

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROTURBINA DE VAPOR Y
MICROCALDERÍN PIROTUBULAR PARA EL LABORATORIO DE
TERMODINÁMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UIS

WILLIAM FERNANDO GÓMEZ GÓMEZ
CARLOS ARTURO ORTEGA GÓMEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2021

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROTURBINA DE VAPOR Y
MICROCALDERÍN PIROTUBULAR PARA EL LABORATORIO DE
TERMODINÁMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UIS

WILLIAM FERNANDO GÓMEZ GÓMEZ
CARLOS ARTURO ORTEGA GÓMEZ

Trabajo de grado para optar título de Ingeniero mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez

PhD. Ingeniería Química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2021

DEDICATORIA

A mis padres Ángelo Gómez y Aida Patricia Gómez, gracias por apoyarme en todo momento y por esa fe incondicional en mí.

A mis abuelitos Rosa, Ana Belén, Samuel y Efraín, mi motor en los momentos más difíciles, gracias por todas sus oraciones y consejos.

A mi hermano Samuel, gracias por siempre estar ahí y por motivarme a salir adelante.

A mis tíos, primos, demás familiares y amigos, gracias por sus buenos deseos, sus oraciones, sus consejos y su cariño.

A mis familiares y amigos que están en el cielo. Desde allá me inspiraron a lograrlo.

Gracias a ti Dios porque sin ti esto no hubiese sido posible.

William Fernando Gómez Gómez

DEDICATORIA

Dedico mi tesis a la mejor mujer del mundo, mi madre Ligia, una mujer que día a día lucha por sacarme adelante.

Gracias mami por enseñarme el valor de la vida y este gran triunfo es tanto mío como suyo.

A mi hijo Jerónimo que desde su nacimiento se convirtió en el motor de mi vida, dándome fuerzas y ganas de superarme.

A la madre de mi hijo, Andrea gracias por ser mi compañera de vida y ser parte de mi inspiración para sacar esta carrera adelante.

Mi nonita Georgina, mujer maravillosa, humilde y sencilla, que con sus concejos me enseña a ser mejor persona. Nona gracias por todas esas oraciones y veladoras que ofrecía por mí ante Diosito en todo momento.

Tía Lucy a usted gracias y mil bendiciones, por abrirme las puertas en mis inicios como universitario y brindarme amor de hogar.

A Dios padre todo poderoso, por darme la vida y permitirme contar con una familia y amigos tan maravillosos, a todos ellos mil gracias.

Carlos Arturo Ortega Gómez

AGRADECIMIENTOS

Como autores de este proyecto queremos agradecer a:

La Universidad Industrial de Santander, por abrirnos las puertas y permitirnos estudiar esta maravillosa carrera.

La escuela de ingeniería mecánica, por formarnos como ingenieros éticos, íntegros y profesionales.

Al profesor Yesid Javier Rueda Ordoñez, docente de la escuela de ingeniería mecánica por su compromiso y apoyo en la realización de este trabajo de grado.

Al señor Carlos Augusto Ortega, por ayudarnos a culminar con éxito este proyecto.

Al ingeniero mecánico Rafael Pinto, por sus aportes a este proyecto.

CONTENIDO

pág.

INTRODUCCIÓN.....	20
1. OBJETIVOS	21
1.1 OBJETIVO GENERAL	21
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
2. MARCO TEORICO	22
2.1 ESTADO DEL ARTE.....	22
2.2 REFERENTES TEÓRICOS	28
2.2.1 Referentes teóricos turbina	29
2.2.1.1 Descripción de turbina tesla	29
2.2.1.2 Descripción geométrica.....	29
2.2.1.3 Modelos que describen el funcionamiento de una turbina tesla	31
2.2.1.4 Triángulo de velocidades	32
2.2.1.5 Viscosidad	33
2.2.1.6 Viscosidad dinámica o absoluta	33
2.2.1.7 Toberas de vapor	34
2.2.2 Referentes teóricos de la caldera.....	35
2.2.2.1 Teoría del vapor.....	35
2.2.2.2 Producción de vapor	36
2.2.2.3 Aplicaciones del vapor	36
2.2.2.4 Generación de vapor	36
2.2.2.5 Clasificación de las maquinas según su combustión.....	36
2.2.2.6 Calderas de vapor.....	37
2.2.2.7 Calderas pirotubulares horizontales	40

3. METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE LA TURBINA TESLA.....	42
3.1 MODELO DE FLUJO ENTRE DISCOS	42
3.2 GEOMETRÍA DEL MODELO	42
3.3 DESARROLLO DEL MODELO	43
3.4 VALIDACIÓN DEL MODELO DE RICE.....	45
3.5 NÚMERO DE REYNOLDS	47
3.6 RUGOSIDAD RELATIVA.....	47
3.7 VISCOSIDAD DEL VAPOR DE AGUA	48
3.8 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN	48
3.9 ESPACIO ENTRE DISCOS	48
3.10 TORQUE Y POTENCIA DE LA TURBINA	49
3.11 CÁLCULO DE LA SECCION TRANSVERSAL DE SALIDA DE LA TOBERA.....	49
4. DISEÑO DE LA TURBINA TESLA	51
4.1 DETERMINACION DE LOS NUMEROS ADIMENSIONALES DE RICE	51
4.1.1 El factor de fricción de Darcy	51
4.1.1.1 Análisis termodinámico de la tobera.....	51
4.1.2 Relación de aspecto	53
4.1.3 Parámetro de velocidad	54
4.1.4 Parámetro de flujo.....	55
4.2 ANALISIS DEL MODELO DE RICE	55
4.3 RESULTADOS DEL MODELO PARA LA TURBINA TESLA.....	66
4.4 DISEÑO DEL EJE DEL ROTOR.....	66
4.5 ESFUERZO EN LOS PERNOS	67
5. DISEÑO DE LA MINI CALDERA PIROTUBULAR	69
5.1 DISEÑO TÉRMICO.....	69
5.1.1 Datos de entrada	69
5.1.1.1 Datos operacionales	69
5.1.1.2 Datos geométricos	69
5.1.1.3 Datos ambientales	70

5.1.2 Calor total requerido	70
5.1.3 Calor útil	71
5.1.4 Cálculo del área de transferencia de calor	72
5.1.5 Cálculo de la longitud de los tubos.....	72
5.1.6 Pérdidas en la caldera	73
5.1.6.1 Pérdidas por convección.....	73
5.1.6.2 Pérdidas por radiación	75
5.1.6.3 Cálculo de las pérdidas en la caldera.....	75
5.1.7 Combustible requerido por la caldera	75
5.1.8 Eficiencia de la mini caldera.....	76
5.1.9 Cálculo del poder calorífico superior	76
5.1.10 Estequiometria de la combustión	77
5.2 DISEÑO MECÁNICO	81
5.2.1 Cálculo del espesor del cuerpo de la caldera.....	81
5.2.2 Cálculo del espesor del hogar.....	82
5.2.3 Cálculo de los pernos	83
5.2.4 Cálculo del espesor del aislante.....	84
5.2.5 Cálculo de la soldadura	85
5.2.5.1 Limite de trabajo de soldadura	85
5.2.5.2 Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón	85
5.2.5.3 Limite elástico originado por el cordón	85
5.2.5.4 Sección de soldadura	86
5.2.6 Selección del tipo de quemador.....	86
5.2.7 Selección del tipo de bomba para alimentación del agua.....	86
5.2.8 Construcción del haz de tubos de fuego	86
5.2.9 Instalación de acoples	86
5.2.10 Selección del control de nivel de agua.....	86
5.2.11 Selección de manómetro	86
5.2.12 Selección del presostato.....	87
5.2.13 Selección de la válvula de seguridad	87

5.2.14 selección del medidor de temperatura	87
5.2.15 Selección de la válvula de Check.....	87
5.3 DIMENSIONAMIENTO FINAL DE LA CALDERA	87
6. INTERFAZ DE USUARIO EN EES	88
6.1 INTERFAZ DE USUARIO CALDERA-TURBINA.....	88
6.2 INTERFAZ DE USUARIO COMPRESOR-TURBINA	91
7. CONSTRUCCIÓN	93
7.1 DIMENSIONES TEORICAS.....	93
7.2 DIMENSIONES INICIALES DE CONSTRUCCIÓN.....	95
7.3 CONSTRUCCION DE LOS DISCOS	96
7.4 CONSTRUCCIÓN DE LOS SEPARADORES.....	98
7.5 CONSTRUCCIÓN DEL EJE Y BUJE.....	99
7.6 CONSTRUCCIÓN DEL RODETE	100
7.7 CONSTRUCCIÓN DE LAS TAPAS	102
7.8 CONSTRUCCIÓN TAPA ENVOLVENTE.....	104
7.9 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	105
7.10 CONSTRUCCION DE LA TOBERA.....	105
7.11 ENSAMBLE	106
8. ANÁLISIS DE COSTOS.....	107
8.1 COSTOS DE LA TURBINA.....	107
8.2 COSTOS DE LA CALDERA.....	108
8.2.1 Costos de construcción.....	108
8.2.2 Costos de instrumentos y accesorios.....	108
9. RESULTADOS	109
9.1 PRIMERA PRUEBA.....	109
9.1.1 Proceso de toma de datos	109
9.1.2 Datos obtenidos.....	109

9.1.3 Cálculos del laboratorio	110
9.1.4 Tabla de resultados	111
9.1.5 Interpretación de los resultados	111
9.2 SEGUNDA PRUEBA	113
9.2.1 Proceso de toma de datos	114
9.2.2 Datos obtenidos	114
9.2.3 Cálculos del laboratorio	114
9.2.4 Tabla de resultados	115
9.2.5 Interpretación de los datos	115
9.3 TERCERA PRUEBA	117
10. CONCLUSIONES	119
BIBLIOGRAFÍA.....	121

LISTA DE FIGURAS

pág.

Figura 1. Diagrama esquemático de la turbina Tesla.....	23
Figura 2. Turbina diseñada por Leaman	24
Figura 3. Modelo de Allen	25
Figura 4. Turbina Tesla construida en la UIS	26
Figura 5. Conjunto de discos acoplados al eje.....	29
Figura 6. Vista en perspectiva del espacio entre discos.....	30
Figura 7. Ensamble de la turbina Tesla.....	30
Figura 8. Trayectoria del fluido dentro de la turbina	31
Figura 9. Triángulo de velocidades turbina Tesla	32
Figura 10. Velocidad entre dos placas paralelas	34
Figura 11. Geometría del Disco y Sistema Coordinado	43
Figura 12. Comparación de los parámetros de rendimiento de la turbina	46
Figura 13. Incidencia del flujo sobre los discos.....	50
Figura 14. Esquema de la tobera	52
Figura 15. Eficiencia como una Función de los Parámetros de Flujo y Velocidad	54
Figura 16. Interfaz de Matlab para solucionar el modelo.....	56
Figura 17. Parámetros iniciales del modelo.....	56
Figura 18. Resultados iniciales del modelo.....	57
Figura 19. Parámetros de entrada después de la primera iteración.....	61
Figura 20. Resultados después de la primera iteración.....	61
Figura 21. Dimensiones del disco.....	67
Figura 22. Ensamble de la caldera.....	87
Figura 23. Interfaz turbina-caldera	88
Figura 24. Recuadro para insertar el flujo másico	88
Figura 25. Recuadros para insertar Presión y Temperatura de la caldera.....	89

Figura 26. Botón calcular	89
Figura 27. Resultados de la interfaz.....	90
Figura 28. Diagramas de la interfaz	90
Figura 29. Unidades de la interfaz.....	91
Figura 30. Interfaz turbina-compresor.....	91
Figura 31. Resultados en la interfaz.....	92
Figura 32. Resultados modelo de Rice para las nuevas dimensiones.....	95
Figura 33. Diseño inicial para los huecos de salida de aire	97
Figura 34. Diseño final de los huecos de salida del aire.....	97
Figura 35. Arandela comercial de 0,9 mm de espesor	98
Figura 36. Diseño inicial de las tapas	103
Figura 37. Diseño final de las tapas	103
Figura 38. Sección inicial de la tobera	105

LISTA DE CUADROS

pág.

Cuadro 1. Valores de los parámetros de operación seleccionados por Mendoza .	46
Cuadro 2. Comparación de resultados numéricos con Mendoza	47
Cuadro 3. Parámetros adimensionales después de la primera iteración.....	60
Cuadro 4. Parámetros adimensionales después de la segunda iteración.....	64
Cuadro 5. Resultados del modelo	66
Cuadro 6. Datos operacionales de la mini caldera	69
Cuadro 7. Datos geométricos.....	70
Cuadro 8. Datos ambientales.....	70
Cuadro 9. Composición del combustible.....	78
Cuadro 10. Propiedades para AISI 304.....	81
Cuadro 11. Propiedades del acero normal de grado 4.6.....	84
Cuadro 12. Dimensiones iniciales de los discos	93
Cuadro 13. Dimensiones de construcción de los discos	95
Cuadro 14. Costos de la turbina	107
Cuadro 15. Costos de construcción	108
Cuadro 16. Costos de instrumentos y accesorios	108
Cuadro 17. Datos prueba # 1	110
Cuadro 18. Resultados prueba # 1.....	111
Cuadro 19. Datos voltaje prueba # 2	114
Cuadro 20. Datos corriente prueba # 2	114
Cuadro 21. Resultados prueba # 2.....	115

LISTA DE FOTOGRAFÍAS

	pág.
Fotografía 1. Discos con 0,3 mm de separación.....	93
Fotografía 2. Discos internos calibre 20	96
Fotografía 3. Discos externos calibre 12	96
Fotografía 4. Arandelas de 0,3 mm de espesor	98
Fotografía 5. Eje con cuña.....	99
Fotografía 6. Eje con prisionero	99
Fotografía 7. Conjunto eje-buje.....	100
Fotografía 8. Buje con la arandela soldada	100
Fotografía 9. Vista de sección de los discos con arandelas de 0,3 mm	101
Fotografía 10. Vista de sección de los discos con arandelas de 0,9 mm	101
Fotografía 11. Rodete de la turbina.....	102
Fotografía 12. Tapa de la turbina construida.....	104
Fotografía 13. Tapa circular.....	104
Fotografía 14. Miple	105
Fotografía 15. Rpm a 40 psi	117
Fotografía 16. Rpm a 100 psi.....	118

LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Presión vs Velocidad de salida	112
Gráfica 2. Presión vs Velocidad de entrada.....	112
Gráfica 3. Presión vs Potencia disponible	113
Gráfica 4. Presión vs Voltaje	115
Gráfica 5. Presión vs Corriente	116
Gráfica 6. Presión vs Potencia.....	116

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos y pueden visualizarlos en la Base de datos de la Biblioteca UIS)

Anexo A. Viscosidad del agua y del vapor de agua en Centipoises, a diferentes presiones y temperaturas.

Anexo B. Interfaz modelo de rice en Matlab

Anexo C. Cálculos del eje del rotor

Anexo D. Perdidas en la caldera

Anexo E. Coeficientes de conductividad térmica

Anexo F. Espesores mínimos de aislamiento térmico

Anexo G. Propiedades electro E7018

Anexo H. Cálculos para seleccionar el quemador

Anexo I. Especificaciones del quemador P250AF de Wayne

Anexo J. Ficha técnica de la Bomba Pedrollo PQ 60 de 0,5 Hp

Anexo K. Ficha técnica del control de nivel

Anexo L. Especificaciones del manómetro TBM

Anexo M. Especificaciones del presostato PC6E de Cowplandt

Anexo N. Especificación de la válvula de seguridad Conbraco Apollo serie 19L

Anexo O. Especificaciones del termómetro analógico TG53

Anexo P. Especificaciones válvula Check CRANE clase 150

Anexo Q. Planos de la mini caldera

Anexo R. Interfaz de usuario caldera-turbina

Anexo S. Interfaz de usuario Turbina-compresor

Anexo T. Planos de la turbina tesla

Anexo V. Guía de laboratorio

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROTURBINA DE VAPOR Y MICROCALDERÍN PIROTUBULAR PARA EL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UIS*

AUTOR: WILLIAM FERNANDO GÓMEZ GÓMEZ, CARLOS ARTURO ORTEGA GÓMEZ**

PALABRAS CLAVE: Espacio entre Discos, Energía Disponible, Turbina.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto fue el diseño y construcción de una turbina tesla para realizar pruebas en el banco de laboratorio de combustión para la materia de termodinámica, se construyó un modelo experimental de turbina Tesla con las siguientes especificaciones: Espacio entre discos:0,9 mm, diámetro del disco: 10 cm, número de discos:10 (8 interiores de 0.91 mm de espesor y 2 exteriores de 2.66 mm).

El diseño metodológico de la turbina Tesla se realizó usando el modelo de flujo entre discos de Rice, dicho modelo se solucionó usando el método de Euler en Matlab, en el cual, se obtuvieron una serie de parámetros de funcionamiento y operación que relacionan las características de flujo y geometría, estos parámetros permiten el dimensionamiento total de la turbina, además el modelo suministró el torque, potencia de salida y eficiencia con la que se realizó la transferencia de energía. Se realizaron dos interfaces en EES, la primera para cuando el fluido de trabajo es vapor de agua y la segunda cuando es aire. La interfaz suministra las características de los diferentes estados del proceso, los valores de la energía usando la primera ley de la termodinámica y la eficiencia del ciclo. Para comprobar los valores obtenidos en la interfaz se realizaron 3 pruebas en el laboratorio, en la primera usando la velocidad de salida y la presión del compresor se determinó la energía disponible obteniendo una potencia disponible mínima de 25 W y máxima de 1127 W, en la segunda prueba usando un motor eléctrico se midió la potencia generada por la turbina obteniendo 0,19 W de potencia eléctrica y en la tercera prueba usando un estroboscopio se midieron las Rpm de la turbina obteniendo para un compresor de 100 psi estables 8000 RPM.

* Diseño y construcción de una microturbina de vapor y microcalderín pirotubular para el laboratorio de termodinámica de la escuela de ingeniería mecánica de la UIS.

** Facultad de Físicomecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica.

Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. PhD. Ingeniería Química.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A STEAM MICROTURBINE AND PYROTUBULAR MICROCALDERIN FOR THE THERMODYNAMICS LABORATORY OF THE SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING OF THE UIS*

AUTHOR: WILLIAM FERNANDO GÓMEZ GÓMEZ, CARLOS ARTURO ORTEGA GÓMEZ **

KEY WORDS: Space between Disks, Available Energy, Turbine.

DESCRIPTION:

The objective of this project was the design and construction of a tesla turbine to perform tests on the combustion laboratory bench for thermodynamics matter, an experimental model of Tesla turbine was built with the following specifications: Space between discs: 0.9 mm, disc diameter: 10 cm, number of discs:10 (8 interiors of 0.91 mm thick and 2 exteriors of 2.66 mm).

The methodological design of the Tesla turbine was made using rice's inter-disc flow model, the solution of this model was made using Euler's method in MATLAB, obtaining a series of operating and operating parameters that relate the flow and geometry characteristics, sizing with this the entire turbine and in addition to sizing the turbine the model supplied the torque , the output power and efficiency with which the energy transfer was performed.

Two interfaces were made in EES, the first for when the working fluid is water vapor and the second for when it is air. The interface supplies the characteristics of the different process states, the values of energy using the first law of thermodynamics and the efficiency of the cycle. To check the values obtained in the interface 3 tests were carried out in the laboratory, in the first using the output speed and the pressure of the compressor the available energy was determined obtaining a minimum available power of 25 W and maximum of 1127 W, in the second test using an electric motor the power generated by the turbine was measured obtaining 0.19 W of electrical power and in the third test using a Stroboscope was measured the rpm of the turbine obtaining for a compressor of 100 psi stable 8000 RPM.

* Design and construction of a steam microturbine and pyrotubular microcalderin for the thermodynamics laboratory of the school of mechanical engineering of the uis.

** Faculty of Physicomechanics. School of Mechanical Engineering.

Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. PhD. Chemical engineering.

INTRODUCCIÓN

Los laboratorios, son considerados mecanismos de enseñanza-aprendizaje que permiten crear un puente entre teoría y práctica, estrategias que facilitan la apropiación del conocimiento con la interacción en un entorno real; aplicando así las teorías y los modelos aprendidos durante el proceso de formación. Es importante considerar que, dentro de los aportes y prioridades de todo ingeniero, deben prevalecer la oportunidad de conocer, experimentar y trabajar con base a los avances de la ciencia y tecnología, aprovechando al máximo el uso de los recursos y las facilidades que estos pueden ofrecer a los avances de la sociedad.

El propósito del presente trabajo, es proveer al laboratorio de termodinámica de la escuela de ingeniería mecánica de un banco de laboratorio, mediante el diseño y la construcción de una turbina tesla junto con el modelo en detalle de un mini calderín pirotubular; todo esto con el fin de ayudar a estudiantes a adquirir de mejor manera los conceptos en las materias térmicas, reforzando por medio de una práctica de laboratorio asignaturas tales como: termodinámica I y II, transferencia de calor y sistemas térmicos.

