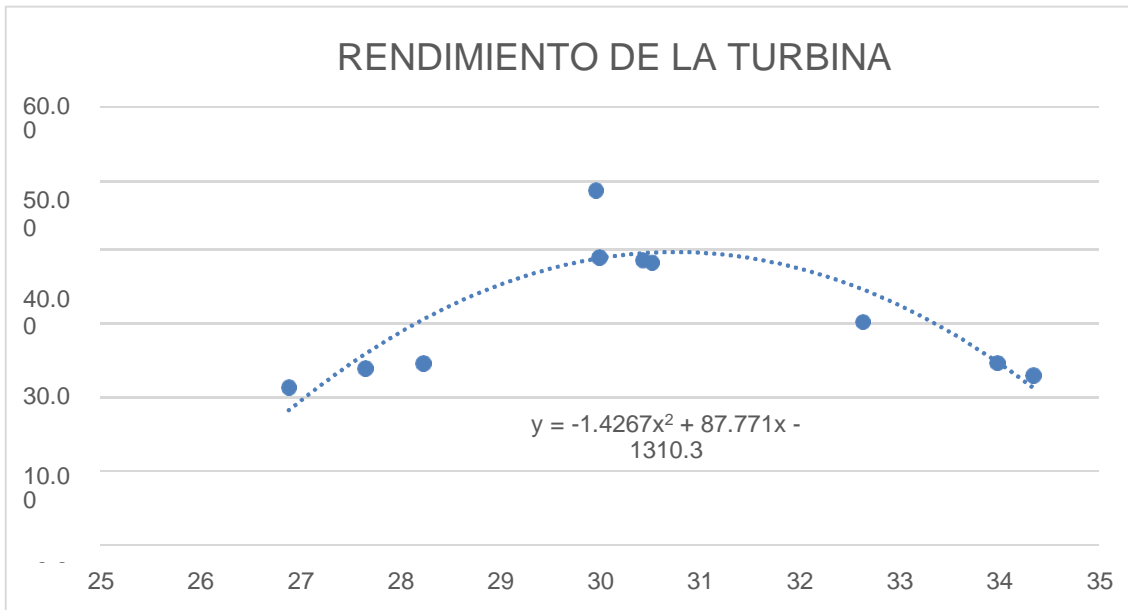
Dando como resultado las siguientes curvas de operación



Grafica 9.1. Altura de turbina, torque vs. Caudal



Grafica 9.2. POT. Turbina, efectiva vs. caudal



Grafica 9.3. Rendimiento de la turbina

Rendimiento total máximo alcanzado en los 9 rodetes.

Z	e	RENDIMIENTO TOTAL MÁXIMO ALCANZADO
16	1.72	42.78%
	2.58	42%
	3.87	26.09%
20	1.72	55.34%
	2.58	58.79%
	3.87	28.54%
24	1.72	78.99%
	2.58	48.71%
	3.87	49.37%

IV. DISCUSIÓN

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=24$ $e=3.87$

En el Gráfico 1.1 cuando el rodete es de $Z=24$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima 9.13 m cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 4.88 N-m cuando el cauda es 27.66 lts/min y el punto máximo de torque es 9.91 N-m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Mario Arellano (2015).

En el Gráfico 1.2 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la potencia de la turbina mínima 41.30 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 80.43 w cuando el caudal es de 30.44 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 13.50 cuando el cauda es 34.35 lts/min y la potencia efectiva de salida máximo es 13.89 cuando el caudal es de 30.44 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina no está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 1.3 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=3.87$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 22 % cuando el caudal es 34 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 49.37 % cuando el caudal es 30.53 lts/min, dando una curva ascendente de rendimiento cuando el caudal es 27 a 35.53 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Mario Arellano (2015).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=20$ $e=3.87$

En el Gráfico 2.1 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima 9.13 m cuando el caudal es 27 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 27.66 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 3.05 N-m cuando el cauda es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 9.15 N-m cuando el caudal es de 29.97 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Raúl Mayco (2014).

En el Gráfico 2.2 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la potencia de la turbina mínima 41.30 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 80.43 w cuando el caudal es de 30.44 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 5.63 cuando el cauda es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 17.76 cuando el caudal es de 29.97 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina no está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico2.3 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=3.87$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 12.04 % cuando el caudal es 33.99 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 30.35 % cuando el caudal es 29.97 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento es coherente por un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Raúl Mayco (2014).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=16$ $e=3.87$

En el Gráfico 3.1 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 10.53 m cuando el caudal es 28.94 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 33.99 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 4.88 N-m cuando el caudal es 27.66 lts/min y el punto máximo de torque es 8.93 N-m cuando el caudal es de 30 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Milla Jordan (2015).

En el Gráfico 3.2 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=3.87$ se puede apreciar que la potencia de la turbina mínima es 48.66 w cuando el caudal es 28.24 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 90.76 w cuando el caudal es de 34.35 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 6.00 cuando el caudal es 27.66 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 15.50 cuando el caudal es de 30 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 3.3 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=3.87$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 10.23 % cuando el caudal es 27.66 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 26.09 % cuando el caudal es 30.34 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento es coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Milla Jordan (2015).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=20$ $e=1.72$

En el Gráfico 4.1 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 10.53 m cuando el caudal es 29.97 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 32.64 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 4.57 N-m cuando el caudal es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 11.43 N-m cuando el caudal es de 30.53 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Mayco Jordan (2014).

En el Gráfico 4.2 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la potencia de la turbina mínima es 51.64 w cuando el caudal es 29.97 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 90.76 w cuando el caudal es de 34.35 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 12.92 cuando el caudal es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 35.24 cuando el caudal es de 30.53 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 4.3 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=1.72$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 22.61 % cuando el caudal es 26.89 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 55.34 % cuando el caudal es 30.44 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento es coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Mayco Raúl (2014).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=16$ $e=1.72$

En el Gráfico 5.1 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 10.53 m cuando el caudal es 29.97 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 32.64 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 3.8 N-m cuando el caudal es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 10.67 N-m cuando el caudal es de 32.64 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es nada significativa.

En el Gráfico 5.2 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la potencia de turbina mínima es 51.64 w cuando el caudal es 30 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 90.76 w cuando el caudal es de 34.35 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 11.75 cuando el caudal es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 30.70 cuando el caudal es de 32.54 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 5.3 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=1.72$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 20.56 % cuando el caudal es 26.89 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 42.78 % cuando el caudal es 30.53 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento no es totalmente coherente por un bajo rendimiento.

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=24$ $e=1.72$

En el Gráfico 6.1 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 9.13 m cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 7.62 N-m cuando el caudal es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 12.81 N-m cuando el caudal es de 29.97 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Mario Arellano (2015).

En el Gráfico 6.2 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=1.72$ se puede apreciar que la potencia de turbina mínima es 41.31 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 78.10 w cuando el caudal es de 33.99 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 21.93 cuando el caudal es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 46.05 cuando el caudal es de 30 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina no está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 6.3 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=1.72$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 47.33 % cuando el caudal es 26.89 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 78.99 % cuando el caudal es 30.44 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento coherente por un buen rendimiento, tal como lo resultados de Joel Benítez (2014).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=16$ $e=2.58$
En el Gráfico 7.1 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 9.13 m cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 5.33 N-m cuando el cauda es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 18.38 N-m cuando el caudal es de 30 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Raúl Mayco (2014).

En el Gráfico 7.2 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la potencia de turbina mínima es 41.31 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 82 w cuando el caudal es de 33.99 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 10.97 cuando el cauda es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 27.41 cuando el caudal es de 29.97 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina está aprovechando la energía transferida.