La construcción de este banco de laboratorio, representa una gran oportunidad, tanto para los estudiantes nuevos de tener un enfoque practico en las materias térmicas, como para los estudiantes antiguos que les permite demostrar aplicaciones de la ingeniería mecánica, para poner en práctica todos los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera y abrir un abanico de oportunidades que ayuden a suplir las necesidades del entorno.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Evaluar la transformación de la energía a través de la primera ley de la termodinámica mediante el diseño y construcción de una turbina tesla que trabaje con aire y vapor de agua para un banco de laboratorio.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar una turbina tesla para el estudio energético que cumpla con las siguientes especificaciones.
 - Presión en la franja de 300 a 500 kPa
 - Potencia en la franja de 1 a 50 Watts
- Realizar el diseño en detalle de una mini caldera pirotubular para que en futuros proyectos se realice su construcción, la cual suministra el vapor requerido por la turbina.
- Determinar el comportamiento de las variables termodinámicas entalpía, entropía y calidad cuando se varia la temperatura y presión a la salida tanto de la caldera como del compresor, mediante un modelo matemático con interfaz de usuario utilizando el software EES
- Crear una guía de laboratorio para poner en práctica los conocimientos termodinámicos a través del uso del banco de laboratorio diseñado.

2. MARCO TEORICO

2.1 ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presentan algunas de las investigaciones más importantes realizadas en el campo de la ingeniería internacional, nacional y local, relacionadas con en el diseño y construcción de una turbina tesla.

En el año 1913, el ingeniero Nikola Tesla desarrollo una nueva turbina sin alabes compuesta por discos conocida como la turbina Tesla, esta turbina consta de un conjunto de discos lisos, a los cuales unas toberas aplican fluido en movimiento al borde de estos. El disco es arrastrado por medio de la viscosidad y la adhesión de la capa superficial del fluido. A medida que la velocidad disminuye en el fluido, se agrega energía a los discos y el fluido gira en espiral hacia el escape central¹.

“Esta turbina es un motor primario de autoencendido eficiente que puede ser operado como una turbina de vapor o fluido mixto a voluntad, sin cambios en la construcción y es muy conveniente en este aspecto. Salidas menores de la turbina, como puede ser dictada por las circunstancias en cada caso, obviamente se sugerirán, pero si se lleva a cabo en estas líneas generales, se considerará altamente rentable para los propietarios de la planta de vapor mientras permite el uso de su instalación anterior. Sin embargo, los mejores resultados económicos El desarrollo de energía a partir de vapor por la turbina Tesla se obtendrá en plantas especialmente adaptadas para este propósito “².

La turbina Tesla también es llamada en la literatura como turbomáquina tesla, de múltiples discos, turbina de fricción, turbina de adhesión, etc., es una máquina

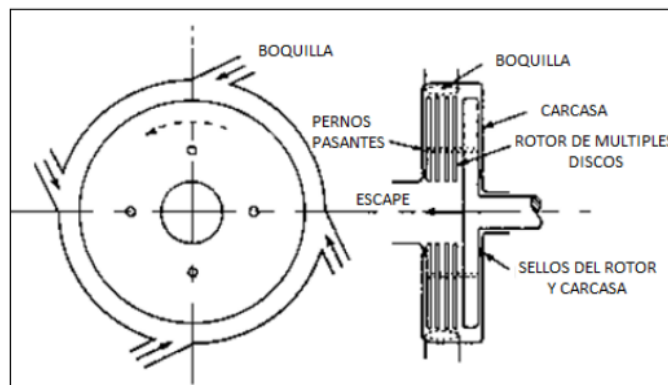
¹HiSoUR [sitio web]. Turbina tesla. [consultada: 15 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.hisour.com/es/tesla-turbine-40843/>

² The Tesla Turbine [en línea]. Revista Popular Mechanics. Diciembre de 1911. [Fecha de consulta: 30 de abril de 2020]. disponible en: <http://www.rexresearch.com/teslatur/teslatur.html>

rotatoria que puede trabajar tanto con fluidos compresibles (estados gaseosos) como incompresibles (estados líquidos).

Este tipo de turbomáquina se distingue por el hecho de que el rotor está compuesto por discos que rotan en planos paralelos, espaciados a lo largo de un eje. Como resultado del paso continuo del fluido entre los discos se tiene una transferencia de momento entre los discos y el fluido de trabajo, lo cual desarrolla un torque y potencia en el eje. Tesla diseñó, construyó y probó estas máquinas, pero no alcanzó a realizar aplicaciones industriales importantes. En la figura 1 se muestra el diagrama esquemático de la turbina Tesla.

Figura 1. Diagrama esquemático de la turbina Tesla

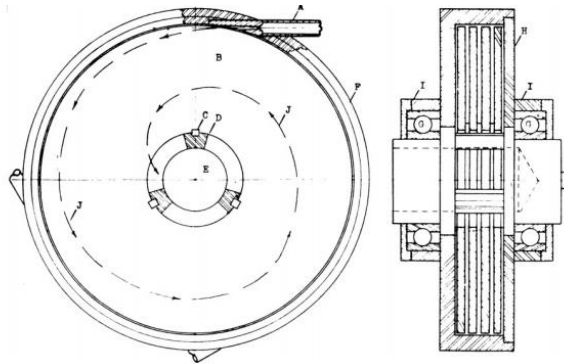


Fuente: Manual de turbomáquinas, Logan, E. Jr., Segunda edición, Capítulo 14 – Rice W., Turbina Tesla.

En 1950 Leaman, investigó, diseñó y realizó la construcción de una turbina Tesla. En su investigación pudo observar que las diferencias en los rodamientos, toberas, y el número de discos influían en el aumento en el rendimiento de la turbina, usaba discos de 4.6 in (0.126 m), con una presión máxima de entrada de 85 psi (5,8 bar). La velocidad máxima alcanzada superó las 9.000 RPM, con una eficiencia del 8,24%. En su diseño, Leaman tenía un enfoque ligeramente diferente para la

colocación de los discos que el diseño de Tesla, donde el escape fue entregado a una cavidad central, y el eje fue ranurado a permitir que el flujo de escape pase, el fluido de trabajo que empleó fue aire presurizado.³

Figura 2. Turbina diseñada por Leaman



Fuente: Diseño, construcción e investigación de una turbina Tesla, Leaman, A., Tesis de la Universidad de Maryland, 1950.

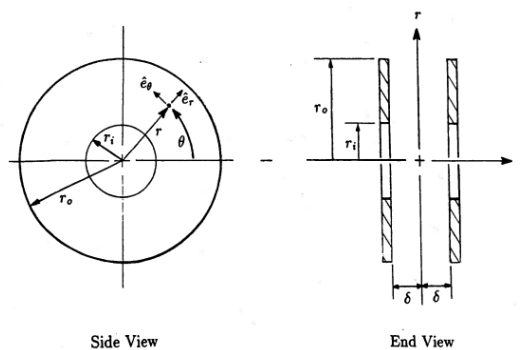
Luego, En 1965 Warren Rice⁴, realizó un investigación analítica y experimental de turbinas de múltiple disco, Rice llega a la conclusión de que las turbinas de múltiples discos son viables en aplicaciones donde se requiere baja potencia del sistema y obtuvo un modelo paramétrico que permite obtener una gama de soluciones con enfoque de optimación, este modelo matemático se explica más a detalle posteriormente, ya que es usado para realizar el diseño de la turbina tesla de este proyecto.

³LEAMAN, A., The Design, Construction and Investigation of a Tesla Turbine, Tesis de la Universidad de Maryland, 1950

⁴ RICE, W. An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-disk Turbines. J. Eng. Power, 1965, 87(1), 29–36.

Después en 1990 Allen⁵, Elaboro un modelo para el flujo de fluido entre discos anulares co-rotativos paralelos, el objetivo de esta investigación era desarrollar un método nuevo para predecir el intercambio de energía entre el fluido y el rotor para diversas propiedades del fluido. El uso del modelo se concentra en fluidos gaseosos como aire o vapor, además dicho modelo es válido tanto para bombas como para turbina, los únicos cambios están en las condiciones de contorno. A diferencia de Rice, su método se basó en ecuaciones cerradas que permiten hallar el torque y potencia del rodete.

Figura 3. Modelo de Allen



Fuente: Modelo para el flujo de fluido entre discos anulares co-rotativos paralelos, Allen, J., Tesis Universidad de Dayton, 1990

En 2003 EARL L. y RAMENDRA R, publican su libro “Handbook of Turbomachinery” el cual en el capítulo 14 escrito por Warren Rice, se expone que las turbinas tesla probablemente no resulten competitivas industrialmente ante las turbomáquinas convencionales puesto que estas tienen eficiencias y rendimientos más adecuados. Por lo tanto, no se puede esperar que sustituyan las bombas de agua o turbinas de gas ordinarias, es por esto que el uso de la turbina tesla debe incluirse en las

⁵ ALLEN, Jeffrey Stuart. A model for fluid flow between parallel, co-rotating annular disks. Universidad de Dayton, 1990.

aplicaciones de potencia de eje pequeñas o uso de fluidos muy viscosos o newtonianos, he ahí donde el campo de acción de las turbomáquinas convencionales se vuelve nulo, además la turbina tesla es el único tipo de turbomáquina que se puede construir fácilmente en un taller con maquinaria tradicional.

En 2005, MARADEY J. y PARDO O ⁶, analizaron y construyeron una turbina tesla para la universidad industrial de Santander, este proyecto buscaba promover el estudio de alternativas más eficientes para el manejo y posteriormente la transformación de la energía. Para el desarrollo del modelo se usaron dos geometrías de disco, el primero un rodete con el diseño original de Tesla y el otro con una mejora que se realizó al propuesto por Tesla sugerido por Phoenix Turbine Builders Club. Dichos rodetes lograron superar los 6000 RPM para una presión de 30 psi y pudieron concluir que la turbina Tesla puede operar a velocidades de régimen muy altas, pero el torque desarrollado es muy bajo, lo cual dificulta su aplicación a nivel industrial.

Figura 4. Turbina Tesla construida en la UIS



Fuente: Análisis y construcción de una turbina tesla, MARADEY LÁZARO, Jessica Gisella y PARDO URIBE, Orlando., Universidad Industrial de Santander, 2005.

⁶ MARADEY LAZARO, Jessica Gisella y PARDO URIBE, Orlando. Análisis y construcción de una turbina tesla. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de físico-mecánicas. Ingeniería mecánica, 2005.

Tiempo después, en 2008 G. P. Hoya y A. Guha⁷, diseñaron un banco de pruebas para el estudio del rendimiento y eficiencia de una turbina tesla, al variar los parámetros involucrados directamente en su diseño, los resultados mostraron que la pérdida de energía a través de la turbina estaba influenciada por la condición de entrada, además desarrollaron un método para medir el par y la potencia de la turbina el cual llamaron método de la aceleración angular, dicho procedimiento demostró ser muy exitoso, pues era más fácil y económico que los demás.

Por otro lado, en el 2011 Ho-Yan⁸, llevo a cabo un diseño preliminar de una turbina tesla para aplicaciones Pico Hydro, estos sistemas tienen una capacidad de 1 a 5 KW. Este trabajo buscaba la forma de llevar la energía eléctrica a zonas rurales mediante la turbina tesla. El procedimiento de diseño utilizado fue el método analítico de Warren Rice, el cual se desarrolló por medio de un programa de Matlab. Dicho modelo fue capaz de producir una potencia de 300 W que en comparación con los sistemas pico-hydro es muy baja, además obtuvo una eficiencia del 80% para unas condiciones de 20 m de cabeza y 2.5 L/s de caudal.

Por último, en el año 2012 MENDOZA G, diseño una turbina tesla enfocada en la optimización, para esto propuso una turbina con potencia de salida de 1Kw y desarrollo la optimización mediante un programa computacional semiautomático que controlaba el diseño paramétrico, que a su vez tenía como salida parámetros de operación y variables de diseño, además presento un análisis de frecuencias y formas modales para evitar el contacto entre discos y vibraciones cuando el rodete estuviese en operación. Para el diseño de los discos y rodete selecciono el modelo de Rice, ya que presenta una formulación adimensional y paramétrica las cuales

⁷ HOYA, G. P. Y GUHA, A. The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a Tesla disc turbine. Part A: J. Power and Energy. Bristol, UK: Universidad de Bristol. Departamento de ingeniería aeroespacial, 2008. DOI: 10.1243/09576509JPE664

⁸ HO-YAN, Bryan P. Tesla Turbine for Pico Hydro Applications. Guelph Engineering Journal, (4), pp.1 - 8. 2011. ISSN: 1916-1107.

permiten comparar y representar gráficamente las soluciones, por otro lado, los resultados estáticos mostraron que los esfuerzos máximos en los discos se localizaron en las zonas donde había contacto disco-perno.

Conclusiones:

A continuación, se expondrán algunas conclusiones tomadas del estado del arte anteriormente presentando, las cuales sirven para tener una mejor idea del cómo realizar un buen diseño o de que variables influyen fuertemente en el funcionamiento:

La variación de las propiedades del fluido (presión, temperatura, viscosidad, etc.) pueden tener un amplio margen de trabajo.

El Torque que se obtiene en la turbina depende de los aspectos geométricos del rodete como lo son el número, el diámetro y el espesor de discos.

La tobera es uno de los componentes más influyentes e importantes en la turbina, ya que si se encuentra bien diseñada contribuye con la eficiencia global de la turbina, además entre mayor sea el número de toberas y mejor sea su disposición el flujo será más uniforme en el paso por los discos.

Las holguras del rodete con la carcasa deben ser bajas, tanto radiales como axiales, ya que al tener holguras más bajas menor son las pérdidas de energía dentro de la turbina.

2.2 REFERENTES TEÓRICOS

En este capítulo, se presenta los conceptos teóricos tanto de la turbina tesla, como de las calderas pirotubulares, así como el principio de operación de cada una. Del mismo modo se muestra un análisis de las toberas, se suministran las ecuaciones de resistencia de materiales para el cálculo de los esfuerzos y deformaciones en los discos de la turbina.

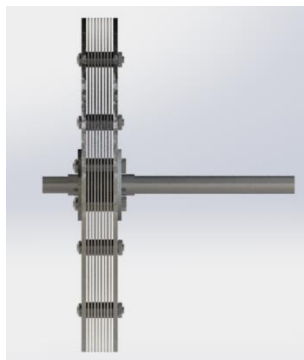
2.2.1 Referentes teóricos turbina

2.2.1.1 Descripción de turbina tesla. Este tipo de turbina tiene unas características muy especiales, ya que, a diferencia de otras turbinas, esta no tiene álabes, los que transmiten la potencia al eje son discos paralelos, con el menor espaciado posible entre cada disco.

Sin embargo, los discos paralelos no son todos los componentes de esta turbina, porque para el funcionamiento adecuado requiere una geometría adecuada. Por tanto, se da una descripción de la geometría mínima para el funcionamiento.

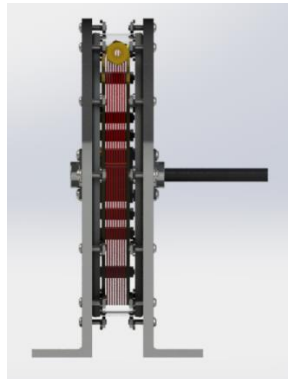
2.2.1.2 Descripción geométrica. La turbina tesla es una turbomáquina, que desde el punto de vista más básico consiste de un eje con discos paralelos a este. Estos discos son muy delgados, perfectamente planos y lisos, cada disco va separado por un pequeño espacio antes del próximo disco. Luego, en la Figura 5, se puede ver el rotor tipo Tesla y sus discos ensamblados, en la Figura 6. Se muestra una vista en perspectiva donde se puede ver los discos y el espacio entre ellos.

Figura 5. Conjunto de discos acoplados al eje



Fuente: Elaboración propia

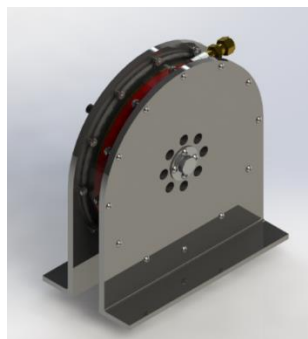
Figura 6. Vista en perspectiva del espacio entre discos



Fuente: Elaboración propia

Toda la turbina no solo está compuesta por un eje con discos planos paralelos, también hay toberas, carcasas cilíndricas, válvulas, y otros accesorios no tan indispensables para su funcionamiento.

Figura 7. Ensamble de la turbina Tesla



Fuente: Elaboración propia

En la figura 7 se observa un modelado 3d con la forma plasmada originalmente por Tesla en su patente. En general, el fluido entra por la tobera hasta que alcanza la

carcasa cilíndrica donde el fluido toma una trayectoria en espiral como un vórtice hasta llegar al centro y salir por los orificios de los discos.

Figura 8. Trayectoria del fluido dentro de la turbina



Fuente: Elaboración propia

2.2.1.3 Modelos que describen el funcionamiento de una turbina tesla. Se han encontrado 4 modelos para describir el funcionamiento de la turbina tesla, W. Rice (1965) propuso el primer modelo y comparó el torque con la velocidad lineal del fluido en el radio interior y exterior del disco, así como los radios, la densidad del fluido y caudal en la siguiente ecuación:

$$T = -(v_i r_i - v_o r_o) Q \rho$$

William Tahil propuso el segundo y tercer modelo, el segundo se denomina modelo simplificado y el tercero modelo de vórtice libre. El modelo simplificado relaciona el torque con la viscosidad dinámica y velocidad promedio del fluido, la distancia entre discos y el radio exterior del disco, por medio de la siguiente ecuación:

$$T = \frac{2\pi V \mu r^3}{h}$$

El modelo de vórtice libre relaciona la trayectoria del fluido, el radio y espaciamento entre discos y la viscosidad dinámica, por medio de la siguiente ecuación: (Γ = es la circulación del vórtice)

$$T = \frac{3\Gamma \mu r^2}{2rh}$$

El cuarto modelo fue propuesto por Allen, describe la correlación entre el rotor y el fluido. Además de mostrar cómo se comporta el flujo a través del rotor, el modelo también proporciona relaciones algebraicas que permiten determinar el flujo másico, el par y la potencia de salida, por medio de las siguientes ecuaciones:

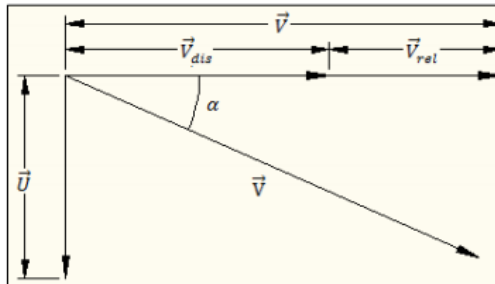
$$\dot{m} = -4\pi(N - 1)\rho\delta a$$

$$T = \lambda_1 \dot{m} [(r_o \vec{V}_o - r_i \vec{V}_i) + cR(r_o^2 - r_i^2)]$$

$$Pot = T\omega$$

2.2.1.4 Triángulo de velocidades. La figura 9 muestra el triángulo de velocidades para un flujo incidente sobre un disco de la turbina tesla para un determinado ángulo de la tobera.

Figura 9. Triángulo de velocidades turbina Tesla



Fuente: Simulación numérica del campo de flujo en una turbina de tipo fricción (turbina Tesla), Rey Ladino, A., Instituto de Centrales Térmicas de la Universidad Tecnológica de Viena.

La velocidad \vec{V} es la que alcanza el fluido al salir de la tobera, cuando este flujo entra en contacto con los discos, la velocidad se puede trabajar en un sistema coordenado rectangular, donde \vec{U} es la velocidad radial y \vec{V} la velocidad tangencial a la periferia del disco, estos dos valores dependen del ángulo de incidencia. Como

la velocidad tangencial del fluido es mayor a la velocidad lineal del disco, existe una velocidad relativa, que facilita la transferencia de energía entre los discos y el fluido de trabajo causada por las fuerzas viscosas.

2.2.1.5 Viscosidad. Es la resistencia que ejercen los fluidos a la deformación, cuando se le aplica un esfuerzo cortante. La viscosidad depende de la temperatura, en los líquidos a mayor temperatura la viscosidad es menor y en los gases sucede lo contrario. (ver anexo A)

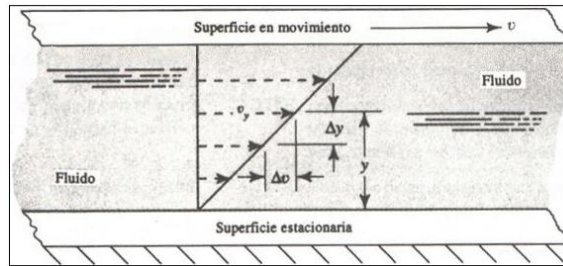
La viscosidad de un fluido se podría definir como la resistencia al corte. Los fluidos se pueden dividir en newtonianos y no newtonianos, en los primeros existe una relación lineal entre la rapidez de deformación resultante y la magnitud del esfuerzo cortante aplicado, en los no newtonianos no existe tal relación lineal. La ley de la viscosidad de Newton, dice que, para una velocidad de deformación en el fluido, existe una relación proporcional entre la viscosidad y el esfuerzo cortante.

$$\tau = \mu \left(\frac{dv}{dy} \right) = \frac{F}{A}$$

2.2.1.6 Viscosidad dinámica o absoluta. Cuando el fluido se mueve, se genera en el un esfuerzo cortante, cuya magnitud depende directamente de la viscosidad del fluido. El esfuerzo cortante denotado por la letra griega τ (tau), se define como la fuerza necesaria para deslizar una capa de área unitaria sobre otra de la misma.

La condición básica cuando el fluido real entra en contacto con la superficie límite (o de frontera), es que el fluido tiene la misma velocidad en el límite móvil. En la figura 10 se puede ver el gradiente de velocidad o también conocido como rapidez de corte $\frac{\Delta v}{\Delta y}$. La magnitud del esfuerzo cortante es proporcional al cambio de velocidad entre diferentes posiciones de fluido.

Figura 10. Velocidad entre dos placas paralelas



Fuente: Mecánica de fluidos Aplicada, Mott, R., Cuarta Edición, Ed. Prentice Hall, 1996.