En el Gráfico 7.3 cuando el rodete es $Z=16$ y $e=2.58$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 22 % cuando el caudal es 28.24 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 46.83 % cuando el caudal es 29.97 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Raúl Mayco (2014).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=20$ $e=2.58$

En el Gráfico 8.1 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 9.13 m cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 3.81 N-m cuando el caudal es 27.66 lts/min y el punto máximo de torque es 10.68 N-m cuando el caudal es de 30.53 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa.

En el Gráfico 8.2 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la potencia de turbina mínima es 41.30 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 78.09 w cuando el caudal es de 33.99 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 10.97 cuando el caudal es 27.66 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 38.38 cuando el caudal es de 30.53 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 8.3 cuando el rodete es $Z=20$ y $e=2.58$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 21.46 % cuando el caudal es 34.35 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina es 58.79 % cuando el caudal es 30.44 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Mario Arellano (2015).

- De los resultados encontrados para el RODETE $Z=24$ $e=2.58$

En el Gráfico 9.1 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la altura de turbina mínima es 9.13 m cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la altura de turbina máxima es 16.16 m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, mientras que el comportamiento del torque el valor mínimo es 5.34 N-m cuando el caudal es 26.89 lts/min y el punto máximo de torque es 9.91 N-m cuando el caudal es de 28.24 lts/min, lo cual demuestra que la energía aprovechada no es significativa, tal como lo expresa Mario Arellano (2015).

En el Gráfico 9.2 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=2.58$ se puede apreciar que la potencia de turbina mínima es 41.31 w cuando el caudal es 27.66 lts/min y también la potencia de la turbina máxima es 78.10 w cuando el caudal es de 33.99 lts/min, mientras que el comportamiento de la potencia efectiva salida mínima es 9.81 cuando el caudal es 26.89 lts/min y la potencia efectiva de salida máxima es 28.51 cuando el caudal es de 29.97 lts/min, lo cual nos indica que el rodete de la turbina no está aprovechando el máximo la energía transferida.

En el Gráfico 9.3 cuando el rodete es $Z=24$ y $e=2.58$ se puede apreciar el rendimiento mínimo de la turbina es de 21.30 % cuando el caudal es 26.89 lts/min y el rendimiento máximo de la turbina 48.71 % cuando el caudal es 29.97 lts/min, lo cual nos muestra un comportamiento coherente con un bajo rendimiento, tal como lo resultados de Mario Arellano (2015). De los 9 rodetes ensayados, se observa la tendencia de que un menor espesor de álabes el rendimiento aumenta, lo cual es posible debido a un mayor posaje del flujo con ángulos mejorados, asimismo se observó una relación directa entre el aumento del número de álabes y el aumento del rendimiento del rodete de la turbina, para el caso $Z > 20$ álabes.

V. CONCLUSIONES

- Se puede inferir que para el rodete de 24 álabes una disminución del espesor de los álabes influye significativamente aumentando su rendimiento de la turbina para el caso $e=1.72$ mm.
- Se puede inferir que para el rodete de 20 álabes una disminución del espesor de los álabes no influye significadamente aumentando su rendimiento de la turbina para el caso $e=1.72$ mm.y $e=2.58$ mm.
- Se puede inferir que para el rodete de 16 álabes una disminución del espesor de los álabes no influye significadamente aumentando su rendimiento de la turbina para el caso $e=1.72$ mm.y $e=2.58$ mm.
- Se puede inferir que para el rodete con espesor $e=1.72$ mm, el rendimiento aumenta para un mayor número de álabes, como $Z=24$ álabes.
- Se puede inferir que para el rodete con espesor $e=2.58$ mm, el rendimiento no se ve afectado por un aumento o disminución número de álabes, como es el caso de $Z=20$ álabes.
- Se puede inferir que para el rodete con espesor $e=3.87$ mm, el rendimiento disminuye para un mayor número de álabes, como es el caso de $Z=24$ álabes.
- Se determinó que existe una influencia del número de álabes en el rendimiento de la turbina a partir de $Z=20$ y una influencia del menor espesor de álabes.

VI. RECOMENDACIONES

- Con la finalidad de estudiar otros parámetros como dimensionamiento del inyector o espesor del rotor que influyen en el rendimiento total de la turbina, se recomienda a otros investigadores usar estas variables para encontrar nuevos resultados como se desarrolló en esta tesis.
- Se recomienda usar un modelo computacional CFD para que mediante la simulación predecir los comportamientos ante nuevos diseños o procesos antes de que sean fabricados o implementados.
- Se debe mejorar el sistema de torque utilizando un Torquimetro digital para que de esta manera las lecturas de torque sean más precisas y se sencillas de tomar, con un error experimental.
- Se sugiere mejorar el sistema de sujeción del rodete para evitar las excesivas vibraciones por medio de un sistema de amortiguamiento adecuado para el alto trabajo en rpm y en condiciones de humedad.
- Se sugiere trabajar con material del rodete de menor densidad para que el peso y balanceo dinámico no se vean afectados.

REFERENCIAS

- C. Curiel (2009).** Análisis de flujo Interno de una Turbina Tipo Banki utilizando herramientas de Dinámica de Fluido Computacional. Venezuela.
- Coronel Torres E.R (2012)** recuperado en el 2018
“<http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/2154/1/31836.pdf>”
- Claudio Mataix Plana (2009).** España.Dpto. de ingeniería eléctrica y energética (2014)
Recuperado en el 2018
“https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1307/course/section/1605/T09_1.pdf”
- EGEHID y CDEEE (2019)** Recuperado en el 2019
“<https://www.elcaribe.com.do/2019/04/10/panorama/pais/sur-futuro-dona-turbina-hidroeléctrica-para-micro-central-de-sabaneta/>”
- ENGINYERIES INDUSTRIAL (2011)** recuperado en el 2018
“<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36653/9788476538937.pdf>
”
- Etsii (2016)** Recuperado en el 2018
“<http://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/5476/isbn9788416325191.pdf>”
- Gamarra Moreno a.h (2015)** recuperado el en 2018
“http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/uncp/197/pmec_01.pdf?sequence=1&isallowed=y”
- Hidráulica y Neumática S.A (2019)** recuperado en el 2019
“<http://www.hnsa.com.co/turbinas-ossberger/H.Torio> (2014). Maquinas Hidráulicas, bombas y Turbinas. México”
- J. Vásquez. (2007).** Micro-Hidroeléctrica tipo Michell-Banki, funcionamiento, Mantenimiento y Conceptos. Guatemala.

Julio Hernández Rodríguez - Antonio Crespo Martínez y Uned (2009). Problemas de Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Madrid

Julio– Pablo y Claudio Zanzi (2016). Maquinas Hidráulicas Problemas y Soluciones. Madrid.

Laboratorio de Maquinas Hidráulicas, UNT (2012) recuperado en el 2018
“<https://luisalderonf.files.wordpress.com/2012/01/turbina-m-banki.pdf>”

Maquinas Hidráulicas (2011) Recuperado en el 2018
“http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/mh-class03-2011.pdf”

Maquinas hidráulicas (2013) recuperado en el 2018 “
“https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2013/455/42623/1/Documento1.pdf”

Milla Arellano J.I (2015) Recuperado el en 2018
“file:///c:/users/lenovo/downloads/milla_jordan_dise%c3%91o_turbina_michell_banki.pdf”

Pijush K. Kundu e Ira M. Cohen (2002). Fluid Mechanics. Estados Unidos: ACADMIC PRESS.

Puro Motores (2017) Recuperado en el 2018
“<https://www.puromotores.com/13176144/tipos-de-maquinarias-hidraulicas>”

Oscar Medina (2018). (American Society of Mechanical Engineer 2018
“<https://dca.gob.gt/noticias-guatemala-diario-centro-america/guatemala-tiene-taller-de-turbinas-hidraulicas/>”

OSSBERGER. Recuperado el 1 de junio de 2012.
“<http://www.ossberger.de/cms/en/hydro/the-ossberger-turbine-for-asynchronous-and-synchronous-waterplants/range-of-use/>”

Turbomaquinas – Turbinas hidráulicas (2010) Recuperado en el 2018

"https://www.unac.edu.pe/images/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/2011/Noviembre/IF_GARCIA%20PEREZ_FIEE.pdf"

Urbano Jesús Sánchez Domínguez (2012). Maquinas Hidráulicas. España: EBOOK

Vasquez de Leon (2007) Recuperado en el 2018

"http://www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0550_M.pdf "

Naylam Pmechatronics (2019). Trujillo: <https://naylampmechatronics.com/arduino-tarjetas/8-arduino-uno-r3-00008.html>

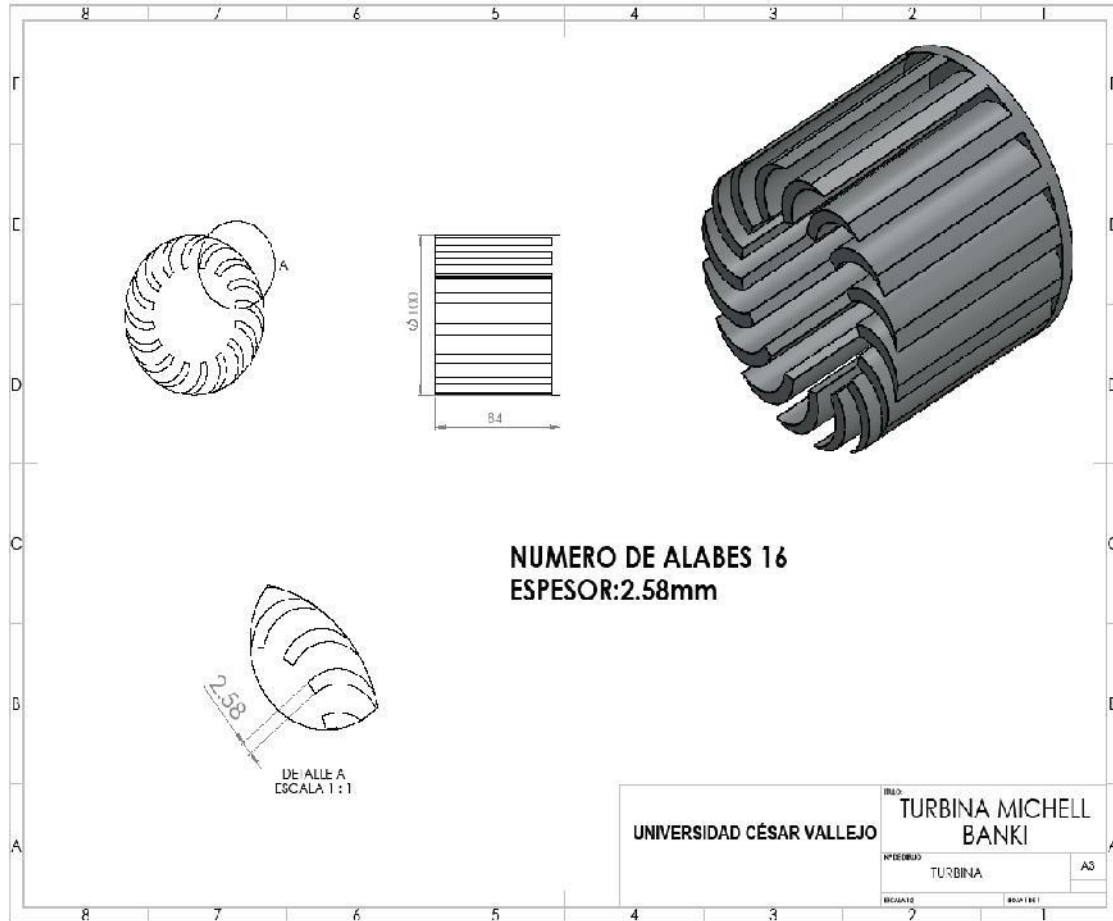
Naylam Pmechatronics (2019). [https://naylampmechatronics.com:Trujillo:
https://naylampmechatronics.com/blog/47_tutorial-sensor-de-flujo-de-agua.html](https://naylampmechatronics.com:Trujillo:https://naylampmechatronics.com/blog/47_tutorial-sensor-de-flujo-de-agua.html)

Sodimac Home Center (2019). [https://www.sodimac.com.pe:Trujillo
https://www.sodimac.com.pe/sodimac-pe/product/1149318/manometro-0-6-bar](https://www.sodimac.com.pe:Trujillohttps://www.sodimac.com.pe/sodimac-pe/product/1149318/manometro-0-6-bar)

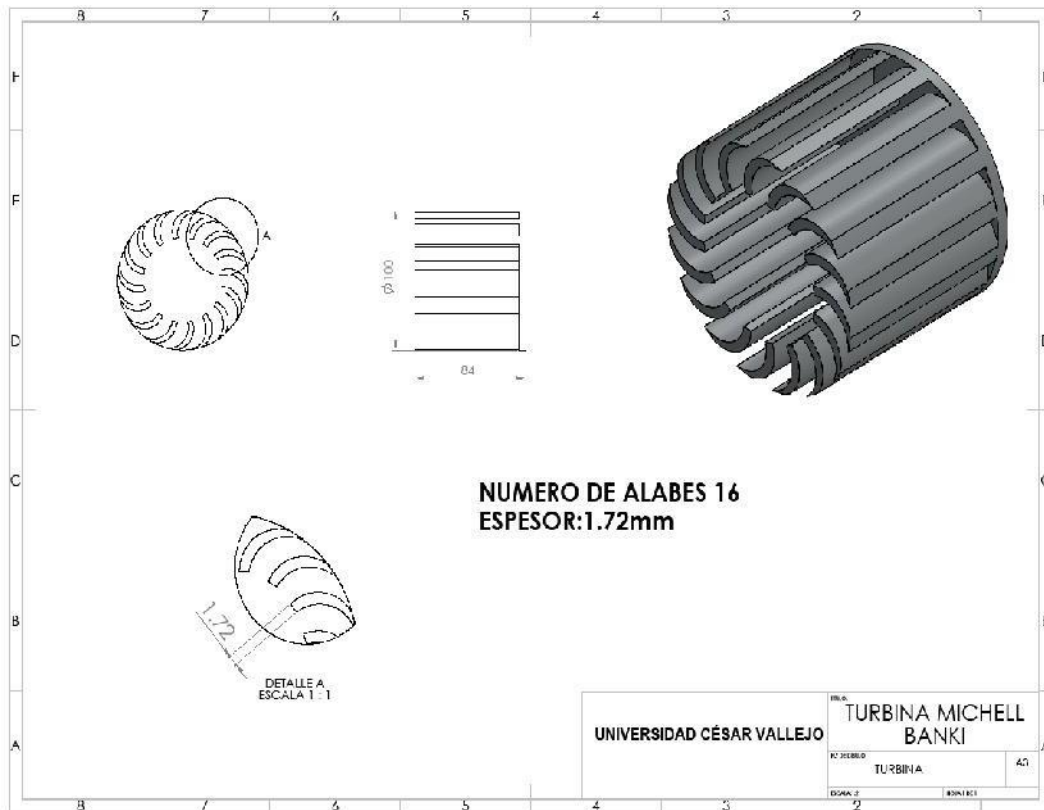
Sodimac Home Center (2019). [https://www.sodimac.pe:Trujillo:
https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/411116/valvula-compuerta-1-hi-bronce](https://www.sodimac.pe:Trujillo:https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/411116/valvula-compuerta-1-hi-bronce)