2.2.1.7 Toberas de vapor. En estudios relacionados con la turbina Tesla, se encontró que existen distintos mecanismos de pérdida de energía que afectan directamente el desempeño de la turbina. La tobera es el dispositivo y parte fundamental para el funcionamiento de la turbina. Se ha evidenciado experimentalmente que las pérdidas de energías ocasionadas en este elemento, afecta en gran medida la eficiencia de la turbina.

La entrada de la tobera es un factor limitante que afecta la eficiencia global de la turbina, Rice (7) escribe: “En general, se ha encontrado que la eficiencia del rotor puede ser muy alta, por lo menos igual al alcanzado por los rotores convencionales. Sin embargo, ha resultado muy difícil de lograr boquillas eficientes en el caso de las turbinas. Como resultado, se ha demostrado sólo una eficiencia modesta de la máquina.”. Por tanto, A. Guha y B. Smiley⁹ proponen un diseño mejorado de la

⁹ GUHA, A. Y SMILEY, B. Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines. Proceedings of the institution of Mechanical engineers. Part A: J. Power and Energy. Bristol, UK: Universidad de Bristol. Departamento de ingeniería aeroespacial, 2010. pp. 261-277. DOI: 10.1243/09576509JPE818

Disponible

en

http://www.facweb.iitkgp.ac.in/~aguha/research/Guha_Smiley_IMechE_PartA_2010_Tesla_Turbine.pdf

entrada de la tobera y la turbina para reducir la pérdida de energía de estos elementos. La entrada se define como la parte de la instalación que se encuentra antes de la admisión de la tobera.

Las pérdidas en ductos, según Crane¹⁰ se deben principalmente a cuatro mecanismos:

- La fricción que genera el fluido contra las paredes del ducto.
- Vórtices (remolinos) viscosos causados por cambios repentinos o graduales en la sección transversal de la tubería.
- Los cambios de dirección en la tubería generan gradientes de presión y flujos secundarios.
- Sellado deficiente que provoca la fuga de fluido a la atmósfera

2.2.2 Referentes teóricos de la caldera

2.2.2.1 Teoría del vapor

- **Vapor saturado**

Cuando el vapor está a la misma temperatura que el agua hirviendo en la caldera, con una mínima cantidad de humedad, esto se conoce como vapor saturado.

La humedad en el vapor saturado se compone de pequeñas gotas de agua suspendidas en el vapor.

- **Vapor sobrecalentado**

Cuando al vapor saturado se le hace un proceso de recalentamiento para eliminar las partículas de agua, el vapor obtenido se conoce como vapor sobrecalentado o recalentado, este vapor está completamente libre de humedad.

¹⁰ CRANE, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías, Ed. McGraw-Hill. pp.32.

2.2.2.2 Producción de vapor. Se conoce como producción de vapor a la cantidad de Kg/h o Lb/h de vapor que puede producir una caldera.

Otra forma de expresar la capacidad de generación de vapor es el térmico caballo-caldera (BHP), aunque es un concepto antiguo, actualmente se usa para especificar la capacidad de las calderas pequeñas. La equivalencia del BHP es 1 BHP=33472 Btu/h=9.803 KW.

2.2.2.3 Aplicaciones del vapor. Las aplicaciones del vapor se pueden clasificar en dos grupos:

- Generación de vapor
- Procesos industriales

De la primera aplicación, un ejemplo claro sería el de este proyecto, en el cual se usará el vapor obtenido de una caldera para mover una turbina Tesla.

El vapor en procesos industriales tiene diversas aplicaciones, como calefacción, cocinar alimentos, calentamiento de agua, etc.

2.2.2.4 Generación de vapor

- **Principios básicos**

Energía química: Es la energía que libera un combustible (gas, diesel) cuando es quemado en el hogar de la caldera y se transforma en energía térmica.

Energía térmica: Es la energía transferida al agua, lo cual produce la generación de vapor.

2.2.2.5 Clasificación de las maquinas según su combustión. Según como realizan la combustión las maquinas térmicas se clasifican en:

- Máquinas de combustión externa
- Máquinas de combustión interna

En las máquinas de combustión externa la conversión de energía no es directa, tal es el caso de las calderas, turbinas de vapor, motores stirling y maquinas alternativas.

Las de combustión interna son las cuales la combustión se produce de forma directa en su interior, tal es el caso de los motores Diesel y a gasolina y las turbinas de gas.

2.2.2.6 Calderas de vapor. La caldera de vapor es un equipo industrial que vaporiza agua para su uso en la industria, usando el calor de un combustible líquido, solido o gaseoso.

- **Clasificación de las calderas**

Hay diversas formas de clasificar las calderas, además una caldera puede estar incluida en varias clasificaciones.

De esta forma, las calderas se pueden clasificar de acuerdo a las siguientes bases:

- Según la energía consumida
- Por la disponibilidad de los tubos
- Según la circulación del agua
- Según la presión de trabajo
- Según el número de pasos
- Según la disposición de los tubos
- Según la posición del caldero

En este proyecto el tipo de caldera a diseñar en detalle es del tipo Pirotubular horizontal.

Según la energía consumida

De acuerdo con este criterio, se pueden clasificar en:

- Energía eléctrica
- Energía química (combustión)

Según la disponibilidad de los tubos

De acuerdo con este criterio, se clasifican en:

- Con tubos
- Sin tubos

Las calderas sin tubos tienen ventajas de rendimiento, durabilidad y operación, se encuentran en modelos que van desde 1 a 80 HP, son fabricadas por marcas como York Shipley y Fulton. Las calderas con tubos son las que normalmente encontramos en la industria.

Según la circulación del agua

En esta clasificación se distinguen dos tipos, el primero como circula el agua y el segundo por donde circula el agua.

La clasificación según como circula el agua en la caldera es:

- Circulación natural
- Circulación forzada

La circulación natural del agua se da cuando esta depende únicamente del cambio de densidades entre el agua fría y el agua caliente.

La circulación forzada se efectúa por medio de bombas ajenas a la caldera, las cuales permiten un flujo continuo de agua a través de la caldera.

La clasificación según por donde circula el agua es:

- Piro tubular
- Acuotubular

Las calderas acuotubulares son en las cuales el agua circula por los tubos de la caldera y los gases de combustión por fuera de los tubos, generan un calentamiento en estos y producen el vapor.

Las calderas piro tubulares son en las cuales el agua circula alrededor de los tubos de la caldera y los gases de combustión van por el interior de los tubos. Los tubos al calentarse generan que el agua alrededor de estos, alcance su punto de ebullición y produzca el vapor.

Según la presión de trabajo

De acuerdo con este criterio, se clasifican en:

- Calderas de alta presión
- Calderas de baja presión

Las calderas de alta presión son usadas para demandas de vapor extremadamente altas y cuando el vapor requerido es sobrecalentado. Estas calderas se usan principalmente en plantas eléctricas operando con turbinas de vapor y son generalmente acuotubulares.

Las calderas de baja presión son las que más se usan industrialmente y operan generalmente con vapor saturado. En este grupo se encuentran generalmente las calderas pirotubulares.

Según el número de pasos

De acuerdo con este criterio, se clasifican en:

- Un paso
- Dos pasos
- Tres pasos
- Cuatro pasos

Según la disposición de los tubos

De acuerdo con este criterio, se clasifican en:

- Tubos rectos
- Tubos inclinados
- Tubos curvos

Según la posición del caldero

De acuerdo con este criterio, se clasifican en:

- Verticales
- Horizontales

Cabe resaltar que en esta clasificación solo se incluyen las calderas pirotubulares.

2.2.2.7 Calderas pirotubulares horizontales

- **Generalidades**

La caldera pirotubular horizontal es conocida como caldera de tubo de fuego, sus características principales son que los gases de combustión circulan por los tubos y que esta caldera genera vapor saturado, las más conocidas de este tipo de caldera son las que funcionan con quemadores de Diesel o Bunker.

- **Partes constitutivas**

Las calderas de vapor constan de las siguientes partes:

Coraza

Es un cilindro construido en chapa de acero y dentro de este se encuentra la cámara de agua, la cámara de vapor, el hogar y el haz de tubos.

Cámara de agua

Es el espacio que ocupado por el volumen de agua dentro del cilindro de la caldera.

Cámara de vapor

Es el espacio que ocupa el vapor en el interior de la caldera, en ella se separa el vapor del agua. A mayor requerimiento de vapor mayor debe ser el volumen de la cámara de vapor.

Hogar

Es la cámara de combustión de la caldera, en esta parte es donde se realiza la reacción química del combustible, lo cual genera que el combustible libere la energía para transferírsela al agua. El hogar debe tener una apropiada longitud y diámetro para garantizar que exista la combustión total del combustible.

Haz de tubos

Se compone por múltiples discos, los cuales tienen un diámetro menor al tubo del hogar, por estos tubos circulan los productos de combustión a altas temperaturas. Esta parte de la caldera se absorbe la mayor cantidad de energía proveniente de los productos de combustión para evaporar con esta el agua presente alrededor de los tubos

Bomba de agua

Su función es suministrar y reponer el agua a medida que se evapora, esto usando un control de nivel que enciende la bomba cuando se presente un nivel bajo.

Cámara de combustión

Es el lugar donde se produce y mantiene la reacción de combustión.

Presostato

el presostato se encarga de controlar el quemador en un margen de presión adecuado para su correcto funcionamiento.

Control de nivel

Se encarga de controlar la bomba de agua para mantener la caldera entre los niveles adecuados de agua.

3. METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE LA TURBINA TESLA

En este capítulo se presenta la validación del modelo de flujo entre discos formulado por Rice, para ellos se utilizarán los datos obtenidos por Mendoza en su tesis: Diseño de una turbina sin álabes con enfoque de optimación, quien también usa el modelo de Rice para su diseño.

Además, se proporcionan las ecuaciones para calcular el factor de fricción, número de Reynolds, rugosidad relativa, viscosidad del vapor de agua y el espaciamiento entre discos, que son parámetros requeridos en el modelo de Rice.

Por último, se plantearán las ecuaciones para la determinación de la sección transversal de salida de la tobera.

3.1 MODELO DE FLUJO ENTRE DISCOS

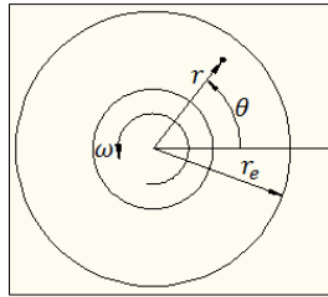
Para describir el comportamiento de la turbina se implementará un modelo analítico desarrollado por W. Rice el cual muestra la interacción entre el rotor y el fluido. Además de las características de flujo a través del rotor, el modelo también proporciona una serie de parámetros operativos y de funcionamiento, en los que se relacionan las características de flujo con su geometría. Básicamente, utilizando estos parámetros, la turbina se puede dimensionar completamente. También proporciona una relación adimensional para el par y la potencia, así como la eficiencia de transferencia de energía.

3.2 GEOMETRÍA DEL MODELO

Para el análisis, se consideran las características de flujo entre dos discos que giran con velocidad angular constante y luego se amplía al total de discos de la turbina real.

A través de la solución del modelo, se pueden determinar el radio de los discos, así como el espaciamiento requerido entre dos discos adyacentes. En la figura 11 se presenta la geometría del disco y el sistema de coordenadas usado en el modelo.

Figura 11. Geometría del Disco y Sistema Coordinado



Fuente: Una investigación analítica y experimental de turbinas de discos múltiples.
Rice, W., 1965.

En la figura r_e y ω son datos constantes proporcionados por el diseñador para una determinada condición de operación, y son el radio externo y velocidad angular del disco respectivamente, r y θ representan las coordenadas radiales y angulares respectivamente.

3.3 DESARROLLO DEL MODELO

Rice (1965) derivó las ecuaciones de movimiento del flujo de fluido entre discos, basado en elementos fluidos limitados por la distancia entre discos sólidos, para un radio externo r_e y un espacio entre discos δ . La fuerza estimada corresponde a la presión y la fuerza cortante, para simplificar el análisis se pueden despreciar las fuerzas del cuerpo. Además, esta simplificación se considera efectiva porque la fuerza del cuerpo es muy pequeña¹¹. A continuación, se presentan las ecuaciones adimensionales de movimiento:

$$\frac{dy}{dx} + \frac{y}{x} - \frac{fr_e^2\omega}{4\delta v_e} \left(\frac{v_e}{\omega r_e} y - x \right) \left[1 + \left(\frac{2\pi\delta r_e^2\omega}{Q} \right)^2 x^2 \left(\frac{v_e}{\omega r_e} y - x \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0 \quad (1)$$

¹¹ RICE. Op. cit., p. 32.

$$\frac{1}{\rho\omega^2r_e^2} \frac{dP}{dx} - \left(\frac{Q}{2\pi\delta r_e^2\omega}\right)^2 \left(\frac{1}{x^3}\right) - \left(\frac{v_e}{\omega r_e}\right)^2 \left(\frac{y^2}{x}\right) - \frac{f r_e}{4\delta} \left(\frac{Q}{2\pi\delta r_e^2\omega}\right)^2 \left(\frac{1}{x^2}\right) \left[1 + \left(\frac{2\pi\delta r_e^2\omega}{Q}\right)^2 x^2 \left(\frac{v_e}{\omega r_e} y - x\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 0 \quad (2)$$

Donde x representa la coordenada de posición radial adimensional y está definida por $x = \frac{r}{r_e}$, y y representa la relación de velocidad tangencial y está definida por $y = \frac{v}{v_e}$. La ecuación 1 presenta el comportamiento cinemático del fluido en el flujo que pasa por la turbina, por otra parte, La ecuación 2 describe el cambio de presión a lo largo de la línea radial en el flujo de fluido.

Para facilitar la solución del modelo, Rice implementó parámetros de operación adimensionales, los cuales se muestran a continuación:

- Factor de fricción f
- Relación de aspecto $\frac{r_e}{\delta}$
- Parámetro de velocidad $\frac{\omega r_e}{v_e}$
- Parámetro de flujo $\frac{Q}{\omega r_e^3}$

A través de la tobera, el cambio de presión adimensional, se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta p_n}{\rho\omega^2r_e^2} = -\frac{1}{2} \left[\left(\frac{v_e}{\omega r_e}\right)^2 + \left(\frac{Q}{2\pi\delta r_e^2\omega}\right)^2 \right] \quad (3)$$

Por otro lado, los cambios de presión adimensionales en la turbina se determinan sumando los cambios de presión adimensionales de la tobera y el rotor. Y se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta p_t}{\rho\omega^2r_e^2} = \frac{\Delta p_n}{\rho\omega^2r_e^2} + \frac{\Delta p_r}{\rho\omega^2r_e^2} \quad (4)$$

Cabe aclarar que, Δp_r se calcula solucionando la ecuación 2 para unas condiciones iniciales dadas.

Además, el trabajo adimensional por unidad de masa del fluido en el disco está determinado por la siguiente ecuación:

$$\frac{W}{\omega^2 r_e^2} = \left(\frac{v_e}{\omega r_e} \right) (1 - xy) \quad (5)$$

Por último, la eficiencia de la turbina se calcula al dividir el trabajo adimensional entre el cambio de presión adimensional, como se observa en la siguiente ecuación:

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{v_e}{\omega r_e} \right) (1 - xy)}{\frac{\Delta P_t}{\rho \omega^2 r_e^2}} \quad (6)$$

El modelo tiene una formulación adimensional y es de naturaleza paramétrica, por lo que se pueden obtener una serie de soluciones basadas en la variación de los parámetros adimensionales, y estas soluciones se pueden comparar y representar gráficamente. Mediante estas soluciones se puede hacer uso de la optimización gráfica para determinar la solución más adecuada para el diseño de la turbina.

3.4 VALIDACIÓN DEL MODELO DE RICE

Para verificar las ecuaciones de Rice se desarrolló la solución del modelo completo, se ejecutó un programa de cómputo usando el software Matlab y se realizó la verificación comparando los resultados obtenidos con los de la literatura.

Para la solución de las ecuaciones 1 y 2, se elaboró un programa en Matlab para la condición de frontera $y(1) = 1$, porque en la periferia del disco, la coordenada de posición radial adimensional es igual a 1, lo que significa que la relación de velocidades tangenciales del mismo punto en el disco es 1.

Para la solución de las ecuaciones 1 y 2 se empleó el método de Euler, para validar el programa en un caso específico de diseño de turbina, se compararon los resultados obtenidos con los reportados por Mendoza en su tesis.

Los parámetros adimensionales utilizados por Mendoza en su tesis se muestran en el cuadro 1:

Cuadro 1. Valores de los parámetros de operación seleccionados por Mendoza

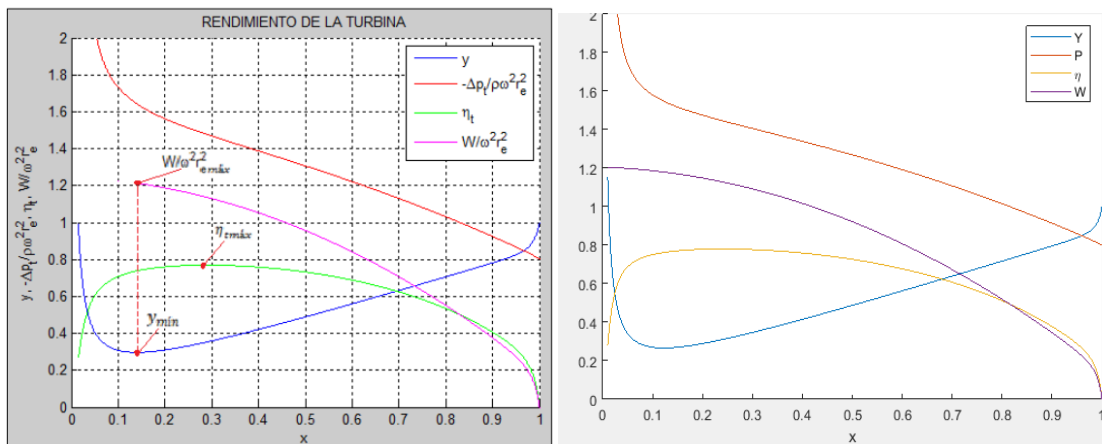
Parámetro adimensional	Relación	Valor
Factor de fricción	f	0.09
Relación de aspecto	$\frac{r_e}{\delta}$	322.7
Parámetro de velocidad	$\frac{\omega r_e}{v_e}$	0.82
Parámetro de flujo	$\frac{Q}{\omega r_e^3}$	0.00032

Fuente: Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización, José Gabriel Mendoza, 2012.

Mendoza realizó la solución del modelo con un enfoque de optimización, llegando a la conclusión de que para la relación de velocidades de tangenciales mínimas se obtiene el mayor trabajo adimensional en la turbina¹².

En la figura 12 se muestra la comparativa entre la gráfica obtenida por Mendoza y la obtenida al realizar el programa propio en Matlab.

Figura 12. Comparación de los parámetros de rendimiento de la turbina



Fuente: Elaboración propia

¹² MENDOZA LARIOS, José Gabriel. Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización. Tesis de maestría en ciencias. Cuernavaca, Morelos, México. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2012.

Para validar completamente si la solución del modelo es correcta en el cuadro 2 se muestran los datos obtenidos por Mendoza para las coordenadas x y y , como también para la eficiencia y se calcula el error obtenido al compararlo con los datos propios.

Cuadro 2. Comparación de resultados numéricos con Mendoza

Parámetro	Mendoza	Programa propio	%error
y_{min}	0.267	0.2665	0.1873
x	0.122	0.1219	0.082
η	79	76.2	3.4

Fuente: Elaboración propia

Como los porcentajes de error en la solución del modelo son muy bajos, podemos concluir que el modelo de Rice está bien validado, por lo que procedemos a usarlo para realizar el diseño de la turbina con nuestros propios parámetros adimensionales.

3.5 NÚMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds que fluye a través de los discos de la turbina se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (7)$$

Este número está relacionado con la fuerza de inercia y la fuerza viscosa, donde D_H es el diámetro hidráulico, su valor se obtiene al considerar los discos como placas paralelas infinitas, por medio de la siguiente ecuación:

$$D_H = 2\delta \quad (8)$$

3.6 RUGOSIDAD RELATIVA

Para calcular la rugosidad relativa se usa la siguiente ecuación:

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\epsilon}{D_H} \quad (9)$$

Donde ϵ es una característica propia de cada material y representa la rugosidad absoluta.

3.7 VISCOSIDAD DEL VAPOR DE AGUA

Para calcular la viscosidad del vapor de forma analítica, es conveniente usar la correlación de Zivolousky y O'Sullivan:

$$\mu = (90 + 0.35T)1 \times 10^{-7} [Pa.s] \quad (10)$$

3.8 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN

Para las turbinas, este parámetro es muy importante y deseable porque su principio de funcionamiento se basa en los efectos viscosos del flujo que inciden sobre el conjunto de discos. El factor de fricción utilizado en el modelo de Rice es el de Darcy, que depende de dos parámetros adimensionales muy importantes en la dinámica de fluidos, el número de Reynolds y la rugosidad relativa, los cuales se calculan analíticamente con las fórmulas dadas previamente.