ANEXOS

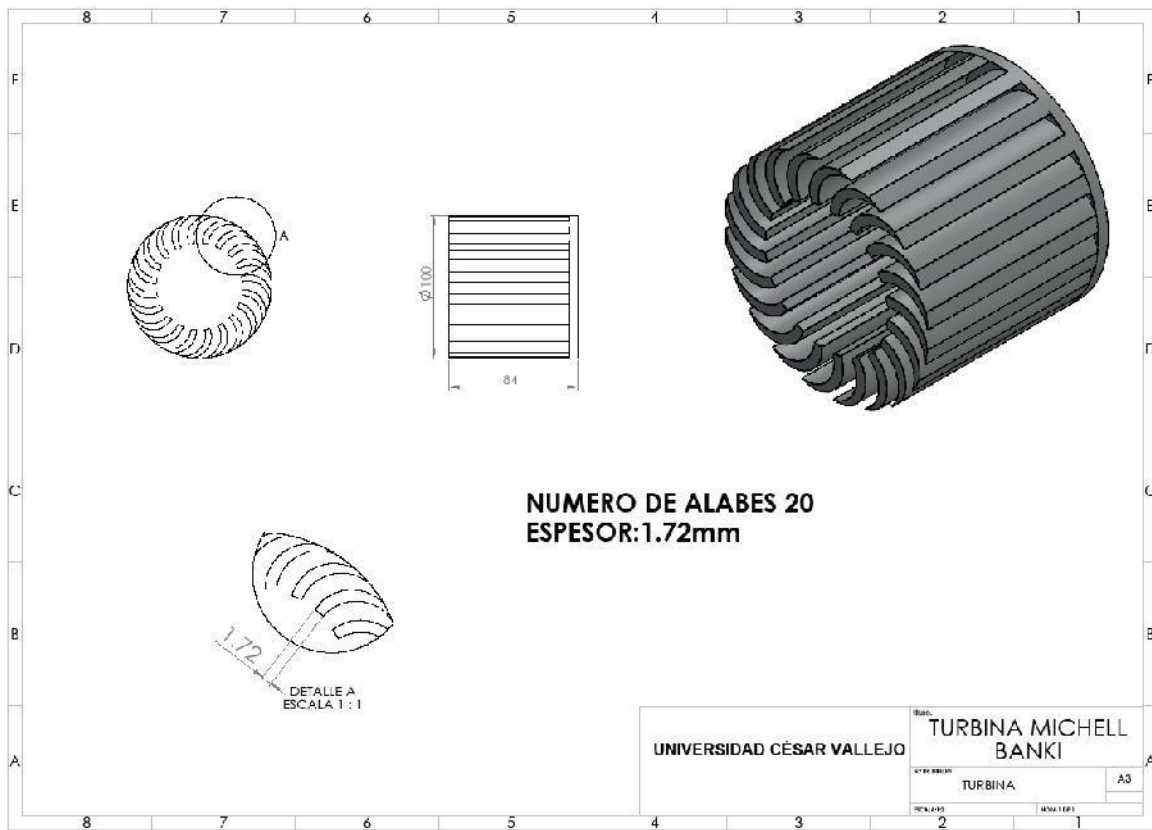
Anexo 1



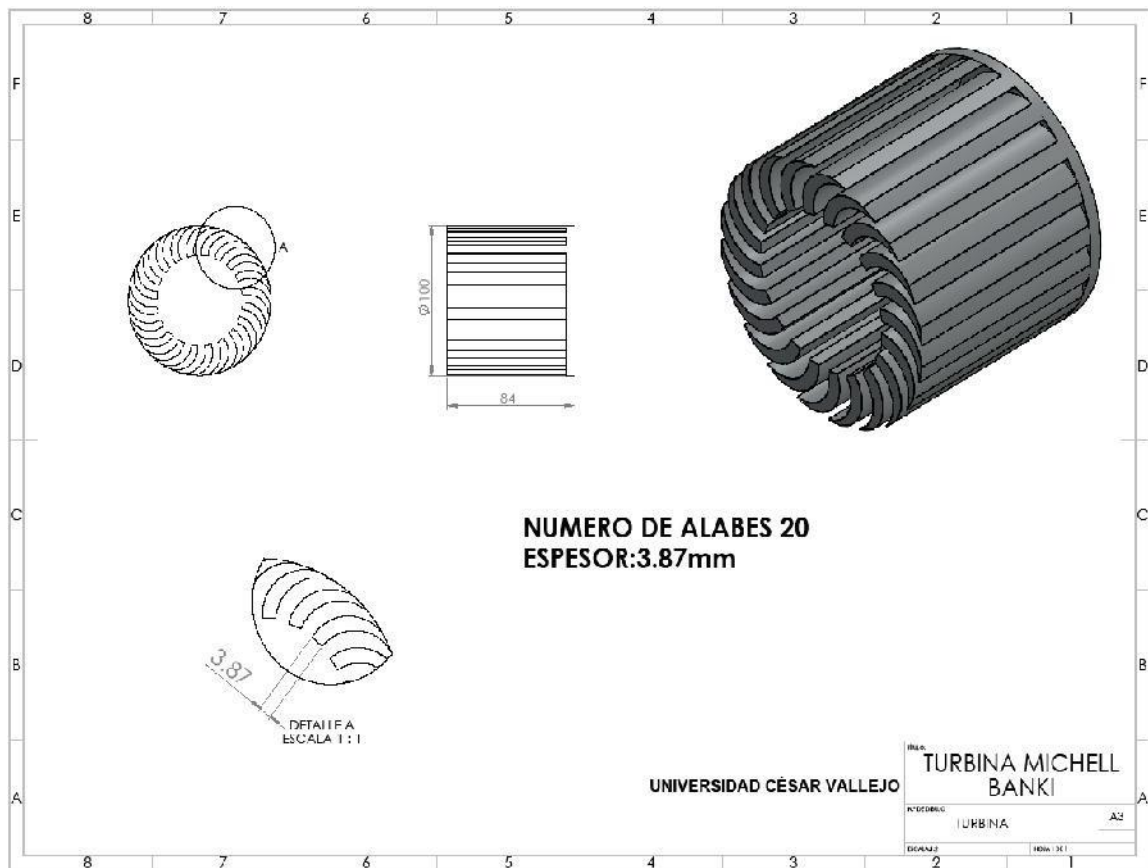
Anexo 2



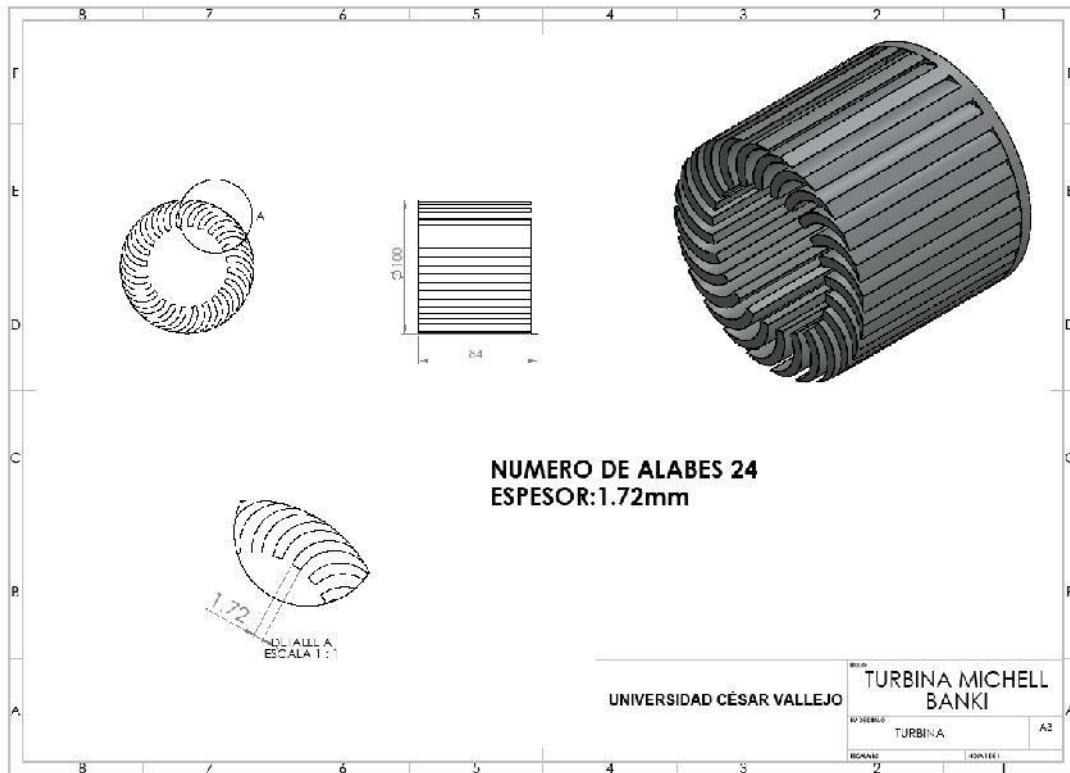
Anexo 3



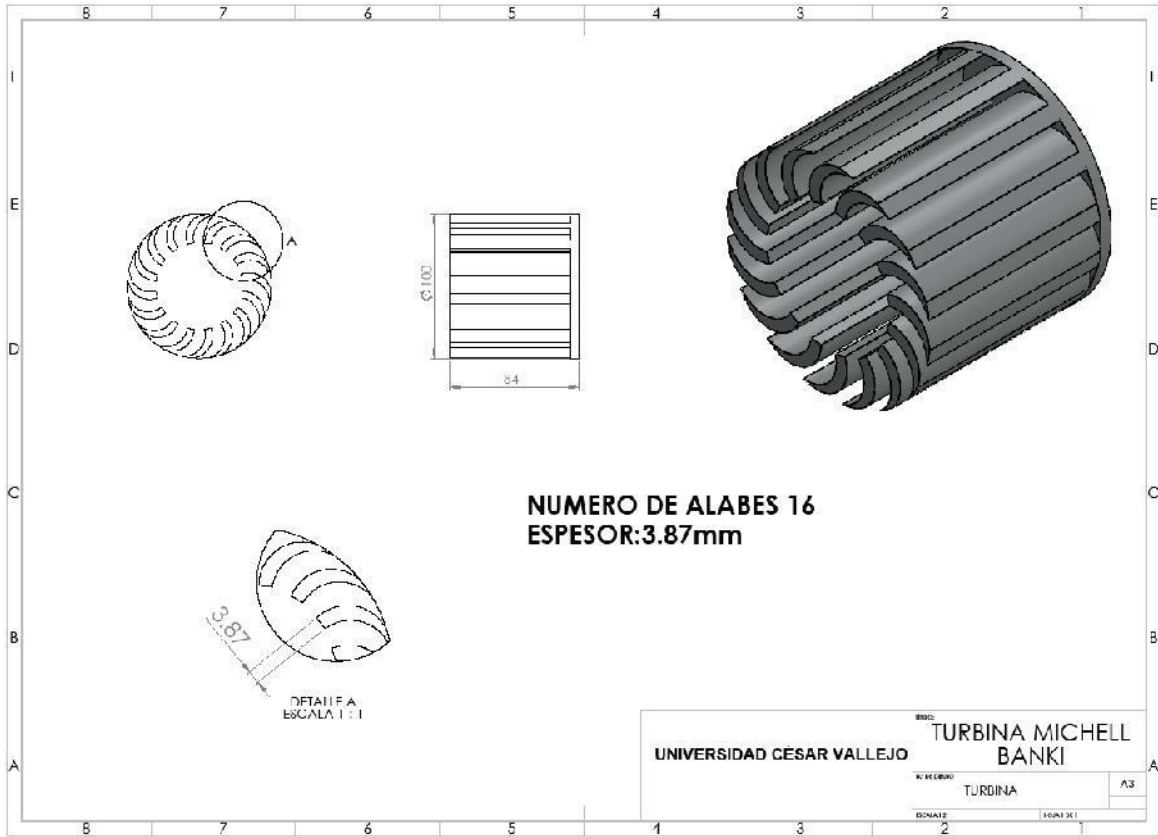
Anexo 4



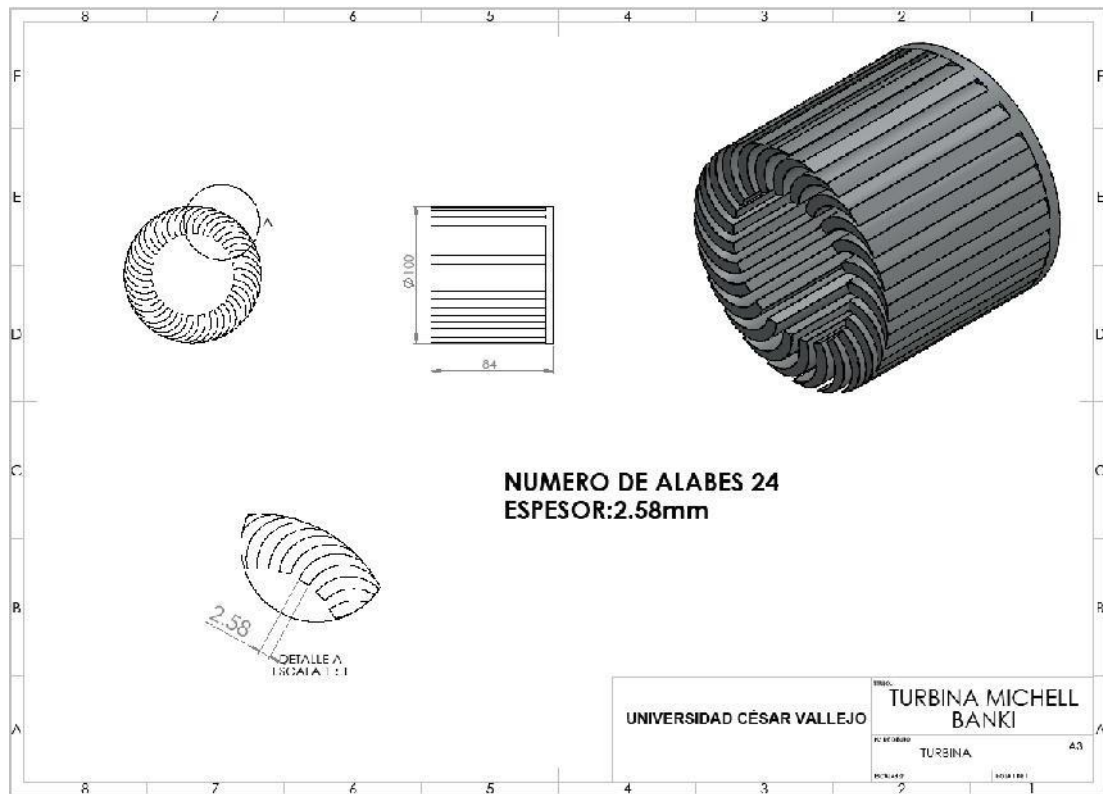
Anexo 5



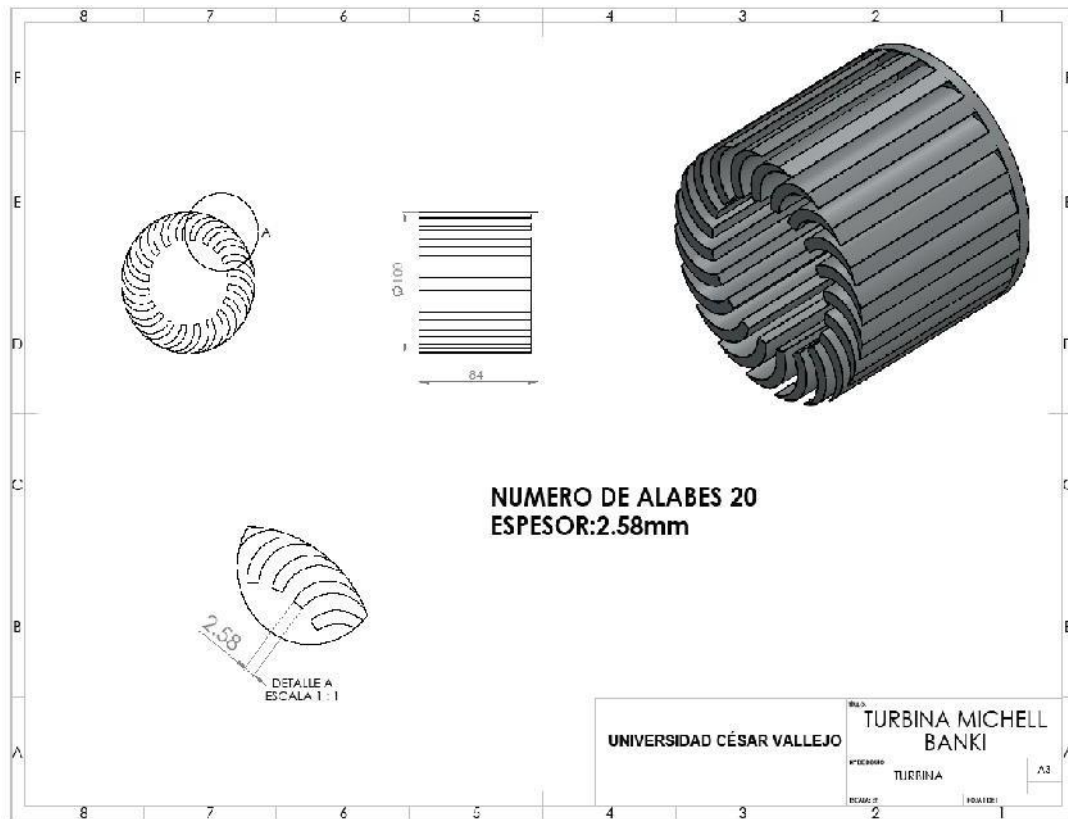
Anexo 6



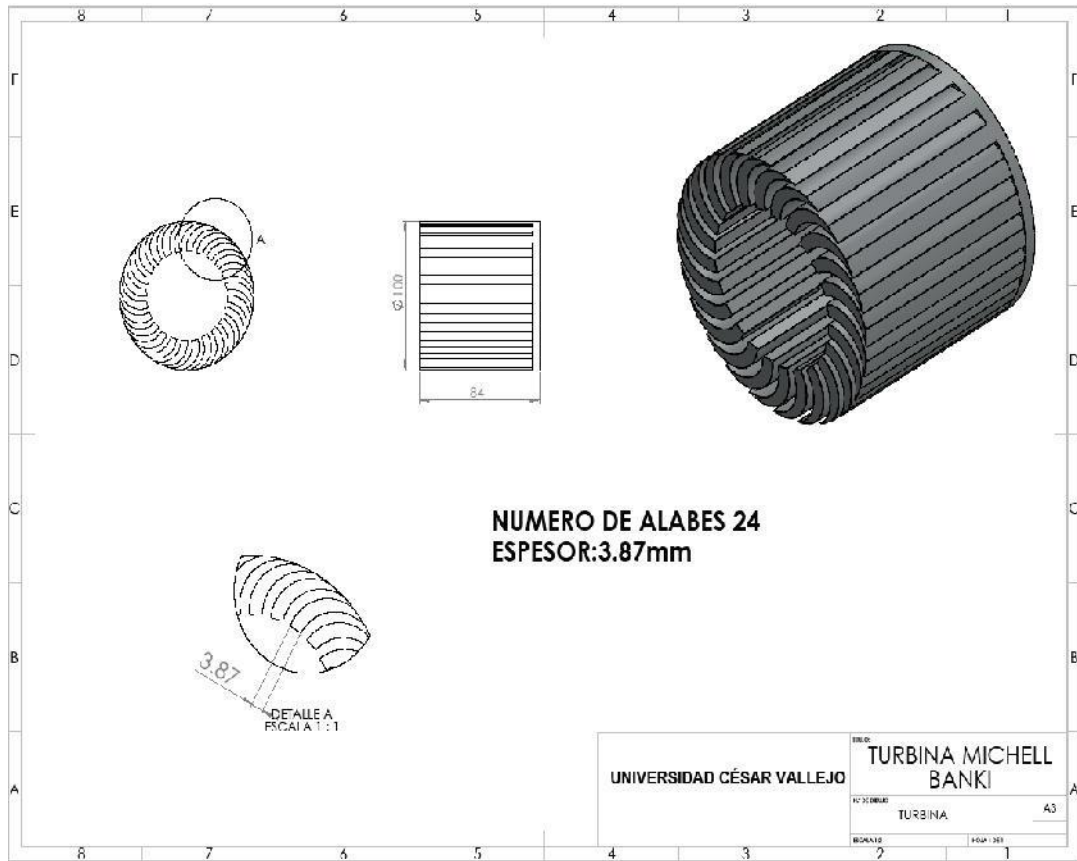
Anexo 7



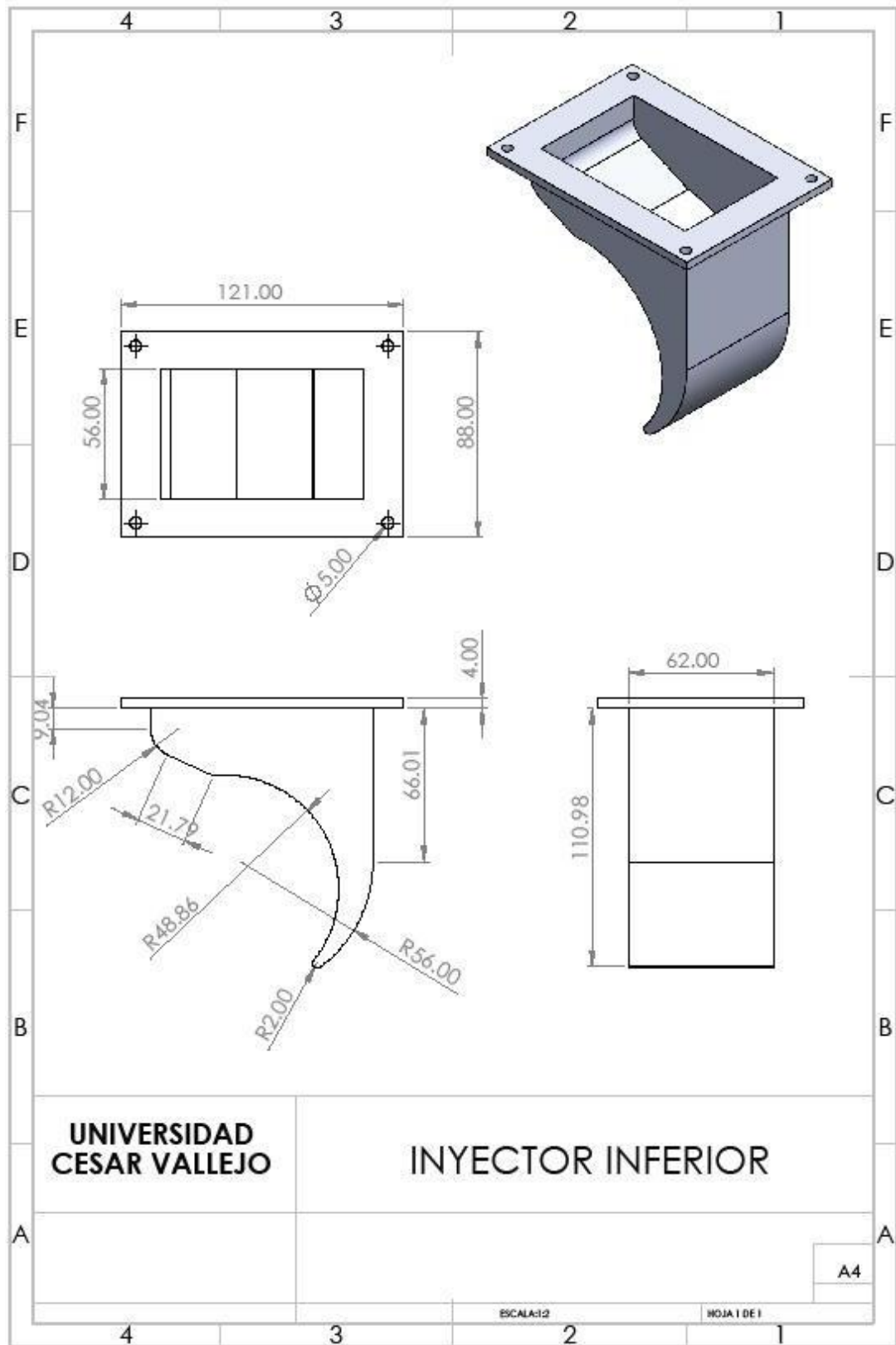
Anexo 8



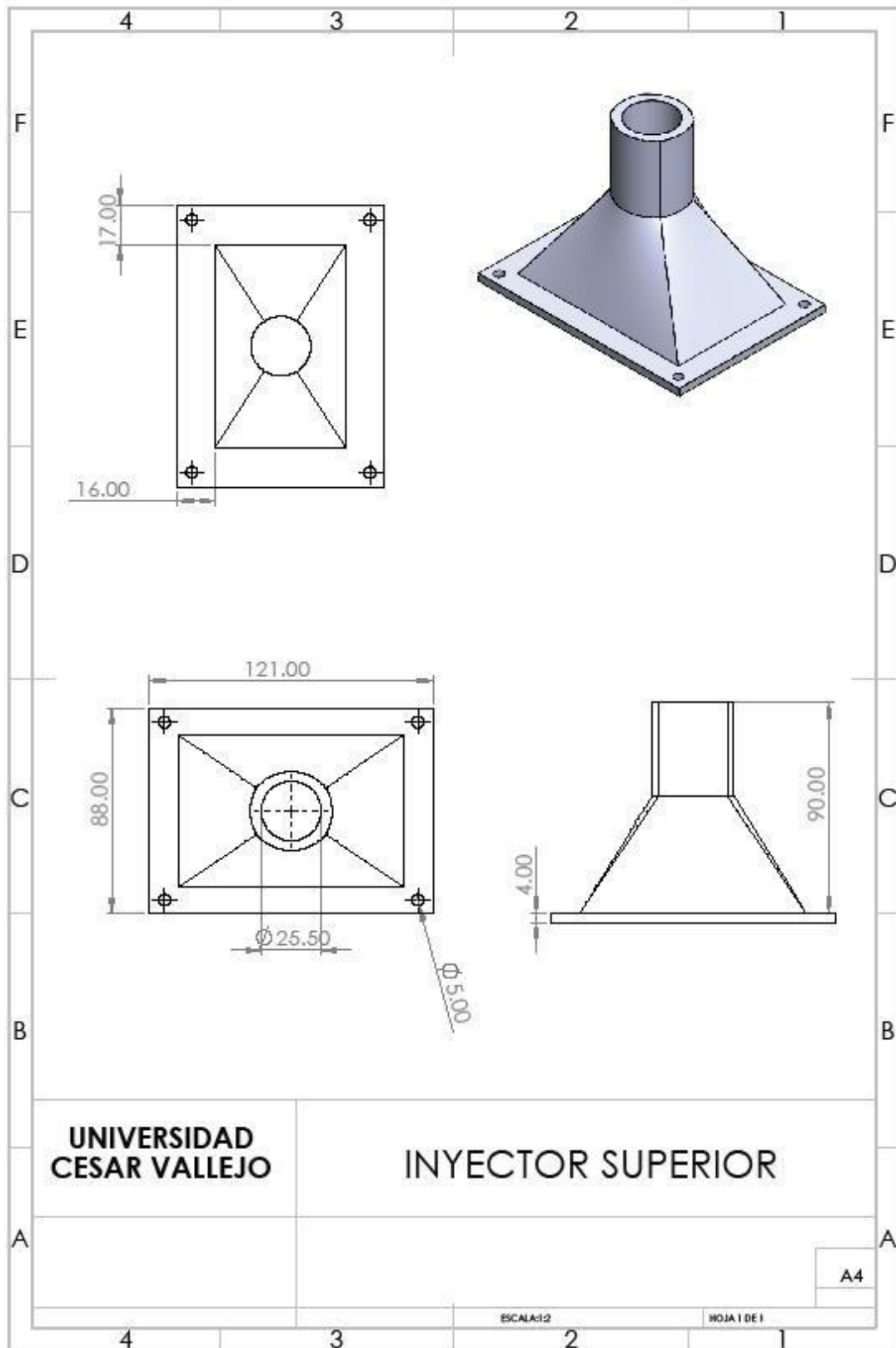
Anexo 9



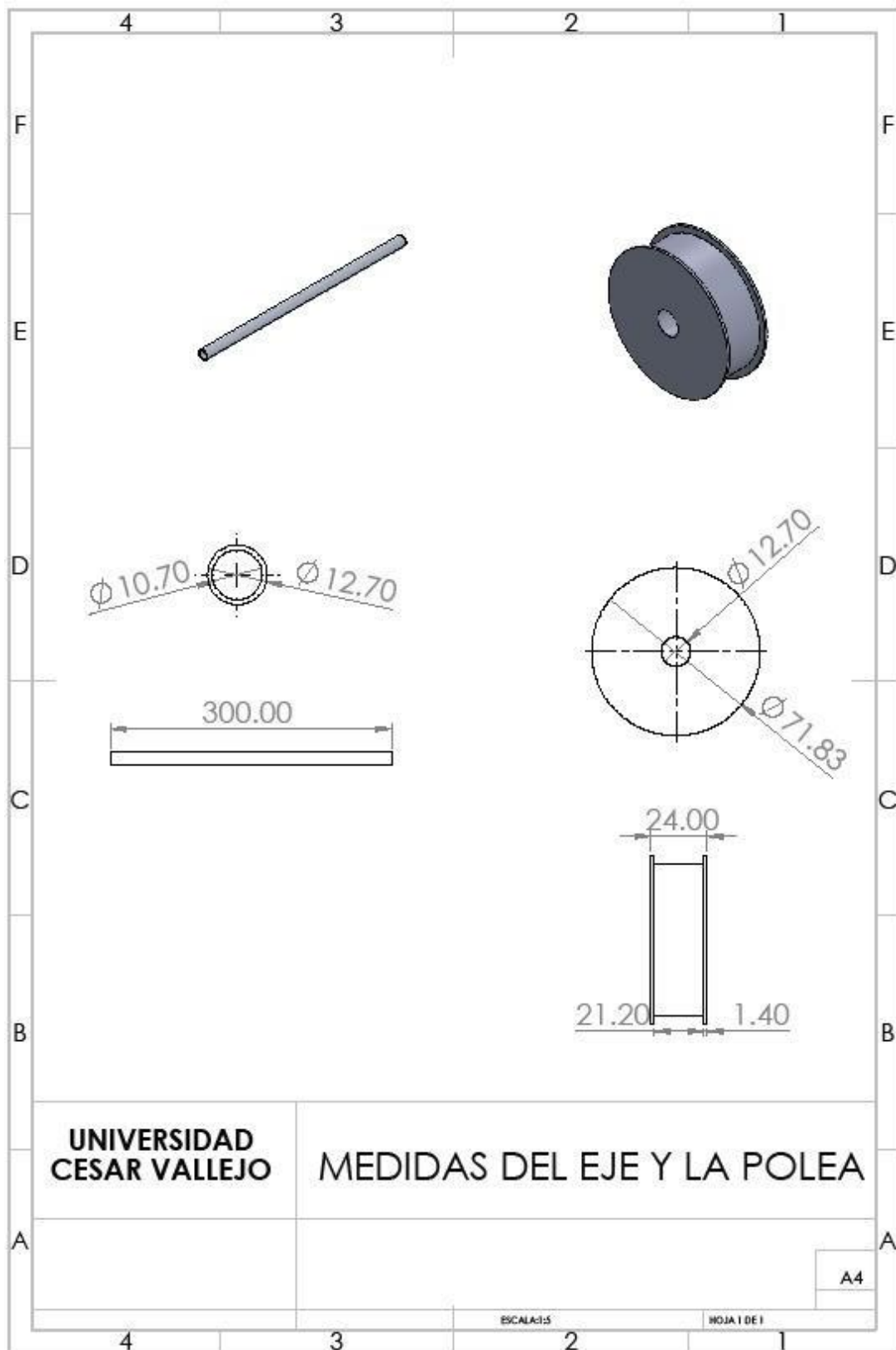
Anexo 10



Anexo 11



Anexo 12



Anexo 13



COTIZACIÓN	
FECHA : 28/6/2019 N° COT.: 2019-P187	PARA: EDSGARDO FLORIAN QUIROZ CEL: CORREO:

N°	Descripción	Filamento (m)	Tiempo (h)	Precio/u m*1. 5+h*5+2	Cantidad	Precio total
1	RODETE 16 ALABES	36.00	10.15	106.75	1	106.75
2	ACOPLE PARA EJE	2.40	0.60	8.60	1	8.60
3	TAPA PARA RODETE	7.90	1.90	23.35	1	23.35
4						0.00
5						0.00
6						0.00
7						0.00
8						0.00
9						0.00
10						0.00
Subtotal						138.70
Descuento						-13.70
ENVIO						0.00
TOTAL (S/.)						125.00

NOTA
- Entrega en 2 días hábiles - Material: PLA BLANCO, Relleno: 20% / Resolución de capa: 2mm - Adelanto: 50.00 soles (26-06-19)

NAYLAMP MECHATRONICS S.A.C. (RUC: 20601252610)	
Aprobado por:	David Soto
Celular:	997646858
Correo:	naylamp.mechatronics@gmail.com
Pago:	Al contado
Medio de pago:	Transferencia por Internet
Cuenta:	Cuenta corriente en soles BCP
	Titular: Naylamp Mechatronics SAC.
	N° de cuenta: 570-2339633-0-30

Anexo 14



INDUSNORT SAC

VENTA DE PERFILES EN GENERAL, PLANCHAS LAC, - LAF,
GALVANIZADAS, TUBOS: NEGROS, ELECTRO SOLDADOS, CARBURO, SOLDADURAS
CALLE BALBOA No 1055 INT. 1 TELF. 290673 - URB. PALERMO - TRUJILLO - TRUJILLO - LA LIBERTAD

R.U.C. 20539964772

**BOLETA DE VENTA
ELECTRÓNICA**

B001 N° 00000121

DNI : 43416961

RAZÓN SOCIAL : luis miguel pajarez

DIRECCIÓN : trujillo

FECHA EMISIÓN : 11/06/2019

FECHA VENC. : 11/06/2019

T. MONEDA : SOLES

Cant	B/S	Unid	Descripción	V. Unitario	Descuento	IGV	Importe