Para el cálculo del factor de fricción de Darcy, se utiliza la ecuación de Churchill, que es válida para flujos laminares y turbulentos y se relaciona con el número de Reynolds y la rugosidad relativa, matemáticamente esta ecuación se expresa como:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left(\frac{1}{A+B} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

$$A = \left\{ -2.457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D_H} \right] \right\}^{16}, B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (11)$$

3.9 ESPACIO ENTRE DISCOS

El espacio entre discos óptimo para mantener la capa limite, se calcula con la siguiente ecuación:

$$\delta = Ph \left(\frac{U}{\omega} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Donde:

- ν es la viscosidad cinemática $\frac{\mu}{\rho}$
- ω es la velocidad angular
- Ph es el parámetro de polhausen, $2.5 \leq Ph \leq 3.5$

3.10 TORQUE Y POTENCIA DE LA TURBINA

El torque desarrollado por la turbina tesla según Rice, se puede calcular con la ecuación 13.

$$T = -(V_i r_i - V_o r_o) Q_{total} \rho \quad (13)$$

Donde:

- $x = r_i / r_o$
- $y = V_i / V_o$

x y y se determinan usando el modelo de rice.

La potencia de la turbina se determina por medio de la ecuación 14:

$$P = \eta T \omega \quad (14)$$

Donde:

- η es la eficiencia de la turbina

Estos valores son determinados al solucionar el modelo de Rice.

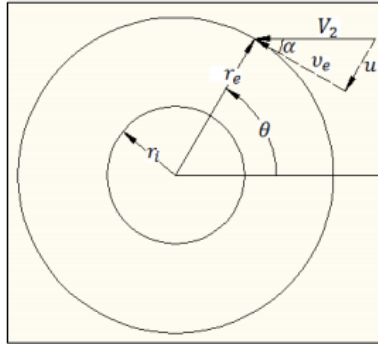
3.11 CÁLCULO DE LA SECCION TRANSVERSAL DE SALIDA DE LA TOBERA

Siguiendo las recomendaciones de A. Guha y B. Smiley, la sección de la tobera será rectangular y deberá cubrir la longitud axial del conjunto de discos y espacio entre ellos.

Usando el parámetro de velocidad del modelo de Rice podemos calcular la velocidad tangencial en la periferia del disco v_e .

La tobera se coloca en forma horizontal, y el ángulo formado entre v_e y r_e es 90 grados. Entonces para un valor de $\theta = 60^\circ$, el ángulo $\alpha = 30^\circ$.

Figura 13. Incidencia del flujo sobre los discos



Fuente: Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización, José Gabriel Mendoza, 2012.

De la figura 13 y del triángulo rectángulo obtenemos la siguiente relación:

$$V_2 = \frac{v_e}{\cos \alpha} \quad (15)$$

A partir del principio de continuidad, podemos obtener el área de sección transversal de la tobera, ya que el flujo masico de vapor es un parámetro calculado a partir del parámetro de flujo del modelo. Esta se puede expresar por medio de la siguiente ecuación:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho * V_2} \quad (16)$$

4. DISEÑO DE LA TURBINA TESLA

Este capítulo presenta el diseño de una turbina sin alabes o turbina Tesla, con una potencia de salida de 50 W, la cual tendrá como fluido de trabajo vapor de agua. Los requerimientos de la turbina son los siguientes:

- Vapor de agua saturado
- Presión absoluta de 300 Kpa
- Temperatura de saturación 133,5 °C

Es razonable utilizar vapor de agua como fluido de trabajo, ya que la turbina Tesla puede operar con cualquier tipo de fluido, ya sea aire comprimido, gas caliente, vapor, incluso agua y aceite, y de estos fluidos el de menor costo de operación es el vapor de agua.

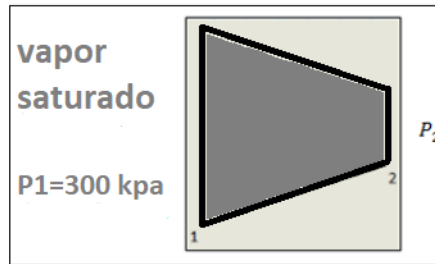
4.1 DETERMINACION DE LOS NUMEROS ADIMENSIONALES DE RICE

A continuación, se presenta el proceso a seguir para determinar cada uno de los números adimensionales.

4.1.1 El factor de fricción de Darcy. Este número adimensional depende directamente del número de Reynolds, el cual a su vez depende de la densidad como se ve en la ecuación 7, y para determinar la densidad del fluido a su paso por la turbina, se debe calcular el cambio en la presión a través de la tobera, para esto se debe realizar un análisis termodinámico de la tobera.

4.1.1.1 Análisis termodinámico de la tobera. En la figura 14 se muestran las condiciones de entrada de la tobera.

Figura 14. Esquema de la tobera



Fuente: Elaboración propia

Para calcular las propiedades termodinámicas se implementará el software EES, el cual cuenta con una base de datos de propiedades termodinámicas de alta precisión.

Las propiedades a la entrada de la tobera:

$$T_1 = T_{sat}(\text{Water}, P = 300 \text{ Kpa}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (17)$$

$$h_1 = h(\text{Water}, x = 1, P = 300 \text{ Kpa}) \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \quad (18)$$

$$s_1 = s(\text{Water}, x = 1, P = 300 \text{ Kpa}) \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} * \text{K}} \right] \quad (19)$$

Solucionando estas propiedades en el EES obtenemos los siguientes resultados:

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$h_1 = 2725 \text{ [kJ/kg]}$$

$$P_1 = 300 \text{ [kPa]}$$

$$s_1 = 6.992 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$T_1 = 133.6 \text{ [C]}$$

$$T_{sat} = 133.6 \text{ [C]}$$

Para el cálculo de presión a la salida de la tobera, se debe conocer el cambio de presión adimensional a través de ella, el cual es determinado por medio de la ecuación 3 del modelo de Rice, luego se transforma esta ecuación de adimensional a Pascales, despejándola de la siguiente forma:

$$\Delta P_n = (\text{Valor hallado del modelo}) * \rho \omega^2 r_e^2 \quad [\text{Pa}] \quad (20)$$

Entonces la presión a la salida de la tobera sería:

$$P_2 = P_1 + \frac{\Delta P_n}{1000} \text{ [Kpa]} \quad (21)$$

Para determinar la densidad a la entrada de la turbina (o a la salida de la tobera), es necesario conocer dos propiedades, una de ellas es la presión a la salida de la tobera P_2 , la otra propiedad es la entalpia a la salida h_2 .

La entalpia h_2 se puede determinar para dos situaciones, la primera para un proceso isoentrópico, para este caso la entropía permanece constante en el proceso, por lo tanto $s_1 = s_2$, usando el software EES se determinan las propiedades por medio de las siguientes ecuaciones:

$$T_2 = T(\text{Water}, P = P_2, S = S_1) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (22)$$

$$h_2 = h(\text{Water}, s = s_1, P = P_2) \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \quad (23)$$

$$X_2 = X(\text{Water}, P = P_2, s = s_1) \quad (24)$$

Luego para calcular el proceso real, se asume una eficiencia isoentrópica para el proceso. En nuestro caso usaremos $\eta_n = 80\%$, usando el software EES se determina la entalpia real a la salida h_{2a} y con esta propiedad y la presión a la salida P_2 , determinamos la densidad del fluido ρ a la entrada de la turbina:

$$h_{2a} = h_1 - \eta_n(h_1 - h_2) \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \quad (25)$$

$$\rho = \rho(\text{Water}, h = h_{2a}, P = P_2) \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (26)$$

$$X_{2a} = X(\text{Water}, P = P_2, h = h_{2a}) \quad (27)$$

Una vez determinada la densidad ya es posible determinar el número de Reynolds y con este podemos determinar el valor del primer número adimensional, el factor de fricción de Darcy.

4.1.2 Relación de aspecto. La relación de aspecto se determina con el radio externo del disco r_e y espacio entre discos δ , el espacio entre discos se calcula por medio de la ecuación 12, y el radio externo del disco, es un parámetro de diseño.

La relación de aspecto se define por la siguiente relación:

$$\frac{r_e}{\delta} \text{ [adimensional]} \quad (28)$$

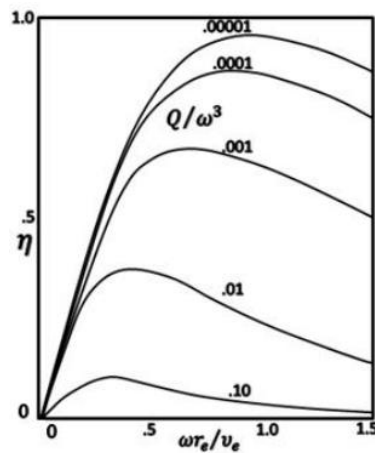
4.1.3 Parámetro de velocidad. Este número adimensional se define por la siguiente relación:

$$\frac{\omega r_e}{v_e} \text{ [adimensional] (29)}$$

Rice por medio de una gráfica como se ve en la figura 15, analizo cómo se comporta la eficiencia de la turbina variando dos números adimensionales, el parámetro de flujo y el parámetro de velocidad.

Rice graficó el parámetro de velocidad en el margen de 0 a 1.5 como se ve en la figura 15, y recomienda valores de 0.5 a 1 para obtener una mayor eficiencia.

Figura 15. Eficiencia como una Función de los Parámetros de Flujo y Velocidad



Fuente: Una investigación analítica y experimental de turbinas de discos múltiples. Rice, W., 1965.

De acuerdo con lo anterior, en este proyecto trabajaremos este número adimensional para un valor de 0.85, siguiendo las recomendaciones hechas por Rice.

$$\frac{\omega r_e}{v_e} = 0,85$$

4.1.4 Parámetro de flujo. Este número adimensional se define por la siguiente relación:

$$\frac{Q}{\omega r_e^3} \text{ [adimensional]} \text{ (30)}$$

Rice graficó el parámetro de flujo para distintos valores como se ve en la figura 15, desde valores relativamente grandes como 0,1 a valores muy pequeños como 0,00001. Llegando a la conclusión que a medida que este número adimensional es más pequeño, mayor será la eficiencia alcanzada por la turbina.

Teniendo en cuenta esto, en este proyecto trabajaremos el parámetro de flujo con un valor de 0,0001 siguiendo las recomendaciones hechas por Rice.

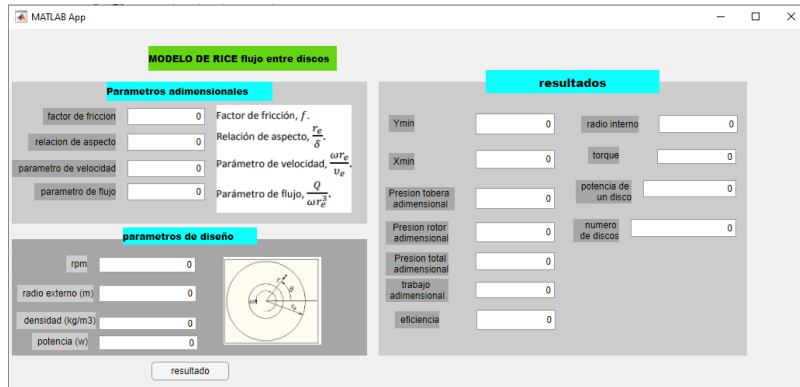
$$\frac{Q}{\omega r_e^3} = 0,0001$$

Una vez explicado el proceso para determinar cada número adimensional, se procede a analizar el modelo de Rice para diseñar completamente la turbina.

4.2 ANALISIS DEL MODELO DE RICE

El diseño de la turbina usando el modelo de Rice se hace por medio de un proceso iterativo usando una interfaz en Matlab (Anexo B) como se ve en la figura 16, para solucionar el modelo usando Matlab hay que proporcionar los cuatro números adimensionales, además de la densidad, el radio externo, la velocidad de rotación y la potencia de salida de la turbina, esta interfaz nos da el resultado de las ecuaciones 3 a 6, además del torque de un disco y el número de discos necesarios para la potencia de diseño:

Figura 16. Interfaz de Matlab para solucionar el modelo



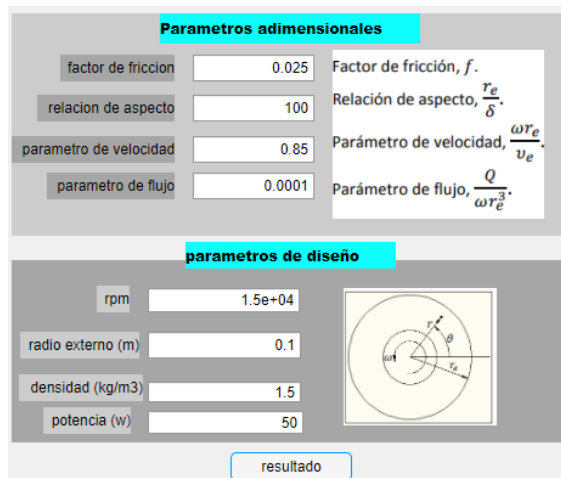
Fuente: Elaboración propia

Los parámetros de diseño de la turbina son los siguientes:

- Radio externo del disco $r_e = 10 \text{ cm}$
- Velocidad de rotación de la turbina $\omega = 15000 \text{ rpm}$

Los valores iniciales asumidos para los números adimensionales para iniciar el proceso iterativo son los siguientes:

Figura 17. Parámetros iniciales del modelo



Fuente: Elaboración propia

Para la solución del modelo se siguen las recomendaciones hechas por Mendoza, el cual realizó la solución del modelo con un enfoque de optimización, en el que para la relación de velocidades de tangenciales mínimas se obtiene el mayor trabajo adimensional en la turbina

Los resultados para estos parámetros iniciales, son los siguientes:

Figura 18. Resultados iniciales del modelo



Fuente: Elaboración propia

El valor para el cambio de presión adimensional de la tobera obtenido para la primera iteración del modelo, nos sirve para calcular la presión a la salida de la tobera por medio de las ecuaciones 20 y 21.

$$\Delta P_t = (-0,692) * \rho \omega^2 r_e^2 \text{ [Pa]}$$

$$P_1 = 300 \text{ Kpa}$$

$$P_2 = P_1 - \frac{0,692 \rho \omega^2 r_e^2}{1000}$$

Usando las ecuaciones 20 a 27 determinamos el valor de la densidad usando el software EES

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\Delta p = -25992$ [pa]	$\eta_n = 0,8$	$h_{2a} = 2712$ [kJ/kg]	$h_1 = 2725$ [kJ/kg]
$h_2 = 2709$ [kJ/kg]	$\omega = 1571$ [rad/s]	$P_1 = 300$ [kpa]	$P_2 = 274$ [kpa]
$r = 0,1$ [m]	$\rho = 1,522$ [kg/m ³]	$\rho_{iso} = 1,525$ [kg/m ³]	$rpm = 15000$ [rpm]
$s_1 = 6,992$ [kJ/kg-K]	$T_2 = 130,5$ [°C]	$T_1 = 133,6$ [°C]	$T_{sat} = 133,6$ [°C]
$x_2 = 0,9944$	$x_{2a} = 0,9959$		

Usando la ecuación 12 calculamos el espacio entre discos para la primera iteración:

$$\delta = 3,5 \left(\frac{v}{\omega} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde $\omega = \frac{2\pi}{60} * 15000 = 1571$ [Rad/s] y $v = \frac{\mu}{\rho}$

La viscosidad se calcula usando la ecuación 10:

$$\mu = (90 + 0.35(133,6))1 \times 10^{-7} = 1,568 \times 10^{-5} [Pa \cdot s]$$

La viscosidad cinemática será entonces:

$$v = \frac{1,568 \times 10^{-5}}{1.522} = 1,03 \times 10^{-5}$$

Entonces el espacio entre discos será:

$$\delta = 3,5 \left(\frac{1,03 \times 10^{-5}}{1571} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,0002834 [m] = 0.2834 [mm]$$

Una vez determinado el espacio entre discos y conociendo que el radio externo es $r_e = 10$ cm, usamos la ecuación 28 para determinar la relación de aspecto:

$$\frac{r_e}{\delta} = \frac{0.1}{0.0002834} \approx 352,3$$

El parámetro de velocidad (ecuación 29) nos permite calcular la velocidad tangencial en la periferia del disco v_e

$$v_e = \frac{\omega r_e}{0.85} = \frac{1571 * 0.1}{0.85} = 184,8 [m/s]$$

El parámetro de flujo (ecuación 30) nos permite calcular el caudal requerido por un disco:

$$Q = 0,0001 * \omega r_e^3 = 0,0001 * 1571 * 0,1^3 = 0,0001571 [m^3/s]$$

Para calcular el caudal total requerido por la turbina se deben tener en cuenta el número de discos (N) presentes en la turbina, por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{total} = N * Q \quad (31)$$

Entonces:

$$Q_{total} = 11 * 0,0001571 = 0,001728 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Por continuidad (ecuación 16), tenemos que el flujo masico que fluye por la tobera será:

$$\dot{m} = \rho * V_2 * A_2 = \rho * Q_{total} = 1,392 * 0,001728 = 0,00263 \text{ [Kg/s]}$$

Usando la ecuación 15, calculamos la velocidad del flujo a la salida de la tobera, o lo que es lo mismo a la entrada de la turbina:

$$V_2 = \frac{v_e}{\cos \alpha} = \frac{184,8}{\cos 30} = 213,4 \text{ [m/s]}$$

El área de la tobera despejando la ecuación 16 será:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho * V_2} = \frac{0,00263}{1,392 * 213,4} = 0,000008854 \text{ [m}^2\text{]} = 8,854 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Una vez determinada la velocidad del flujo en la turbina, podemos determinar el número de Reynolds por medio de la ecuación 7:

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{1,522 * 213,4 * (2 * 0,0002834)}{1,568 \times 10^{-5}} = 10171$$

Después de calculado el número de Reynolds, podemos calcular el factor de fricción usando la ecuación 11:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{10171} \right)^{12} + \left(\frac{1}{A+B} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

Donde $\epsilon = 0,00005$ y es una característica propia del acero inoxidable.

$$A = \left\{ -2.457 \ln \left[\left(\frac{7}{10171} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{0,00005}{2 * 0,0002834} \right] \right\}^{16} = 1,988 \times 10^{15}$$

$$B = \left(\frac{37530}{11231} \right)^{16} = 1,182 \times 10^9$$

Resolviendo obtenemos que:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{10171} \right)^{12} + \left(\frac{1}{1,988 \times 10^{15} + 1,182 \times 10^9} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0979$$

En resumen, de los cálculos anteriores obtuvimos los siguientes valores para los números adimensionales:

Cuadro 3. Parámetros adimensionales después de la primera iteración

Parámetro adimensional	Relación	Valor
Factor de fricción	f	0.0979
Relación de aspecto	$\frac{r_e}{\delta}$	352,9
Parámetro de velocidad	$\frac{\omega r_e}{v_e}$	0.85
Parámetro de flujo	$\frac{Q}{\omega r_e^3}$	0.0001

Fuente: Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización, José Gabriel Mendoza, 2012.

Con estos valores para los números adimensionales y la densidad calculada, volvemos nuevamente a la interfaz de Matlab para realizar una segunda iteración, como se observa en la figura 19 para determinar los valores adimensionales de la presión, trabajo y eficiencia, además del torque y el número de discos requeridos para la potencia de salida.

Figura 19. Parámetros de entrada después de la primera iteración

Parametros adimensionales	
factor de fricción	0.0979
relacion de aspecto	352.9
parametro de velocidad	0.85
parametro de flujo	0.0001

parametros de diseño	
rpm	1.5e+04
radio externo (m)	0.1
densidad (kg/m3)	1.522
potencia (w)	50

resultado

Fuente: Elaboración propia

Solucionando el modelo con las condiciones de optimización definidas previamente, obtenemos los siguientes resultados:

Figura 20. Resultados después de la primera iteración

resultados			
Ymin	0.1859	radio interno	0.00833
Xmin	0.0833	torque	0.00435
Presion tobera adimensional	-0.6921	potencia de un disco	5.539
Presion rotor adimensional	-0.7367	numero de discos	9.027
Presion total adimensional	-1.429		
trabajo adimensional	1.158		
eficiencia	0.8106		

Fuente: Elaboración propia

El valor para el cambio de presión adimensional en la tobera obtenido después de la primera iteración del modelo, nos sirve para calcular la presión a la salida de la tobera por medio de las ecuaciones 20 y 21.

$$\Delta P_t = (-0,6921) * \rho \omega^2 r_e^2 \quad [Pa]$$

$$P_1 = 300 \text{ Kpa}$$

$$P_2 = P_1 - \frac{0,6921 \rho \omega^2 r_e^2}{1000}$$

Nuevamente, usando las ecuaciones 20 a 27 determinamos el valor de la densidad usando el software EES

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\Delta p = -25996 \text{ [pa]}$$

$$\eta_n = 0,8$$

$$h_{2a} = 2712 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_1 = 2725 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_2 = 2709 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\omega = 1571 \text{ [rad/s]}$$

$$P_1 = 300 \text{ [kpa]}$$

$$P_2 = 274 \text{ [kpa]}$$

$$r = 0,1 \text{ [m]}$$

$$\rho = 1,522 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{iso} = 1,525 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$rpm = 15000 \text{ [rpm]}$$

$$s_1 = 6,992 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$T_2 = 130,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_1 = 133,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{sat} = 133,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$x_2 = 0,9944$$

$$x_{2a} = 0,9959$$

Usando la ecuación 12 calculamos el espacio entre discos para la segunda iteración:

$$\delta = 3,5 \left(\frac{v}{\omega} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Donde } \omega = \frac{2\pi}{60} * 15000 = 1571 \text{ [Rad/s]} \text{ y } v = \frac{\mu}{\rho}$$

La viscosidad permanece constante sin importar las iteraciones que realicemos, ya que solo depende de la temperatura.

$$\mu = 1,568 \times 10^{-5} \text{ [Pa.s]}$$

La viscosidad cinemática será entonces:

$$v = \frac{1,568 \times 10^{-5}}{1,522} = 1,03 \times 10^{-5}$$

Entonces el espacio entre discos será:

$$\delta = 3,5 \left(\frac{1,03 \times 10^{-5}}{1571} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,0002834 \text{ [m]} = 0.2834 \text{ [mm]}$$

Una vez determinado el espacio entre discos y conociendo que el radio externo es $r_e = 10 \text{ cm}$, usamos la ecuación 28 para determinar la relación de aspecto:

$$\frac{r_e}{\delta} = \frac{0.1}{0.0002834} \approx 352,9$$

La velocidad en la periferia del disco v_e y el caudal de cada disco Q permanecen constantes sin importar el número de iteraciones realizadas, ya que estos son calculados a partir de los números adimensionales del parámetro de velocidad y de flujo respectivamente.

$$v_e = 184,8 \text{ [m/s]}$$

$$Q = 0,0001571 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

El caudal total requerido lo calculamos con la ecuación 29:

$$Q_{total} = N * Q = 10 * 0,0001571 = 0,001571 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Por continuidad (ecuación 16), tenemos que el flujo másico que fluye por la tobera será:

$$\dot{m} = \rho * V_2 * A_2 = \rho * Q_{total} = 1,522 * 0,001571 = 0,002391 \text{ [Kg/s]}$$

la velocidad del flujo a la salida de la tobera permanece constante sin importar las iteraciones que realicemos, ya que solo depende de la velocidad tangencial en la periferia del disco y el ángulo α , y estos dos son valores constantes del modelo.

$$V_2 = 213,4 \text{ [m/s]}$$

El área de la tobera despejando la ecuación 16 será:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho * V_2} = \frac{0,002391}{1,522 * 213,4} = 0,000007362 \text{ [m}^2\text{]} = 7,362 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Una vez determinada la velocidad del flujo en la turbina, podemos determinar el número de Reynolds por medio de la ecuación 7:

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{1,522 * 213,4 * (2 * 0,0002834)}{1,568 \times 10^{-5}} = 10171$$

Después de calculado el número de Reynolds, podemos calcular el factor de fricción usando la ecuación 11:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{10171} \right)^{12} + \left(\frac{1}{A+B} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

Donde $\epsilon = 0,00005$ y es una característica propia del acero inoxidable.

$$A = \left\{ -2.457 \ln \left[\left(\frac{7}{10171} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{0,00005}{2 * 0,0002834} \right] \right\}^{16} = 1,988 \times 10^{15}$$

$$B = \left(\frac{37530}{11231} \right)^{16} = 1,182 \times 10^9$$

Resolviendo obtenemos que:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{10171} \right)^{12} + \left(\frac{1}{1,988 \times 10^{15} + 1,182 \times 10^9} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0979$$

En resumen, después de la segunda iteración, obtuvimos los siguientes valores para los números adimensionales:

Cuadro 4. Parámetros adimensionales después de la segunda iteración

Parámetro adimensional	Relación	Valor
Factor de fricción	f	0.0979
Relación de aspecto	$\frac{r_e}{\delta}$	353
Parámetro de velocidad	$\frac{\omega r_e}{v_e}$	0.85
Parámetro de flujo	$\frac{Q}{\omega r_e^3}$	0.0001

Fuente: Elaboración propia

Como vemos la densidad no cambió con respecto a la primera iteración, por lo tanto, podemos concluir que el modelo está completamente definido, ya que la densidad

se encarga de cambiar el valor de los parámetros adimensionales del factor de fricción y la relación de aspecto.

Una vez definidos completamente los parámetros de entrada y de salida del modelo, podemos calcular el torque y la potencia en la turbina usando las ecuaciones 13 y 14 respectivamente.

$$r_i = x * r_o = 0,0833 * 0,1 = 0,00833 [m] \approx 8,33 [mm]$$

$$V_i = Y * V_o = 0,1859 * 184,8 = 34,35 [m/s]$$

$$T = -(V_i r_i - V_o r_o) Q_{Total} \rho = -(34,35 * 0,00833 - 184,8 * 0,1) * 0,001571 * 1,522 = 0,0435 [N - m]$$

$$P = \eta T \omega = 0,8106 * 0,0435 * 15000 * \frac{2\pi}{60} = 55,39 [w]$$

Como podemos ver la potencia obtenida a partir del modelo usando las ecuaciones de Rice (ecuaciones 13 y 14), es un poco mayor que la diseño y esto se debe al número de discos empleados, ya que en teoría se necesitan 9,027 discos para 50 W, con lo cual se redondea al entero siguiente que sería 10, esto ocasiona un aumento en el caudal total (ecuación 31) y por lo tanto un aumento en el torque, que a su vez ocasiona un incremento en la potencia.

La sección transversal de la tobera se determina usando el área calculada con la ecuación 16 (A_2), para garantizar que la boquilla distribuya el fluido proporcionalmente sobre todos los discos, la sección de la tobera que se usara será rectangular.

Las medidas de la sección rectangular, se determinan usando la siguiente ecuación:

$$A_2 = ancho * espesor \quad (32)$$

Donde, el ancho es el espacio ocupado por el conjunto de los discos, y es calculado por medio de la ecuación 33.

$$ancho = (N - 2) * e + (N - 1) * \delta \quad (33)$$

Donde:

- $N = 10$ es el número de discos
- $e = 1 [mm]$ es el espesor de los discos
- $\delta = 0,2834 [mm]$ es el espacio entre discos

Reemplazando estos valores en la ecuación 33:

$$ancho = (10 - 2) * 1 + (10 - 1) * 0,2834 = 10,55 [mm]$$

Después de determinado el ancho, podemos calcular el espesor usando la ecuación 32:

$$espesor = \frac{A_2}{ancho} = \frac{7,362}{10,55} = 0,6977 [mm]$$

4.3 RESULTADOS DEL MODELO PARA LA TURBINA TESLA

El siguiente cuadro muestra los resultados obtenidos a partir del modelo de Rice para la turbina Tesla, después de 2 iteraciones:

Cuadro 5. Resultados del modelo

Variable	Símbolo	Medida	Unidades
Radio externo	r_e	100	mm
Radio interno	r_i	8,33	mm
Espacio entre discos	δ	0,2834	mm
Numero de discos	N	10	-
Par total	T	0,0435	N-m
Potencia total	Pot	55,39	W
Eficiencia de la turbina	η	81,06	adimensional
Espesor del disco	e	1	mm
Caudal total	Q_{total}	0,001571	[m ³ /s]
Flujo masico	\dot{m}	0,002391	[kg/s]
Velocidad angular	ω	15000	rpm
Densidad	ρ	1,522	[Kg/m ³]

Fuente: Elaboración propia

4.4 DISEÑO DEL EJE DEL ROTOR

En el anexo C se muestran los respectivos cálculos para determinar el factor de seguridad y diámetro mínimo del eje.

4.5 ESFUERZO EN LOS PERNOS

Para analizar los esfuerzos presentes en el perno, el conjunto del rotor se considera como un acoplamiento rígido. El acoplamiento rígido está diseñado para unir dos ejes firmemente, por lo que no hay movimiento relativo entre ellos.

Según Mott¹³, la fuerza cortante total sobre los pernos depende del radio del círculo de los pernos, $D_{cp}/2$ y del torque T . Por lo tanto, el esfuerzo cortante se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

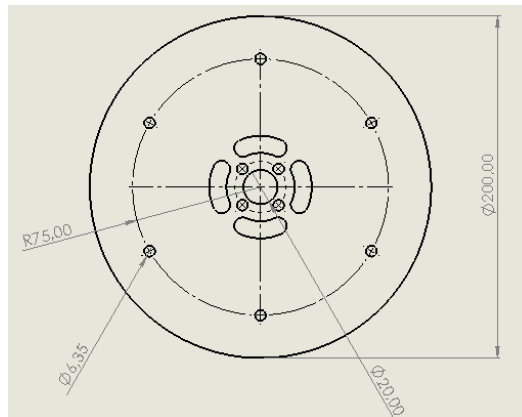
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{N \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} = \frac{2T}{D_{cp} N \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} \quad (34)$$

Donde:

- N es el número de pernos
- d es el diámetro del perno

En la figura 21 se muestran las dimensiones del disco, el disco cuenta con 6 pernos de diámetro 6,35 mm, y un D_{cp} de 150 mm.

Figura 21. Dimensiones del disco



Fuente: Elaboración propia

¹³ MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. México: Pearson Educación, 2015. ISBN 978-607-32-3288-3.

Reemplazando en la ecuación 34 los valores anteriores obtenemos el esfuerzo en los pernos.

$$\tau = \frac{2T}{D_{cp}N\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = \frac{2 * 0,0435}{0,150 * 6 * \left(\frac{\pi * 0,00635^2}{4}\right)} = 3052 Pa$$

El material a utilizar para los pernos es el AISI 304, el cual tiene un esfuerzo de cedencia $S_y = 193 Mpa$, este esfuerzo es mucho mayor que el presente en los pernos lo cual garantiza su integridad estructural.

5. DISEÑO DE LA MINI CALDERA PIROTUBULAR

5.1 DISEÑO TÉRMICO

Para el diseño térmico de la mini caldera se tiene en cuenta, el flujo másico de vapor requerido por la turbina y a partir de este se determina el área de transferencia de calor y el combustible necesario.

Por medio de un análisis termodinámico según los requerimientos de vapor de la turbina tesla, se puede hallar:

- Masa de aire y masa de combustible para una combustión completa
- La temperatura de llama adiabática

5.1.1 Datos de entrada. Hay tres tipos de datos de entrada disponibles para el diseño térmico de la mini caldera, operacionales, geométricos y ambientales.

5.1.1.1 Datos operacionales. Son los parámetros operativos en los que trabajará la mini caldera, entre ellos tenemos: masa de vapor requerida, presión de trabajo y poder calorífico inferior del combustible, con esto determinamos el área de transferencia de calor de la mini caldera.

En el cuadro 6 se definen los valores para cada uno de estos parámetros operacionales:

Cuadro 6. Datos operacionales de la mini caldera

variable	símbolo	medida	Unidad
Masa de vapor	\dot{m}_{H_2O}	0,0024	kg/s
Presión de trabajo	$P_{caldera}$	500	Kpa
Poder calorífico inferior	LHV	49144	[KJ/Kg]
Calor por unidad de área	Q_{ua}	38021,65	[KJ/m ² *h]

Fuente: elaboración propia

5.1.1.2 Datos geométricos. Estos datos están determinados por el tamaño de los tubos comerciales con lo que se cuente en el mercado de Bucaramanga, por lo tanto, definimos el diámetro de los tubos que forman el haz de tubos, la cantidad de

tubos a utilizar y el diámetro del tubo de Morrison. Y con esto determinamos la longitud de los tubos.

En el cuadro 7 se especifican estos datos:

Cuadro 7. Datos geométricos

variable	Símbolo	medida	unidad
Diámetro tubos	D_{tubos}	3/4	pulgadas
Diámetro tubo de Morrison	$D_{tubomorrison}$	4	pulgadas
Diámetro del cilindro	D	0,3	metros
Numero de tubos	N	25	-----

Fuente: Elaboración propia

5.1.1.3 Datos ambientales. Son los datos de presión atmosférica y temperatura ambiente del agua, para la ciudad de Bucaramanga.

En el cuadro 8 se muestran estos datos:

Cuadro 8. Datos ambientales

variable	símbolo	medida	Unidad
Presión atmosférica	P_{atm}	90,65	[Kpa]
Temperatura ambiente	T_{amb}	27	[°c]

Fuente: elaboración propia

5.1.2 Calor total requerido. El calor total es el calor suministrado por la combustión, y es determinada al sumar el calor útil, el cual es el requerido para la producción de vapor y el calor perdido, tanto el que se pierde por convección natural entre las paredes de la caldera y el ambiente, como el que se pierde por los gases de combustión.

la ecuación 35 nos permite calcular el calor total:

$$Q_T = Q_{\text{útil}} + Q_{\text{perdida}} \quad (35)$$

5.1.3 Calor útil. El calor útil es determinado con el calor sensible y latente, el calor sensible es el requerido para elevar la temperatura del agua desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de saturación a la presión de trabajo, el calor latente es el calor de vaporización a esta misma presión.

La ecuación 36 nos permite calcular el calor útil.

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{sensible}} + Q_{\text{latente}} \quad (36)$$

El calor sensible se calcula a partir de la ecuación 37:

$$Q_{\text{sensible}} = \dot{m}_{H_2O} * (hf_{T_{\text{sat}}} - hf_{T_{\text{amb}}}) \quad (37)$$

El calor latente se calcula a partir de la ecuación 38:

$$Q_{\text{latente}} = \dot{m}_{H_2O} * (hg_{T_{\text{sat}}} - hf_{T_{\text{sat}}}) \quad (38)$$

Usando el software EES calculamos las propiedades termodinámicas del agua, por medio de las siguientes ecuaciones:

$$T_{\text{sat}} = T_{\text{sat}}(\text{Water}; P = P_{\text{caldera}}) \quad (39)$$

$$hf_{T_{\text{sat}}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; X = 0, P = P_{\text{caldera}}) \quad (40)$$

$$hg_{T_{\text{sat}}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; X = 1, P = P_{\text{caldera}}) \quad (41)$$

$$hf_{T_{\text{amb}}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; X = 0, T = T_{\text{amb}}) \quad (42)$$

resolviendo estas propiedades obtenemos los siguientes valores:

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$hf_{T_{\text{amb}}} = 104,8 \text{ [kJ/kg]} \quad hf_{T_{\text{sat}}} = 640,4 \text{ [kJ/kg]} \quad hg_{T_{\text{sat}}} = 2749 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{\text{sat}} = 151,9 \text{ [°C]}$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones 37 y 38, obtenemos los valores del calor sensible y latente:

$$Q_{\text{sensible}} = 0,0024 * (640,4 - 104,8) = 1,286 \text{ [KW]}$$

$$Q_{\text{latente}} = 0,00224 * (2749 - 640,4) = 5,06 \text{ [KW]}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación 36, obtenemos el calor útil:

$$Q_{\text{útil}} = 1,286 + 5,06 = 6,345 \text{ [KW]}$$

5.1.4 Cálculo del área de transferencia de calor. Basándonos en las recomendaciones hechas por IGUARÁN y MARTINÉZ¹⁴ los cuales tuvieron en cuenta la investigación “sistema de generación de vapor para el baño turco localizado en la sede recreacional de Catay”, se considera un calor por unidad de área Q_{UA} de 38021,65 [$KJ/h * m^2$] para determinar el área de transferencia de calor, el cual es un valor típico de mini calderas.

El área de transferencia de calor se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{Q_{util}}{Q_{UA}} \quad (43)$$

Donde:

- $Q_{util} = 6,345 [KW] = 6,345 [KJ/s]$
- $Q_{UA} = 38021,65 [KJ/h * m^2] = 10,56 [KJ/s * m^2]$

Reemplazando en la ecuación 43, tenemos que:

$$A = \frac{6,345}{10,56} = 0,6008 [m^2]$$

5.1.5 Cálculo de la longitud de los tubos. Para determinar la longitud de los tubos se deben tener en cuenta tanto los tubos pequeños, como el tubo de Morrison(hogar), se sabe que ambos tienen la misma longitud, entonces por medio de la ecuación 44 podemos determinar esta longitud.

$$L = \frac{A}{\pi D_{tubos} N + \pi D_{tubomorrison}} \quad (44)$$

Donde:

- $A = 0,6006 [m^2]$
- $D_{tubos} = 3/4 [in] = 0,01905 [m]$
- $D_{tubomorrison} = 4 [in] = 0,1016 [m]$

¹⁴ IGUARÁN DUARTE, Omar Arturo y MARTÍNEZ BARRIOS, Diana Milena. Diseño y construcción de una mini caldera pirotubular para el laboratorio de transferencia de calor. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Ingeniería mecánica. 2008.

- $N = 25$ tubos

Reemplazando en la ecuación 44 tenemos que:

$$L = \frac{0,6006}{\pi \times 0,01905 \times 25 + \pi \times 0,1016} = 0,3309 [m]$$

5.1.6 Pérdidas en la caldera. Las pérdidas en la caldera se calculan por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{perdida} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (45)$$

Donde:

- Q_{conv} son las pérdidas de calor por convección [W]
- Q_{rad} son las pérdidas de calor por radiación [W]

5.1.6.1 Pérdidas por convección. Las pérdidas por convección se calculan por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (46)$$

Donde:

- h es el coeficiente de convección [W/m^2K]
- A es el área [m^2]
- T_s es la temperatura superficial [K]
- T_∞ es la temperatura ambiente [K]

Cálculo de la temperatura de película

La temperatura de película, se define por medio de la siguiente ecuación:

$$T_f = \frac{T_{s1} + T_\infty}{2} \quad (47)$$

Cálculo del coeficiente de expansión

el coeficiente de expansión se calcula por medio de la ecuación 48:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (48)$$

Cálculo del número de Rayleigh

El número de Rayleigh se determina con la siguiente ecuación:

$$R_a = \frac{g \times \beta \times (T_{s1} - T_{\infty}) \times D^3}{\nu \times \alpha} \quad (\text{ecuación 49})$$

Donde:

- g es la gravedad $[m/s^2]$
- T_{s1} es la temperatura superficial $[K]$
- β es el coeficiente de expansión $[K^{-1}]$
- ν es la viscosidad cinemática $[m^2/s]$
- α es la difusividad térmica $[m^2/s]$
- D es el diámetro del cilindro $[m]$

Número de Nusselt para un cilindro horizontal

El número de Nusselt para un cilindro horizontal se calcula usando la ecuación 50:

$$N_{UD} = \left[0,6 + \frac{0,387 * R_a^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (50)$$

Donde:

- Pr es el número de Prandtl

Cálculo del coeficiente de convección

El coeficiente de convección se determina por medio de la ecuación 51:

$$h = \frac{N_{UD} \times k}{D} \quad (51)$$

Donde:

- k es la conductividad térmica $[W/m K]$

Número de Nusselt para una placa vertical

El número de Nusselt para una placa vertical se calcula usando la ecuación 52:

$$N_{UD} = \left[0,825 + \frac{0,387 * R_a^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{P_r} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (52)$$

5.1.6.2 Pérdidas por radiación. Las pérdidas por radiación se determinan por medio de la ecuación 53:

$$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (53)$$

Donde:

- ε es el coeficiente de emisividad
- A es el área [m^2]
- σ es la constante de Stefan Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
- T_{alred} es la temperatura de alrededor, considerada igual a T_∞

5.1.6.3 Cálculo de las perdidas en la caldera. En el anexo D se muestran los cálculos realizados para las perdidas en la caldera, se obtuvo un $Q_{perdida} = 0,06985 \text{ [KW]}$, por lo tanto, el calor total reemplazando en la ecuación 35 será:

$$Q_T = 6,345 + 0,06985 = 6,415 \text{ [KW]}$$

5.1.7 Combustible requerido por la caldera. El combustible utilizado por la mini caldera será gas natural, del cual se conoce su poder calorífico inferior. La masa de combustible requerido es la relación entre él Q_{total} y el poder calorífico inferior LHV , y se representa por medio de la ecuación 54:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{total}}{LHV} \quad (54)$$

Reemplazando los valores obtenidos previamente en la ecuación 54, obtenemos el flujo masico de combustible:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{total}}{LHV} = \frac{6,415}{49144} = 0,0001305 \text{ [kg/s]}$$

5.1.8 Eficiencia de la mini caldera. La eficiencia de la caldera está definida por la relación del calor absorbido por el agua contenida dentro de la caldera al convertirse en vapor, y el calor total suministrado por el combustible. En otras palabras, la eficiencia es una medida del aprovechamiento del combustible de una caldera cuando se produce una cierta cantidad de vapor.

La eficiencia de una caldera se puede calcular por medio de la ecuación 55:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{H_2O} \times \Delta H_{vap}}{\dot{m}_{comb} \times PCS} \quad (55)$$

Donde:

- \dot{m}_{H_2O} es el flujo masico de agua en $[kg/h]$
- h_g es la Entalpía específica del vapor saturado $[kJ/kg]$
- h_f es la Entalpía Específica del agua saturada $[kJ/kg]$
- \dot{m}_{comb} es la masa de combustible quemada por hora en $[kg/h]$
- PCS es el poder calorífico superior en $[kJ/kg]$

5.1.9 Cálculo del poder calorífico superior. El poder calorífico se determina por medio de la ecuación 56:

$$PCS = PCI + \frac{MASA_{H_2O} \Delta H_{vap}}{M_{gasnatural}} \quad (56)$$

Donde:

- $PCI = 49144 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$
- $M_{gasnatural} = 17,96 [kg/Kmol]$

La masa de agua se determina con los moles del agua y la masa molar del agua, por medio de la ecuación 57:

$$MASA_{H_2O} = n_{H_2O} * M_{H_2O} \quad (57)$$

Donde:

- $n_{H_2O} = 2,085 [mol]$
- $M_{H_2O} = 18,02 [kg/kmol]$

Reemplazando en la ecuación 57, obtenemos que:

$$MASA_{H_2O} = 2,085 * 18,02 = 37,56 [kg]$$

La entalpia de vaporización del vapor ΔH_{vap} , se determina el software EES y la ecuación 58:

$$\Delta H_{vap} = Enthalpy_{vaporization}(Water, \quad T = T_{amb}) \quad (58)$$

Resolviendo en el EES obteneos que:

$$\Delta H_{vap} = 2442 [kJ/kg]$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 56:

$$PCS = 49144 + \frac{37,56 * 2442}{17,96} = 52450 [kJ/kg]$$

La entalpia ΔH_{vap2} se determina usando el software EES y la ecuación 59:

$$\Delta H_{vap2} = Enthalpy_{vaporization}(Water, \quad P = P_{caldera}) \quad (59)$$

Resolviendo la ecuación 59 obtenemos que:

$$\Delta H_{vap2} = 2108 [kJ/kg]$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 55, obtenemos que:

$$\eta = \frac{0,0024 \times 2108}{0,0001305 \times 52450} = 71,45 \%$$

5.1.10 Estequiometria de la combustión. Para las condiciones normales del gas natural, asumiremos un 20% de exceso de aire, la relación aire combustible se determina usando la ecuación 60:

$$AC = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{comb}} \quad (60)$$

La ecuación 60 representa la relación aire combustible en flujos masicos, otra forma de determinar la relación aire combustible es usando la composición molar de la reacción de combustión del gas natural, por lo tanto, debemos conocer la composición del gas natural para poder determinar la relación aire combustible.