2	Bien	UNIDAD	tubo rectangular 1/2*11/2*1.5	4.66	0.00	1.68	11.00
1	Bien	UNIDAD	1/2 kg soldadura 3/32 indura	5.51	0.00	0.99	6.50

BENEFICIARIO : INDUSNORT S.A.C.

CUENTA CORRIENTE :

MONTO DE DETRACCIÓN :

OBSERVACIONES :

OP. GRAVADA	S/	14.83
OP. INAFECTA	S/	0.00
OP. EXONERADA	S/	0.00
OP. GRATUITA	S/	0.00
TOT. DSCTO	S/	0.00
I.G.V. 18.0%	S/	2.67
OTROS CARGOS	S/	0.00
OTROS TRIBUTOS	S/	0.00
IMPORTE TOTAL	S/	17.50

SON : DIECISIETE Y 50/100 SOLES

Representación impresa de la Boleta de Venta Electrónica
Autorizado mediante resolución N° 0340050005820/SUNAT
Consulte su documento electrónico en (<https://fe.esavdoc.com/consulta>)




Anexo 15



COTIZACIÓN

FECHA : 28/6/2019
N° COT.: 2019-P187

PARA: EDSGARDO FLORIAN QUIROZ
CEL:
CORREO:

N°	Descripción	Filamento (m)	Tiempo (h)	Precio/u m*1. 5+h*5+2	Cantidad	Precio total
1	RODETE 16 ALABES	36.00	10.15	106.75	1	106.75
2	ACOPLE PARA EJE	2.40	0.60	8.60	1	8.60
3	TAPA PARA RODETE	7.90	1.90	23.35	1	23.35
4						0.00
5						0.00