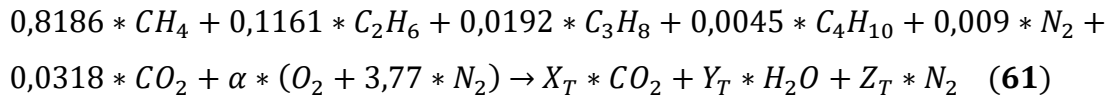
En el cuadro 9 se muestra la composición del gas natural, el cual usaremos para realizar el balance estequiométrico de la combustión y posteriormente el balance con exceso.

Cuadro 9. Composición del combustible

Composición del gas natural	
Compuesto	Composición molar [%]
CH_4	81,86
C_2H_6	11,61
C_3H_8	1,92
C_4H_{10}	0,45
N_2	0,9
CO_2	3,18

Fuente: Vanti S.A. ESP. [En línea]. Bucaramanga. (Recuperado en 20 de agosto 2020.). Disponible en <https://www.grupovanti.com/conocenos/el-gas-natural/ques/>

Tomaremos el aire con una relación de 21/79 de O_2 y N_2 respectivamente, el balance estequiométrico se muestra en la ecuación 61:



Para el balance con aire teórico tenemos que:

- *Carbono*

$$0,8186 + 2 * 0,1161 + 3 * 0,0192 + 4 * 0,0045 + 0,0318 = X_T \quad (62)$$

$$X_T = 1,158$$

- *Hidrogeno*

$$4 * 0,8186 + 6 * 0,1161 + 8 * 0,0192 + 10 * 0,0045 = 2 * Y_t \quad (63)$$

$$Y_T = 2,085$$

- *Oxigeno*

$$2 * \alpha + 2 * 0,0318 = 2 * X_T + Y_T \quad (64)$$

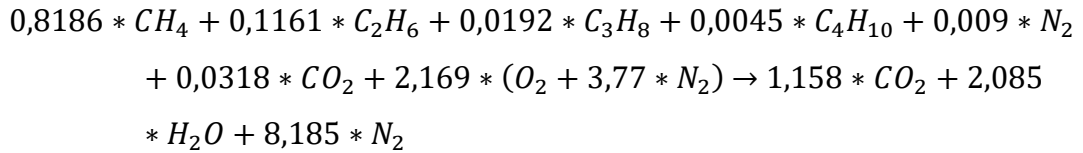
$$\alpha = 1,158 + \frac{2,085}{2} = 2,169$$

- *Nitrógeno*

$$0,009 + \alpha * 3,77 = Z_T \quad (65)$$

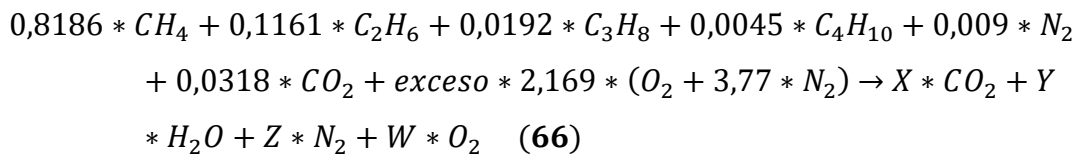
$$Z_T = 0,009 + 2,169 * 3,77 = 8,185$$

Reemplazando los valores obtenidos de la ecuación 62 a la 65, en la ecuación 61, obtenemos la ecuación estequiométrica balanceada para el aire teórico.



Después de realizado el balance teórico, procedemos a realizar el balance para un exceso de aire del 20%.

La ecuación del balance con exceso de aire se puede observar en la ecuación 66.



Para el balance con exceso de aire tenemos que:

- *Carbono*

$$0,8186 + 2 * 0,1161 + 3 * 0,0192 + 4 * 0,0045 + 0,0318 = X \quad (67) \\ X = 1,158$$

- *Hidrogeno*

$$4 * 0,8186 + 6 * 0,1161 + 8 * 0,0192 + 10 * 0,0045 = 2 * Y \quad (68) \\ Y = 2,085$$

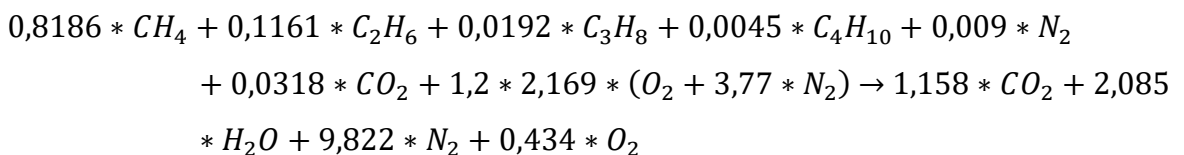
- *Oxigeno*

$$0,0318 + 1,2 * 2,169 = X + Y/2 + W \quad (69) \\ X = 0,0318 + 1,2 * 2,169 - 1,158 - 2,085/2 = 0,434$$

- *Nitrógeno*

$$0,009 + 1,2 * 2,169 * 3,77 = Z \quad (70) \\ Z = 9,822$$

Reemplazando los valores obtenidos de la ecuación 67 a la 70, en la ecuación 66, obtenemos la ecuación estequiométrica balanceada para el exceso de aire.



Una vez conocida la composición molar de la combustión podemos calcular la relación aire combustible en base molar, usando la ecuación 71.

$$AC = \frac{(N * M)_{aire}}{(N * M)_C + (N * M)_{H_2} + (N * M)_{N_2} + (N * M)_{O_2}} \quad (71)$$

Donde:

- $N_{aire} = 1,2 * 2,169 = 2,603 \text{ [mol]}$
- $M_{aire} = 32 + 3,77 * 28 = 137,6 \text{ [g/mol]}$
- $N_C = 0,8186 + 2 * 0,1161 + 3 * 0,0192 + 4 * 0,0045 = 1,126 \text{ [mol]}$
- $M_C = 12 \text{ [g/mol]}$
- $N_{H_2} = 2 * 0,8186 + 3 * 0,1161 + 4 * 0,0192 + 5 * 0,0045 = 2,085 \text{ [g/mol]}$
- $M_{H_2} = 2 \text{ [g/mol]}$
- $N_{N_2} = 0,009 \text{ [mol]}$
- $M_{N_2} = 28 \text{ [g/mol]}$
- $N_{O_2} = 0,0318 \text{ [mol]}$
- $M_{O_2} = 32 \text{ [g/mol]}$

Reemplazando en la ecuación 71 tenemos que:

$$AC = \frac{(2,603 * 137,6)_{aire}}{(1,126 * 12)_C + (2,085 * 2)_{H_2} + (0,009 * 28)_{N_2} + (0,0318 * 32)_{O_2}} = 18,89$$

Reemplazando la relación de combustible en la ecuación 60, podemos determinar el flujo masico de aire requerido.

$$\dot{m}_{aire} = AC * \dot{m}_{comb} = 18,89 * 0,0001305 = 0,002466 \text{ [kg/s]}$$

El flujo masico de los gases será la suma del flujo masico de aire y combustible, y se representa por la ecuación 72.

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} \quad (72)$$

$$\dot{m}_{gases} = 0,0001305 + 0,002476 = 0,002596 \text{ [kg/s]}$$

5.2 DISEÑO MECÁNICO

En el diseño de una caldera pequeña, el tamaño de los componentes mecánicos involucrados en su funcionamiento juega un papel muy importante, ya que se deben garantizar las condiciones de diseño térmico y se deben considerar los requisitos operativos requeridos.

Los cálculos de diseño mecánico se realizan de acuerdo con las Secciones I, IV y VIII del Código ASME. El primero se refiere a la potencia de la caldera, el segundo se refiere a la caldera de calefacción y el tercero se refiere al recipiente a presión.

5.2.1 Cálculo del espesor del cuerpo de la caldera. El material escogido para la carcasa, es el acero inoxidable AISI 304, el cual presenta las siguientes propiedades:

Cuadro 10. Propiedades para AISI 304

Esfuerzo de cedencia	S_y	34989 [psi]
Esfuerzo ultimo	S_u	58000 [psi]
Esfuerzo de diseño	σ_f	12700 [psi]
Coefficiente normativo de seguridad	n	2,16

Fuente: MATERIAL PROPERTY DATA. Matweb. [En línea].
(Recuperado en 15 de octubre 2020.) Disponible en
<http://www.matweb.com/search/QuickText.aspx?SearchText=aisi>

$$S = \frac{\sigma_f}{n} \quad (73)$$

Reemplazando los valores del cuadro 10, en la ecuación 73 tenemos que:

$$S = \frac{12700}{2,16} = 5880 \text{ [psi]}$$

El espesor de la carcasa se determina por medio de la ecuación 74:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0,6 * P} \quad (74)$$

Donde:

- $R = 15 [cm] \approx 5,906[in]$
- $E = 0,85$
- P es la presión de diseño

La presión de diseño se determina por medio de la ecuación 75:

$$P = P_o + 30 \quad (75)$$

Donde:

- $P_o = 500 [kpa] \approx 72,52 [psi]$

Reemplazando en la ecuación 75 tenemos que:

$$P = 72,52 + 30 = 102,52 [psi]$$

Ahora, reemplazando P, E, S y R en la ecuación 74 obtenemos el espesor:

$$t = \frac{102,52 * 5,906}{5880 * 0,85 - 0,6 * 102,52} = 0,1227 [in]$$

Este valor para el espesor se aproxima a la fracción comercial más cercana, que en este caso sería $t = 1/8 [in] \approx 3,175 [mm]$.

5.2.2 Cálculo del espesor del hogar. El material del tubo de Morrison, es el mismo que el seleccionado para la carcasa, por tanto, el cuadro 10 nos sirve para calcular el espesor del tubo.

El espesor del tubo se calcula por medio de la ecuación 76:

$$t = \frac{P * R_h}{S * E - 0,6 * P} \quad (76)$$

Donde:

- $R_h = 2 [in]$

Reemplazando en la ecuación 89, tenemos que:

$$t = \frac{102,52 * 2}{5880 * 0,85 - 0,6 * 102,52} = 1,055 [in]$$

Este valor para el espesor se aproxima a la fracción comercial más cercana, que en este caso sería $t = 1/16 [in] \approx 1,5875 [mm]$.

Las limitaciones dicen que el espesor mínimo debe ser de $3/32$ in o $2,38$ mm, por tanto, el espesor del tubo será de $t = 3/32 [in]$.

5.2.3 Cálculo de los pernos. Para determinar la fuerza que ejerce la tapa de la mini caldera, debemos conocer su área y esta se determina por medio de la ecuación 77:

$$A_{tapa} = \frac{\pi}{4}(d^2) \quad (77)$$

Donde:

- $d = 30$ [cm] es el diámetro en donde se van a poner los pernos.

Reemplazando obtenemos que el área es:

$$A_{tapa} = \frac{\pi}{4}(30^2) = 706,9 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Sabemos por Pascal que la fuerza es igual a la presión por el área, la ecuación 78 nos permite determinar esta fuerza.

$$F = P * A_{tapa} \quad (78)$$

Donde:

- $P = 500$ [kpa] $\approx 5,09858$ [kg/cm²]

Reemplazando en la ecuación 78, obtenemos que:

$$F = 5,09858 * 706,9 = 3604 \text{ [kg]}$$

El diámetro del perno se determina por medio de la ecuación 79:

$$d_{perno} = \sqrt{5 * e} - 0,2 \quad (79)$$

Donde:

- $e = 1/8$ in $\approx 0,3175$ [cm]

Reemplazando en la ecuación 79, obtenemos el diámetro del perno:

$$d_{perno} = \sqrt{5 * 0,3175} - 0,2 = 1,06 \text{ [cm]}$$

El área resistente del perno se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$A_{res} = \frac{\pi}{4}(d_p^2) \quad (80)$$

Resolviendo obtenemos que el área resistente es:

$$A_{res} = \frac{\pi}{4}(1,06^2) = 0,8824 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Para calcular el número de pernos, se elige un perno de grado 4.6 de acero que tiene las siguientes propiedades:

Cuadro 11. Propiedades del acero normal de grado 4.6

σ_y	1000	[kg/cm ²]
k	0,65	–
n	2,16	–

Fuente: MATERIAL PROPERTY DATA. Matweb. [En línea]. (Recuperado en 15 de octubre 2020.) Disponible en <http://www.matweb.com/search/QuickText.aspx?SearchText=ASME>

la carga máxima a la rotura se determina por medio de la ecuación 81:

$$F_{max} = k * n * \sigma_y * A_{res} \quad (81)$$

Reemplazando los valores del cuadro 11 y A_{res} en la ecuación 81, obtenemos que:

$$F_{max} = 0,65 * 2,16 * 1000 * 0,8824 = 1239 \text{ [kg]}$$

El número de pernos necesarios para soportar la carga se calcula por medio de la ecuación 82:

$$N_p = \frac{F * n}{F_{max}} \quad (82)$$

Reemplazando obtenemos que:

$$N_p = \frac{3604 * 2,16}{1239} = 6,283 \approx 6 \text{ pernos}$$

5.2.4 Cálculo del espesor del aislante. El espesor del aislante se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$e = \frac{D}{2} EXP_{0,4}^{\frac{\lambda}{D} \ln\left(\frac{2 * e_{ref}}{D} + 1\right)} - 1 \quad (83)$$

Donde:

- $D = 30 \text{ [cm]} \approx 300 \text{ [mm]}$
- $\lambda = 0,035 \text{ [W/mk]}$ Coeficiente de conductibilidad térmica (ver anexo E)
- $e_{ref} = 30 \text{ [mm]}$ espesor mínimo de aislamiento (ver anexo F)

Reemplazando en la ecuación 83, obtenemos que:

$$e = \frac{300}{2} EXP_{0,4}^{0,035 \ln\left(\frac{2 * 30}{300} + 1\right)} - 1 = 2,412 \text{ [mm]}$$

5.2.5 Cálculo de la soldadura. Para aplicar la soldadura se usa E7018 por ser más resistente y tener mejores acabados superficiales.

Sus propiedades se muestran el Anexo G:

- $G_e = 70000$ [psi] límite de tracción
- $n = 2,16$

5.2.5.1 Limite de trabajo de soldadura. Se determina por medio de la ecuación 84:

$$G_t = \frac{G_e}{n} \quad (84)$$

Reemplazando las propiedades de la soldadura en la ecuación 84, tenemos que:

$$G_t = \frac{70000}{2,16} = 32407 \text{ [psi]}$$

5.2.5.2 Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón. Se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{P_{min}}{P_{max}} \right)} \quad (85)$$

- $P_{min} = 380$ [kpa] ≈ 55.1143 [psi]

Reemplazando obtenemos que:

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{55,1143}{72,52} \right)} = 0,9328$$

5.2.5.3 Limite elástico originado por el cordón. Se determina por medio de la ecuación 86.

$$\dot{T} = \frac{E * G_t}{\gamma} \quad (86)$$

Donde:

- $E = 0,85$

Reemplazando obtenemos que:

$$\dot{T} = \frac{0,85 * 32407}{0,9328} = 29530 \text{ [psi]}$$

5.2.5.4 Sección de soldadura. Se determina por medio de la ecuación 87.

$$A_{sol} = b * h \quad (87)$$

Donde:

- $b = 48,54$ [cm] es el largo de la carcaza
- $h = 0,5$ [cm] es la altura de la soldadura

reemplazando en la ecuación 87, obtenemos que:

$$A_{sol} = 48,54 * 0,5 = 24,27 \text{ [cm}^2\text{]}$$

5.2.6 Selección del tipo de quemador. La selección del quemador se hizo teniendo en cuenta los cálculos mostrados en el Anexo H, y después de realizados los cálculos se seleccionó el quemador P250AF de Wayne (Anexo I).

5.2.7 Selección del tipo de bomba para alimentación del agua. La bomba a utilizar para el abastecimiento del agua es la bomba Pedrollo PQ 60 de 0,5 Hp, cuya ficha técnica se muestra en el Anexo J.

5.2.8 Construcción del haz de tubos de fuego. Los tubos a soldar tienen un diámetro de $\frac{3}{4}$ " y 1,44 mm de espesor, como se muestra en el plano 2-04-00 del Anexo Q, la soldadura para unir los tubos a la placa se hará utilizando electrodo E7018.

Luego de soldar los tubos a la placa acoplamos estos al cilindro y se suelda el conjunto usando electrodo E7018.

5.2.9 Instalación de acoples. Para insertar los instrumentos de medición y control, se sueldan acoples en la carcasa del cilindro mediante electrodo E7018.

5.2.10 Selección del control de nivel de agua. El nivel del agua se va a monitorear usando el control MCDonell&Miller 150s, el cual consta de un flotador y un Microswitch para alto y bajo nivel, el anexo K muestra las especificaciones de este control.

5.2.11 Selección de manómetro. Se selecciona un manómetro que trabaje en la escala de 0-200 psi, para ello revisando el catálogo Winters seleccionamos el manómetro TBM, cuyas especificaciones se muestran el Anexo L.

5.2.12 Selección del presostato. El presostato trabaja en dos rangos de control, los cuales son la presión mínima y máxima de trabajo, por ello se selecciona un presostato que trabaje en el rango de 0-100 psi, por lo que se selecciona el presostato PC6E de Cowplandt, cuyas especificaciones se muestran en el Anexo M.

5.2.13 Selección de la válvula de seguridad. Se necesita una válvula que limite la presión a 100 psi, por lo que se selecciona la válvula de seguridad Conbraco Apollo serie 19L, cuyas especificaciones se muestran en el Anexo N.

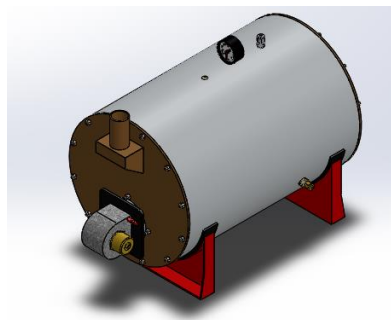
5.2.14 selección del medidor de temperatura. Para medir la temperatura se selecciona el termómetro analógico TG53 de WIKA, cuyas especificaciones se muestran en el anexo O.

5.2.15 Selección de la válvula de Check. Se selecciona la válvula Check CRANE clase 150, cuyas especificaciones se muestran en el Anexo P.

5.3 DIMENSIONAMIENTO FINAL DE LA CALDERA

En el anexo Q se muestran los planos de la mini-caldera.

Figura 22. Ensamble de la caldera



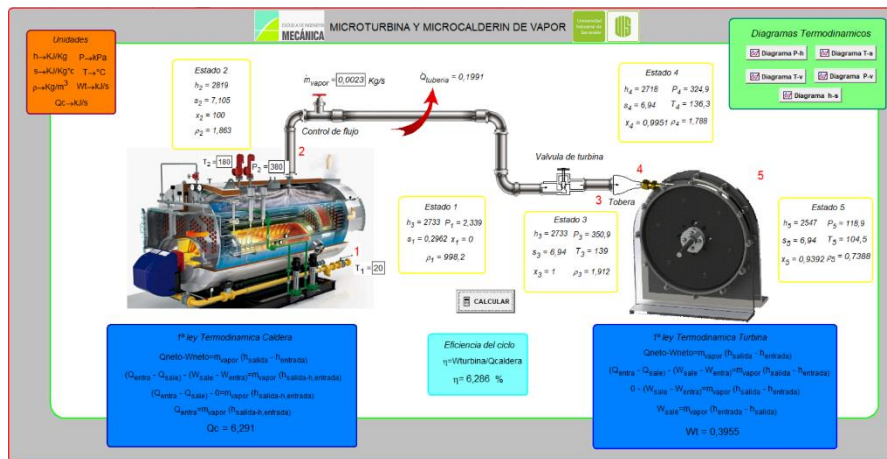
Fuente: Elaboración propia

6. INTERFAZ DE USUARIO EN EES

A continuación, se presenta el procedimiento para usar correctamente la interfaz de usuario para el banco de laboratorio de la turbina tesla, el cual fue diseñado en el software EES.

6.1 INTERFAZ DE USUARIO CALDERA-TURBINA

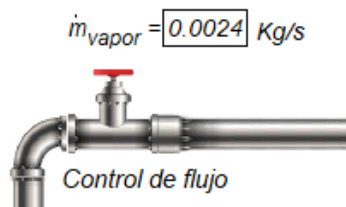
Figura 23. Interfaz turbina-caldera



Fuente: Elaboración propia

El primer paso para usar la interfaz es ingresar el valor del flujo masico de la caldera, en la parte que se muestra en la figura 24.

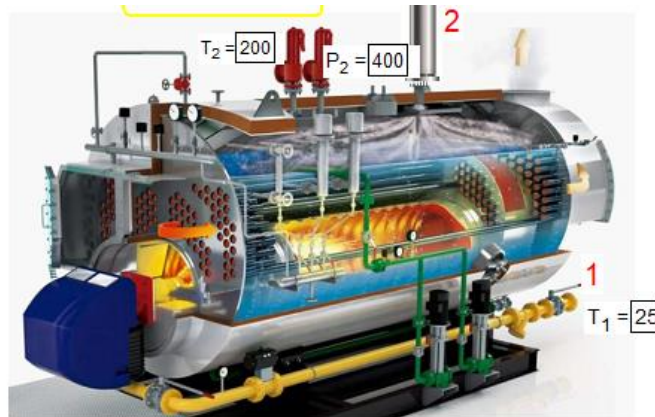
Figura 24. Recuadro para insertar el flujo másico



Fuente: Elaboración propia

Luego se introducen los valores de presión y temperatura a la salida de la caldera y la temperatura del agua de alimentación en la sección de la interfaz que se muestra en la figura 25.

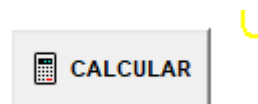
Figura 25. Recuadros para insertar Presión y Temperatura de la caldera



Fuente: Elaboración propia

Después de introducidos los datos, se procede a dar click en el botón calcular (figura 26) para solucionar el sistema.

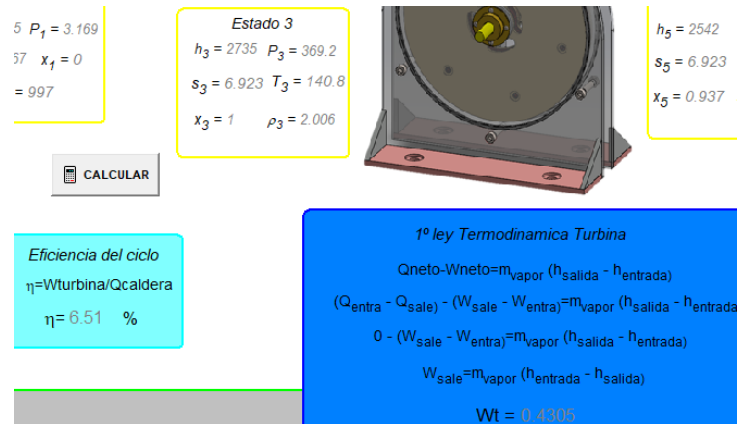
Figura 26. Botón calcular



Fuente: Elaboración propia

Una vez solucionado el sistema, la interfaz proporciona las propiedades termodinámicas en cada estado, la eficiencia del ciclo y el balance de energía para la caldera y turbina, como se muestra en la figura 27.

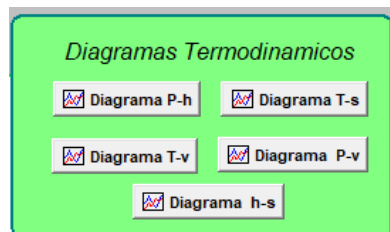
Figura 27. Resultados de la interfaz



Fuente: Elaboración Propia

La interfaz también nos suministra una serie de diagramas termodinámicos que se muestran en la figura 28, y podemos acceder a ellos haciendo Click sobre estos.

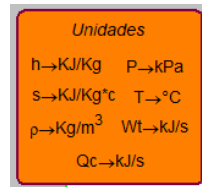
Figura 28. Diagramas de la interfaz



Fuente: Elaboración propia

Cabe recordar que las unidades de trabajo de la interfaz se muestran en la parte superior izquierda, como se ve en la figura 29.

Figura 29. Unidades de la interfaz

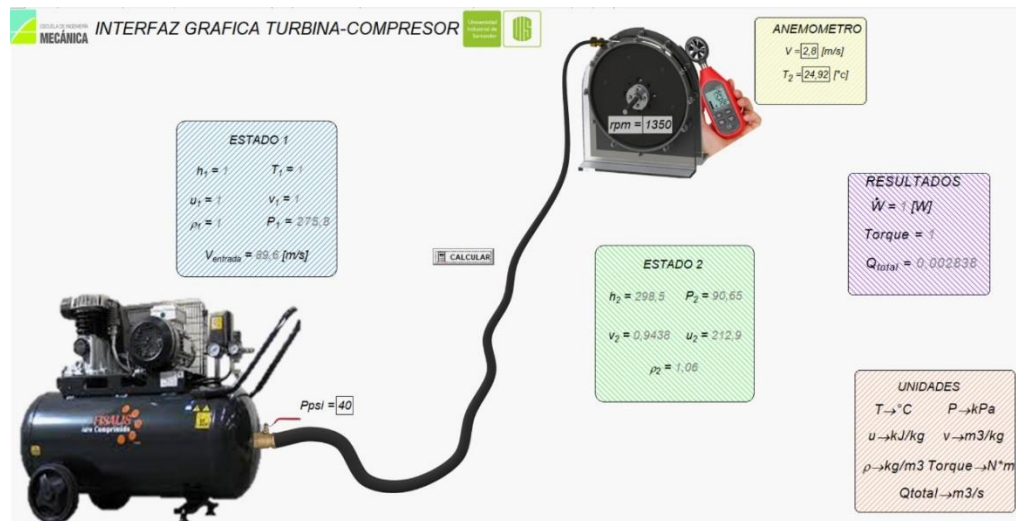


Fuente: Elaboración propia

En el Anexo R se muestra una imagen completa de la interfaz y el código usado para el desarrollo de dicho software.

6.2 INTERFAZ DE USUARIO COMPRESOR-TURBINA

Figura 30. Interfaz turbina-compresor



Fuente: Elaboración propia

El proceso para usar la interfaz consiste en insertar los datos tomados en el laboratorio, para la velocidad de salida, temperatura, presión del compresor y RPM, en los recuadros respectivos en la interfaz y dar click en el botón calcular.

La interfaz arroja las propiedades de los estados a la entrada y salida de la turbina y a la vez suministra el valor de la potencia disponible, torque y caudal del compresor (figura 31).

Figura 31. Resultados en la interfaz



Fuente: Elaboración propia

En el anexo S se muestra el código usado en EES en la interfaz y una imagen completa de la interfaz.

7. CONSTRUCCIÓN

7.1 DIMENSIONES TEORICAS

Partiendo de los parámetros usados en el capítulo 4 para solucionar el modelo de rice, las dimensiones de la turbina se muestran en el cuadro 12.

Cuadro 12. Dimensiones iniciales de los discos

Nombre	Variable	Dimensión	Unidades
Radio interno del disco	r_i	8,33	<i>mm</i>
Radio externo del disco	r_e	100	<i>mm</i>
Espesor del disco	e	1	<i>mm</i>
Espacio entre discos	δ	0,3	<i>mm</i>
Velocidad de giro	ω	15000	<i>rpm</i>

Fuente: Elaboración propia

Al construir la turbina con estas dimensiones iniciales, se encontró el inconveniente que, al espacio entre discos ser tan pequeño los discos tendían a juntarse unos con otros como se ve en la fotografía 1.

Fotografía 1. Discos con 0,3 mm de separación



Fuente: Elaboración propia

Por ello se toma la decisión en la construcción de mantener las dimensiones de radio y espesor del disco y aumentar el espacio entre discos a 0.9 mm, sabiendo que con esto teóricamente, analizando la ecuación 12 para un mismo fluido de trabajo que en la condición inicial (densidad y viscosidad constantes) la velocidad de giro de la turbina se reducirá significativamente, usando EES y la ecuación 12 se obtiene esta reducción:

$$\mu = 0.0000168 \quad \text{VISCOSIDAD DEL VAPOR DE AGUA}$$

$$\rho = 1.405 \quad \text{densidad del fluido}$$

$$ph = 3.5 \quad \text{Parámetro de Polhausen 2,5 a 3,5}$$

$$\delta = 0.0009 \quad \text{espacio entre discos}$$

$$\text{Viscosidadcinemática} = \frac{\mu}{\rho}$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\delta = 0.0009 \quad [s^{0.5}/rad^{0.5}]$$

$$\omega = 180.8 \quad [rad/s]$$

$$r = 0.1$$

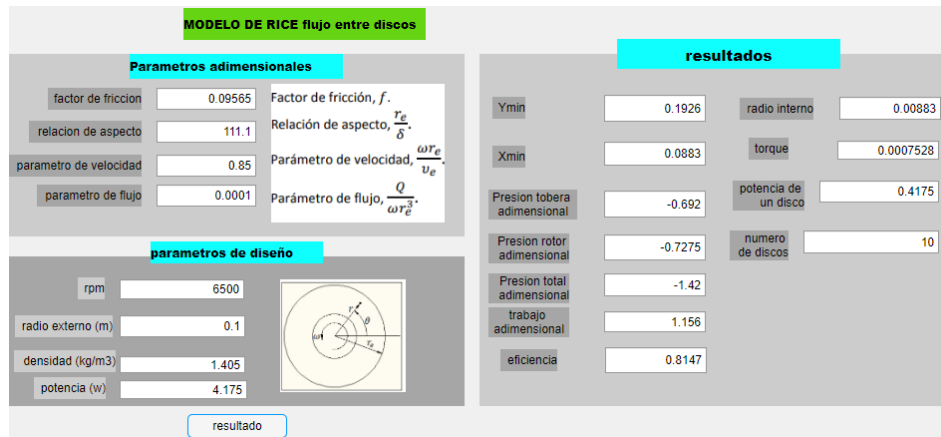
$$rpm = 1727$$

La velocidad de giro teórica con un espacio entre discos de 0.9 mm para el vapor de agua es 1727 rpm, pero revisando en la literatura turbinas construidas para este mismo fluido y espacio entre discos, se encuentra por ejemplo en la tesis de MARADEY¹⁵ que la turbina tesla puede alcanzar hasta 6500 rpm. Por lo que se tomara este valor como el de referencia en el modelo de Rice.

La figura 32 muestra los resultados del modelo de rice para las nuevas dimensiones de la turbina.

¹⁵ MARADEY Y PARDO. Op. Cit., p.170.

Figura 32. Resultados modelo de Rice para las nuevas dimensiones



Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura 32, la potencia de diseño se reduce a 4,175 W para el mismo número de discos (10) usados en el diseño de la turbina inicial. Este valor se verificará posteriormente en las pruebas de la turbina.

7.2 DIMENSIONES INICIALES DE CONSTRUCCIÓN

Las dimensiones iniciales de construcción de la turbina se muestran en el cuadro 13.

Cuadro 13. Dimensiones de construcción de los discos

Nombre	Variable	Dimensión	Unidades
Radio interno del disco	r_i	8,33	mm
Radio externo del disco	r_e	100	mm
Espesor del disco	e	1	mm
Espacio entre discos	δ	0,91 (calibre 20)	mm
Velocidad de giro	ω	6500	rpm

Fuente: Elaboración propia

7.3 CONSTRUCCION DE LOS DISCOS

Para la construcción de los discos internos se usó lamina de acero inoxidable 304 de calibre 20 (0,91 mm) y para los discos externos calibre 12 (2,66 mm).

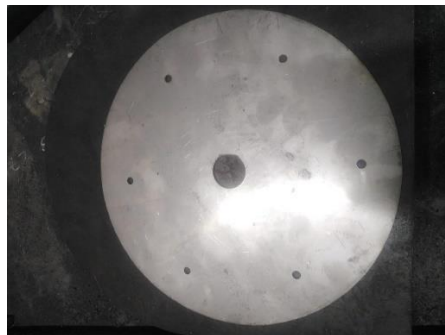
El corte de los discos internos se realizó con tijera de lámina, debido que al ser cortado con plasma los discos tendían a doblarse, por otro lado, los discos externos si fueron cortados con plasma ya que al tener un espesor mayor no se deformaban los discos.

Fotografía 2. Discos internos calibre 20



Fuente: Elaboración propia

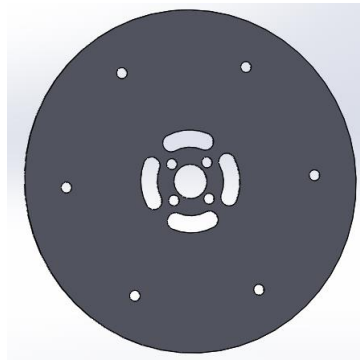
Fotografía 3. Discos externos calibre 12



Fuente: Elaboración propia

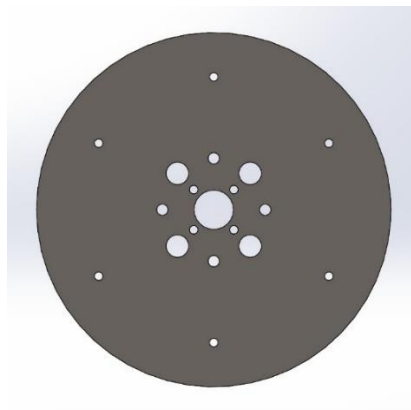
Para unir el conjunto de discos fue necesario hacer 6 huecos de $3/16$ " en cada uno de los discos con taladro de árbol. Inicialmente para la salida del aire se diseñaron 4 huecos como se observan en la figura 33, pero por motivos económicos y dificultad de construcción se optó por un diseño como se muestra en la figura 34, el cual consta de 4 orificios de $1/2$ " y 4 de $1/4$ ".

Figura 33. Diseño inicial para los huecos de salida de aire



Fuente: Elaboración propia

Figura 34. Diseño final de los huecos de salida del aire

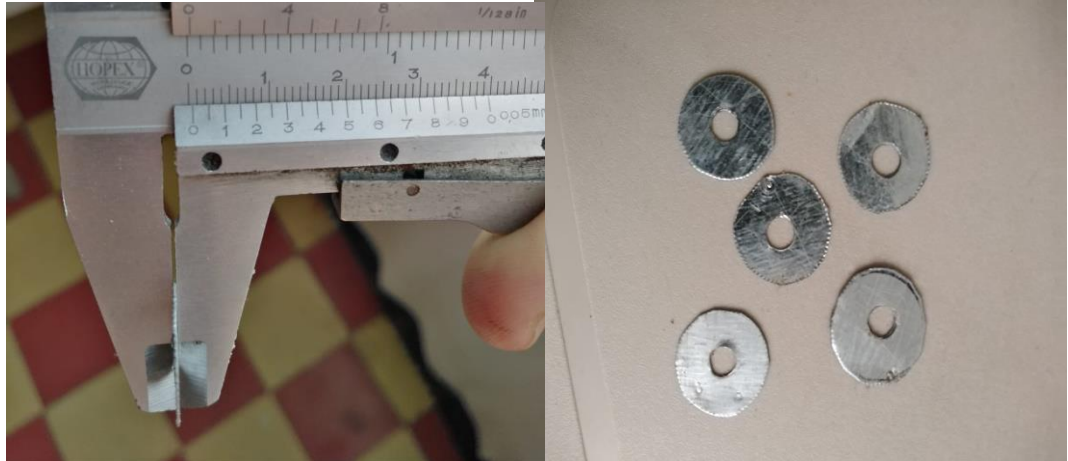


Fuente: Elaboración propia

7.4 CONSTRUCCIÓN DE LOS SEPARADORES

Para la elaboración de los primeros separadores, se usó lámina de acero galvanizado calibre 30 (0,3 mm), sobre la lámina se dibujaron 90 arandelas y posteriormente se cortaron con tijera de lámina.

Fotografía 4. Arandelas de 0,3 mm de espesor



Fuente: Elaboración propia

Para los segundos separadores se usó arandela comercial de 3/16" galvanizada de aproximadamente 0,9 mm de espesor, como se observa en la figura 35.

Figura 35. Arandela comercial de 0,9 mm de espesor



Fuente: ROSMIL Industrial, S.A. Ficha técnica arandelas planas. [En línea]. (recuperado en 6 de julio 2021.) Disponible en <https://rodavigo.net/catalogos/ROSMIL/Tornilleria%20fina%20y%20de%20alta%20resistencia/ROSMIL%2001%20Arandela%20plana.pdf>

7.5 CONSTRUCCIÓN DEL EJE Y BUJE

Para la construcción del eje se usó una barra de acero cold rolled 1045 de $\frac{1}{2}$ " , el cual se torneó con las medidas dispuestas en el plano 1-02-01 del Anexo T.

Inicialmente el eje se iba a anclar al buje con una cuña, pero debido al elevado costo y dificultad de construcción del cuñero en el buje, se optó por cambiar la cuña por un prisionero.

Fotografía 5. Eje con cuña



Fuente: Elaboración propia

Fotografía 6. Eje con prisionero



Fuente: Elaboración propia

Para la construcción del buje se usó una barra de acero cold rolled 1020 de $\frac{7}{8}$ " , el cual fue torneado para un diámetro interno de $\frac{1}{2}$ " siguiendo las medidas dispuestas

en el plano 1-02-02 del Anexo T. Posteriormente fue soldada una arandela de 7/8" para facilitar el agarre del conjunto eje-discos.

Fotografía 7. Conjunto eje-buje



Fuente: Elaboración propia

Fotografía 8. Buje con la arandela soldada



Fuente: Elaboración propia

7.6 CONSTRUCCIÓN DEL RODETE

Para la construcción del rodete se unieron los discos con 6 tornillos 3/16" cabeza de destornillador, con su respectivo separador entre cada disco y su respectiva tuerca de seguridad.

La fotografía 9 muestra el conjunto de discos para un espacio entre discos de 0,3 mm y la fotografía 10 muestra el conjunto de discos para un espacio entre discos de 0,9 mm, como se puede observar la fotografía 9 muestra los discos casi unidos impidiendo que el fluido pase entre ellos y por ende no cumpliría el principio de funcionamiento, es por esto que se decide trabajar la turbina con los discos de la fotografía 10, ya que en esta si se garantiza el flujo de fluido entre todos los discos.

Fotografía 9. Vista de sección de los discos con arandelas de 0,3 mm



Fuente: Elaboración propia

Fotografía 10. Vista de sección de los discos con arandelas de 0,9 mm



Fuente: Elaboración propia

Después de tener todos los discos unidos, se juntan con el conjunto eje-buje, el cual se ancla con 4 tornillo 3/16" cabeza de destornillador, como se puede apreciar en la fotografía 11.

Fotografía 11. Rodete de la turbina

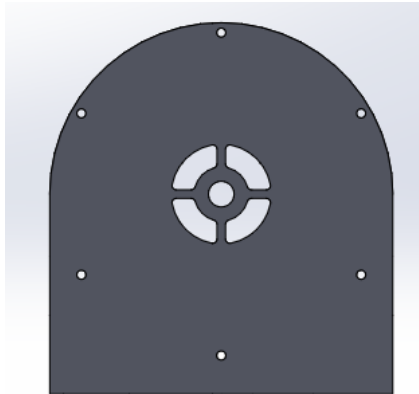


Fuente: Elaboración propia

7.7 CONSTRUCCIÓN DE LAS TAPAS

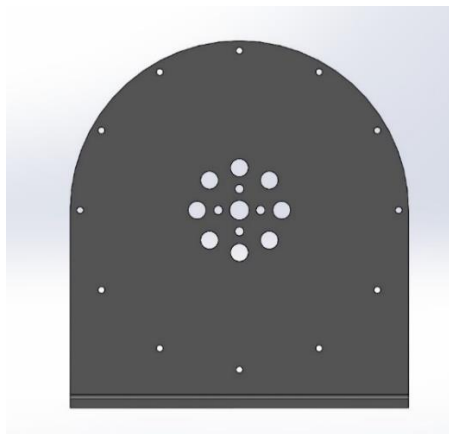
Para la elaboración de las tapas se usó lamina de acero 1045 hot rolled, con las dimensiones dadas en los planos 1-01-04 y 1-01-03 del Anexo T, inicialmente para el diseño de las tapas se consideró un espesor de 5 mm y para la salida del aire fueron diseñadas 4 celosías, pero debido a su difícil construcción como se aprecia en la figura 36, se decidió cambiar su diseño por 8 perforaciones de 1/2" en una matriz circular elaboradas con taladro de árbol como se observa en la figura 37, además para evitar las altas vibraciones se aumentó el espesor de la lámina de 5 mm a 3/8".

Figura 36. Diseño inicial de las tapas



Fuente: Elaboración propia

Figura 37. Diseño final de las tapas



Fuente: Elaboración propia

Para un mejor soporte de la turbina se soldó una platina de $\frac{1}{4}$ " a la base de la tapa con electrodo West arco 6013 de $\frac{1}{8}$ " de alta penetración, y para ensamblar las tapas con los otros elementos de la turbina fue necesario hacer 12 huecos de $\frac{3}{16}$ " para tornillo button.

Fotografía 12. Tapa de la turbina construida



Fuente: Elaboración propia

7.8 CONSTRUCCIÓN TAPA ENVOLVENTE

Para la elaboración de esta tapa se usó una platina de 80 cm x 1 ½" x 1/8", posteriormente se dobló para conformar una circunferencia de diámetro interno 21 cm. Para el ajuste entre tapas inicialmente se diseñó un cuñero circular en las tapas laterales para que la tapa envolvente encajara en este, pero debido al alto costo, se optó por hacer un ajuste tipo brida en el cual se soldaron 24 arandelas de 3/16" galvanizadas con electrodo West arco 6013 de 3/32", las cuales mediante tornillo button de 3/16" unen las tres tapas , además se le adaptó un caucho cortafilos en ambos orillos para que actúe como empaque.

Fotografía 13. Tapa circular



Fuente: Elaboración propia

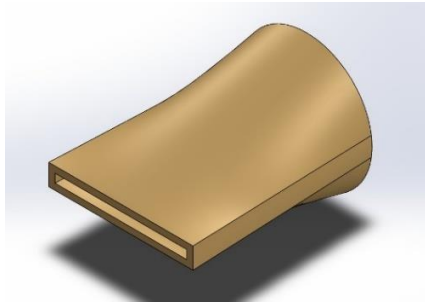
7.9 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas SKF radial de diámetro interno 10 mm y diámetro externo 30 mm con sello de caucho.