6						0.00
7						0.00
8						0.00
9						0.00
10						0.00
Subtotal						138.70
Descuento						-13.70
ENVIO						0.00
TOTAL (S/.)						125.00

NOTA

- Entrega en 2 días hábiles
- Material: PLA BLANCO, Relleno: 20% / Resolución de capa: 2mm
- Adelanto: 50.00 soles (26-06-19)

NAYLAMP MECHATRONICS S.A.C. (RUC: 20601252610)

Aprobado por: David Soto
 Celular: 997646858
 Correo: naylamp.mechatronics@gmail.com
 Pago: Al contado
 Medio de pago: Transferencia por Internet
 Cuenta: Cuenta corriente en soles BCP
 Titular: Naylamp Mechatronics SAC.
 N° de cuenta: 570-2339633-0-30

Anexo 16

CARTA DE COMPROMISO DEL DOCENTE

Jefatura de Laboratorio de **MECANICA DE FLUIDOS...**
Centro Tecnológico de Ingeniería – Facultad de Ingeniería

Yo, **...Luis Alberto Julca Verástegui...**, Con DNI.....19336932.....

Docente del curso de **...Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas...** hago constar que recibí el (los) equipo (s):

- **...Equipo de Frenado tipo polea y correa (estructura soporte)**
- **...02 Dinamómetros de medición de fuerzas deN x.....N.....**

que será (n) utilizado (s) en la investigación, tesis o proyecto titulado **“...Influencia del espesor y numero de álabes del rodete sobre el rendimiento total de una turbina Hidráulica Michell Banki...”**

En perfectas condiciones y listo para ser utilizado y me comprometo a acatar las disposiciones de los técnicos de laboratorio del centro tecnológico de Innovación de Ingeniería - Moche. Además, indico que tengo conocimiento sobre el manejo y uso de los equipos solicitados, pero siempre en coordinación de los encargados directos.

Acepto la responsabilidad de cubrir los gastos que se genere por reposición o compostura de los equipos o partes, debido a negligencia o impericia.


Declaro estar enterado y acuerdo con las condiciones establecidas.

Trujillo, ...07... de ...Junio.... del 2019.

Docente: **...Ing. Luis Julca Verástegui...**

Firma: 

DNI:19336932.....


07/06/19
Alonso Marcos
#1380978