7.10 CONSTRUCCION DE LA TOBERA

Inicialmente se proponía construir una tobera con cambio de sección circular a rectangular para suministrar el fluido a la turbina, pero debido a su alta complejidad de construcción y alto costo, como se muestra en la figura 38, se optó por una tobera circular en la cual su diámetro abarcara el ancho del conjunto de discos, para ello se usó un miple de $\frac{1}{4}$ " x 3 cm, con un acople rápido para el suministro del aire del compresor y posteriormente soldada con pegatanque.

Figura 38. Sección inicial de la tobera



Fuente: Elaboración propia

Fotografía 14. Miple



Fuente: Elaboración propia

7.11 ENSAMBLE

Para el ensamble, primero se acoplaron la caja de rodamientos a su respectiva tapa con tornillo button de $\frac{1}{4}$ " x $\frac{3}{4}$ ", después se atornilló la tapa envolvente en una de las tapas laterales, luego el rodete se introduce en la caja de rodamientos para después insertar la otra tapa lateral y atornillar estas con tornillo button de $\frac{3}{16}$ " x 1" y finalmente se acopló la tobera a 60 grados de elevación apuntando horizontalmente a los discos.

En el anexo T se muestran los planos de la turbina tesla.

8. ANÁLISIS DE COSTOS

8.1 COSTOS DE LA TURBINA

Cuadro 14. Costos de la turbina

Nro.	Materiales	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Lamina de 82x43 cm C20 inox 304	1	60.000	60.000
2	Lamina de 43x24 cm C12 inox 304	1	55.000	55.000
3	Eje 1/2" cold rolled-acero 1045	1	2.000	2.000
4	Lamina 3/8" Hot rolled	2	48.000	96.000
5	Platina 80 x 1 1/2 "x 1/8	1	3.000	3.000
6	Platina 24x 1"x 1/4"	2	1000	2.000
7	Buje 7/8" Acero 1020	1	8.000	8.000
8	Arandela 7/8" Acero 1020	2	2.000	4.000
9	Lamina calibre 30-acero galvanizado	1	4.000	4.000
10	Tubo cold rolled (caja rodamiento)	1	3.000	3.000
11	Medio centro-acero cold rolled	2	1.500	3.000
12	Empaque	1.5	2.600	3.900
13	Tornillo Button 3/16"x 1"	24	500	12.000
14	Tornillo Button 1/4" x 3/4"	8	600	4.800
15	Tornillo 3/16"x1 1/2" cabeza de destornillador	10	200	2.000
16	Tuerca de seguridad 3/16"	34	200	6.800
17	Arandela 3/16" galvanizada	90	50	4.500
18	Broca castillo- acero cobalto 3/16"	1	13.800	13.800
19	Rodamiento rígido de bolas	2	4.000	8.000
20	Acople rápido 1/4"	1	10.000	10.000
21	Miple 1/4"	1	2.400	2.400
22	Trabajo de tornería	1	50.000	50.000
23	Corte con plasma-acero C12 inox 304	2	8.000	16.000
24	Soldadura 1/8" West arco 6013	1/2	4.500	4.500
25	Soldadura en frio- Pegatanque	1	24.000	24.000
26	Transporte	20	2.600	52.000
	Total			\$454.700

Fuente: Elaboración propia

8.2 COSTOS DE LA CALDERA

8.2.1 Costos de construcción

Cuadro 15. Costos de construcción

Nro.	Materiales	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Lamina de acero inoxidable 304 485,5 cm x 97 cm x 1/8"	1	450.000	450.000
2	Lana de vidrio 968 cm x 464 cm x 3 mm	1	105.000	105.000
3	Lamina cold rolled 1,65 m x 485,4 mm x calibre 16 (1,52 mm)	1	125.000	125.000
4	Tubo de diámetro interno ¾" x 10 m	1	100.000	100.000
5	Lamina cold rolled 102 mm x 426 mm x 1,37 mm	1	85.000	85.000
6	Lamina hot rolled 64 cm x 32 cm	1	240.000	240.000
7	Lamina hot rolled 71 cm x 36 cm x 5,31 mm	1	160.000	160.000
8	Lamina hot rolled 1 m x 15 cm x 4,18 mm	1	110.000	110.000
9	Electrodo E7018 de 1/8" SMAG	15 kg	20.000	300.000
10	Caja de remaches	1	30.000	30.000
11	Caja de pernos	1	45.000	45.000
SUBTOTAL				\$1.750.000

Fuente: Elaboración propia

8.2.2 Costos de instrumentos y accesorios

Cuadro 16. Costos de instrumentos y accesorios

Nro.	Materiales	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Presostato 0-100 psi	1	410.000	410.000
2	Control de nivel de agua MCDonnell&Miller	1	600.000	600.000
3	Manómetro de presión escala 0-200 psi	1	150.000	150.000
4	Termómetro analógico TG53	1	240.000	240.000
5	Bomba de agua PEDROLLO de 0,5 hp	1	500.000	500.000
6	Quemador P250AF	1	3.250.000	3.250.000
7	Válvula de seguridad	1	120.000	120.000
8	Válvula Check	1	120.000	120.000
9	Acoples	8	10.000	80.000
10	Caja de control	1	800.000	800.000
SUBTOTAL				\$6.270.000
TOTAL				\$8.020.000

Fuente: Elaboración propia

9. RESULTADOS

Debido al alto costo de construcción de la caldera pirotubular, se optó por realizar las pruebas de la turbina con un compresor que alcanza una presión máxima de 120 psi, se realizaron tres pruebas en el laboratorio para estudiar el funcionamiento de la turbina.

En el Anexo V, se presenta la guía de laboratorio para que el estudiante tome sus propios datos y realice los cálculos en futuras prácticas.

9.1 PRIMERA PRUEBA

Para la prueba # 1 se utilizaron los siguientes instrumentos.

- Anemómetro
- Manómetro (instalado en el compresor)
- Compresor
- Acoples rápidos
- Manguera
- Miples

9.1.1 Proceso de toma de datos. Para la toma de datos se conecta el compresor a la tobera de la turbina por medio de un acople rápido y debido a que la presión en el compresor se reduce rápidamente, una persona se encarga de mirar la presión en el manómetro y a la vez mide la velocidad y temperatura a la salida de la turbina usando el anemómetro y otra persona apunta los datos obtenidos (120 psi a 40 psi).

9.1.2 Datos obtenidos. Para una mayor precisión se tomaron 5 datos de velocidad de salida y temperatura para cada valor de presión.

Cuadro 17. Datos prueba # 1

presion [kpa]	presion [psi]	datos de velocidad y temeperatura										RESULTADOS	
		V1	T1	V2	T2	V3	T3	V4	T4	V5	T5	Vprom [m/s]	Tprom [°c]
827.3712	120	5.8	24.8	5.7	24.4	6	25	6.4	25.2	7	24.9	6.08	24.86
689.476	100	5.2	24.8	5.1	24.7	5	25	5	25.2	6	24.9	5.16	24.92
620.5284	90	4.9	24.8	4.8	24.6	5	25	5.2	25	5	24.9	4.8	24.86
551.5808	80	4.6	24.2	4	24.7	4	25	4.5	25	5	24.9	4.32	24.76
482.6332	70	4.1	24.2	3.9	24.7	4	25	4.3	25	4	24.9	4.02	24.76
413.6856	60	3.8	24.8	3.7	24.8	4	25	3.8	25	4	24.8	3.74	24.88
344.738	50	3.1	24.9	3	24.7	3	25	2.7	24.7	3	24.8	2.92	24.82
275.7904	40	2.5	24.9	2.5	24.8	3	25	2.3	24.9	2	24.8	2.48	24.88

Fuente: Elaboración propia

9.1.3 Cálculos del laboratorio. El proceso de cálculo es el siguiente:

Se determina el caudal que sale por cada uno de los ductos y el caudal total en la tobera.

$$Q = V_{salida} * A_{salida} \quad (1)$$

El área de salida se determina con la ecuación 2, sabiendo que el $D_{huecos} = 0,0127 [m]$.

$$A = \frac{\pi}{4} D_{huecos}^2 \quad (2)$$

El caudal total se determina con el caudal de cada ducto de salida, multiplicado por el número de ductos, en este caso $N = 8$.

$$Q_{total} = N * Q \quad (3)$$

Una vez determinado el caudal de la tobera (Q_{total}), y conociendo que el diámetro de la tobera es $D_{tobera} = 0,00635 [m]$, calculamos la velocidad de entrada del aire a la turbina.

$$V_{entrada} = \frac{Q_{total}}{A_{tobera}} \quad (4)$$

El área de la tobera se determina con la ecuación 5:

$$A_{tobera} = \frac{\pi}{4} D_{tobera}^2 \quad (5)$$

El flujo másico se determina con la ecuación 6:

$$\dot{m} = \frac{Q_{total}}{v} \quad (6)$$

El volumen específico del aire se determina usando el software EES con la presión y temperatura del aire.

$$v = Volume(Air, T = T_{salida}, P = P_{compresor}) \quad (7)$$

Después de calculado el flujo masico y la velocidad de entrada, usando la ecuación 8 calculamos la potencia disponible en el eje de la turbina.

$$\dot{W}_{eje} = \dot{m} \left[\frac{V_{entrada}^2 - V_{salida}^2}{2000} \right] \quad (8)$$

9.1.4 Tabla de resultados. Se realizan los cálculos con las ecuaciones 1 a 8 para las diferentes presiones y velocidades de salida, y se insertan los datos obtenidos para la velocidad de entrada y potencia en la tabla.

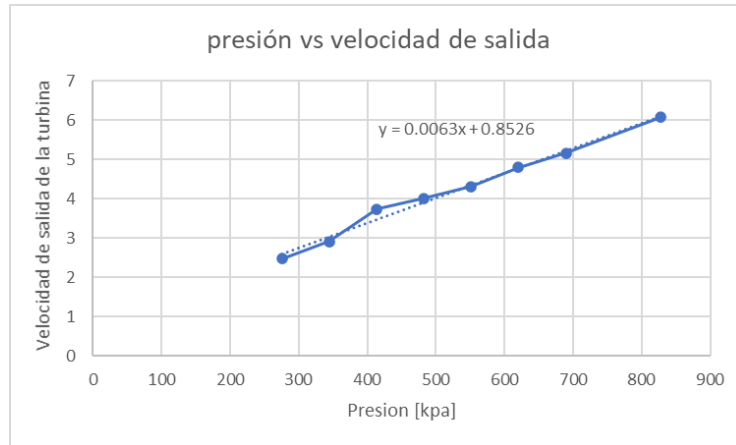
Cuadro 18. Resultados prueba # 1

presión [kpa]	Vprom salida [m/s]	Ventrada [m/s]	potencia disponible [kW]
827.3712	6.08	194.6	1.127
689.476	5.16	165.1	0.5165
620.5284	4.8	153.6	0.4485
551.5808	4.32	138.2	0.2694
482.6332	4.02	128.6	0.19
413.6856	3.74	119.7	0.1311
344.738	2.92	93.44	0.052
275.7904	2.48	79.36	0.02549

Fuente: Elaboración propia

9.1.5 Interpretación de los resultados. Se grafica usando Excel la presión del compresor vs velocidad de salida, la presión del compresor vs velocidad de entrada y la presión del compresor vs la potencia.

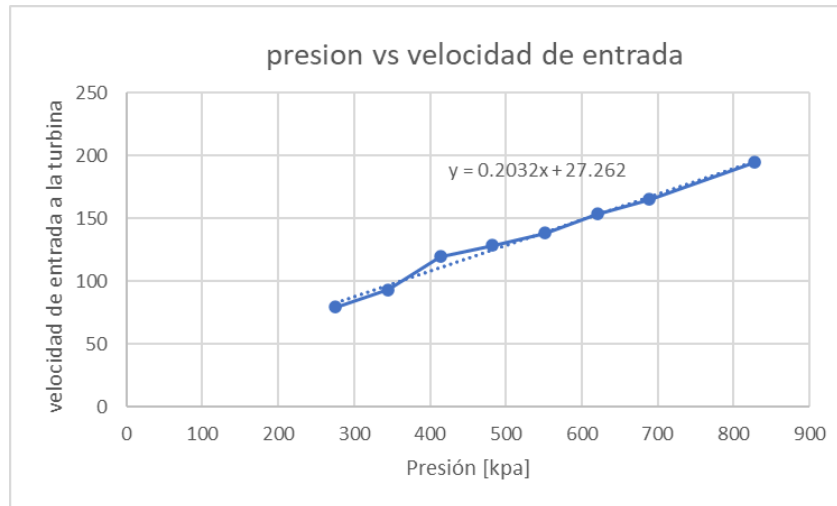
Gráfica 1. Presión vs Velocidad de salida



Fuente: Elaboración propia

De la gráfica 1 podemos concluir que la velocidad se comporta de manera lineal con la presión, a mayor presión mayor velocidad de salida.

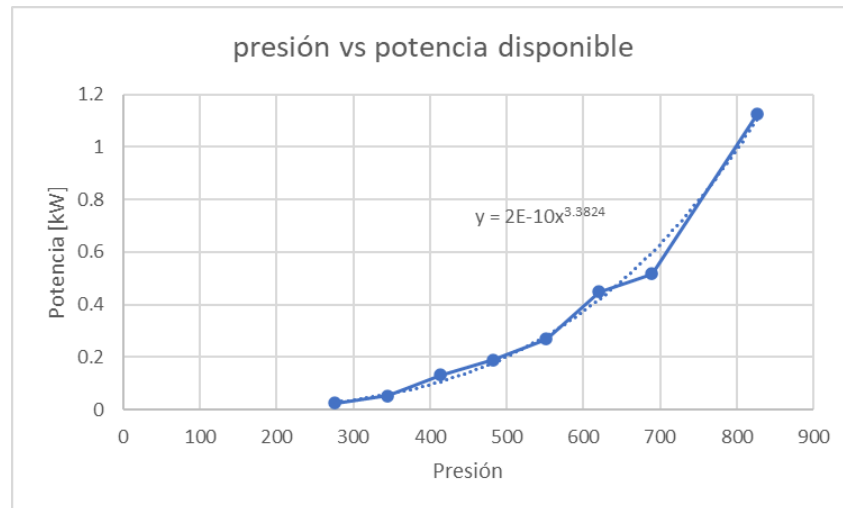
Gráfica 2. Presión vs Velocidad de entrada



Fuente: Elaboración propia

Lo mismo sucede con la gráfica 2, ya que ambas se rigen por el mismo principio, la velocidad es proporcional a la presión.

Gráfica 3. Presión vs Potencia disponible



Fuente: Elaboración propia

De la gráfica 3 podemos concluir que la potencia se comporta de forma polinómica con la presión, y podemos ver que a partir de 700 Kpa la potencia aumenta con una mayor intensidad.

9.2 SEGUNDA PRUEBA

Para la prueba # 2 se usaron los siguientes instrumentos.

- Multímetro digital
- Manómetro (instalado en el compresor)
- Compresor
- Motor eléctrico
- Acoples rápidos
- Manguera
- Miples
- Poleas
- Correa

9.2.1 Proceso de toma de datos. Para la toma de datos se conecta el compresor a la turbina y debido a que la presión en el compresor se reduce rápidamente a 60 psi, la turbina no alcanza a estabilizarse por lo que fue muy difícil medir el valor de voltaje y corriente para presiones mayores a 60 psi, por ello solo se toman los datos para presiones menores a 60 psi.

9.2.2 Datos obtenidos. Se tomaron 6 datos de voltaje y corriente para cada presión para una mayor precisión.

Cuadro 19. Datos voltaje prueba # 2

presión [psi]	VOLTAJE [V]						Vprom
	V1	V2	V3	V4	V5	V6	
40	1.43	1.37	1.37	1.35	1.19	1.38	1.34833333
50	1.51	1.45	1.52	1.48	1.64	1.61	1.535
60	1.67	1.64	1.72	1.44	1.62	1.52	1.60166667

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 20. Datos corriente prueba # 2

Presión [psi]	CORRIENTE [mA]						Iprom
	I1	I2	I3	I4	I5	I6	
40	103	97.3	98.5	98.1	101.3	102.7	100.15
50	119	117.3	124.8	102.7	111.3	93.9	111.5
60	124.2	117.2	124	119.5	126.4	115.6	121.15

Fuente: Elaboración propia

9.2.3 Cálculos del laboratorio. Para calcular la potencia eléctrica se usa la siguiente formula:

$$P = V * I \quad (1)$$

Donde:

- *V es voltaje [Voltios]*
- *I es la corriente [Amperios]*

9.2.4 Tabla de resultados. Se realiza el cálculo de la potencia eléctrica para cada presión usando la ecuación 1 y los datos de V_{prom} y I_{prom} , y se introducen en la tabla.

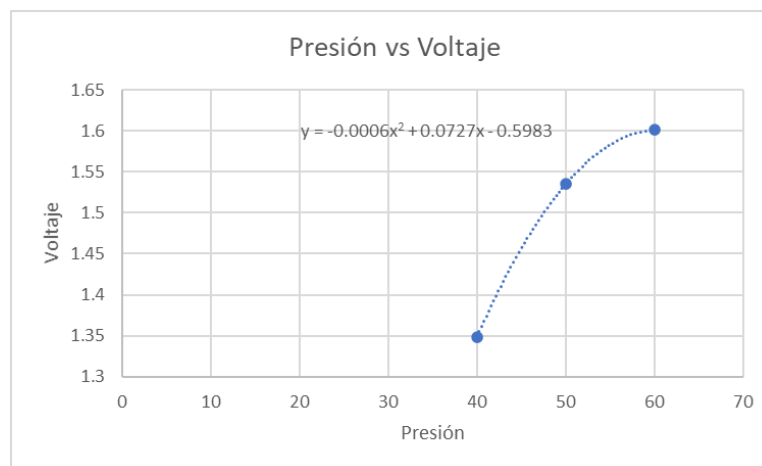
Cuadro 21. Resultados prueba # 2

presión [psi]	Vprom [v]	Iprom [A]	Potencia [W]
40	1.348333333	0.10015	0.135035583
50	1.535	0.1115	0.1711525
60	1.601666667	0.12115	0.194041917

Fuente: Elaboración propia

9.2.5 Interpretación de los datos. Se realizan las gráficas usando Excel, para la presión vs voltaje, presión vs corriente y presión vs potencia.

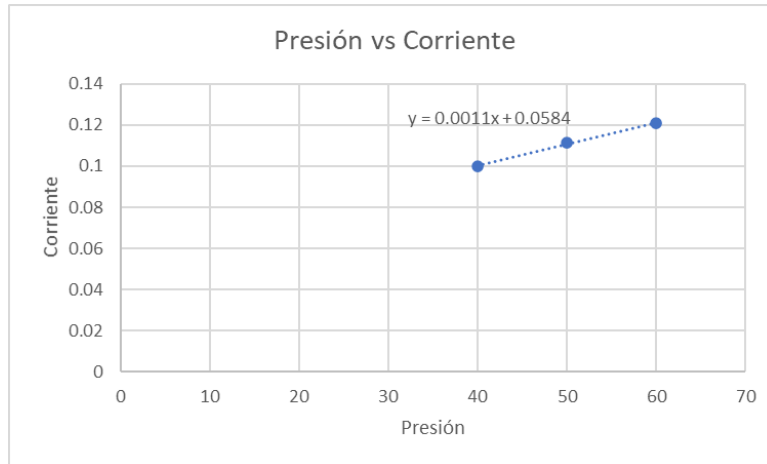
Gráfica 4. Presión vs Voltaje



Fuente: Elaboración propia

De la gráfica 4 podemos concluir que el voltaje aumentara gradualmente hasta llegar a un voltaje máximo y por más que se aumente la presión este voltaje no aumentara, esto puede deberse a la influencia del motor eléctrico ya que este trabaja para un voltaje máximo de 3V.

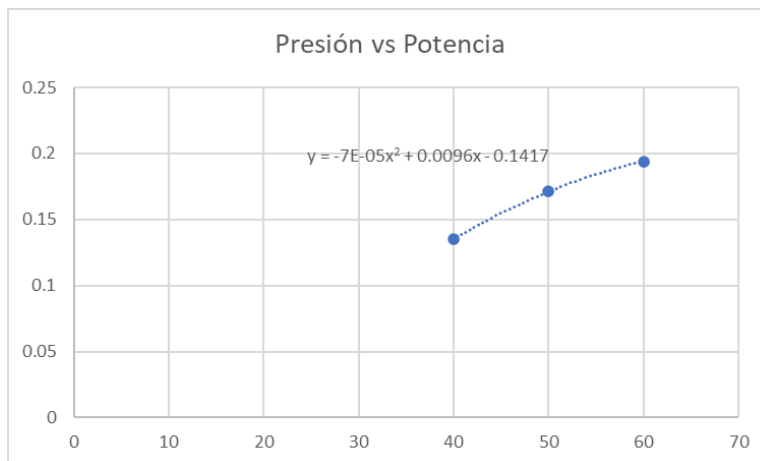
Gráfica 5. Presión vs Corriente



Fuente: Elaboración propia

De la gráfica 5 podemos concluir que la corriente aumenta proporcionalmente con la presión.

Gráfica 6. Presión vs Potencia



Fuente: Elaboración propia

De la gráfica 6 podemos concluir que la potencia llegara a un tope y por más que se aumente la presión no aumentara, esto debido a la influencia del voltaje y a las limitaciones del motor eléctrico.

9.3 TERCERA PRUEBA

En la tercera prueba usando un estroboscopio se miden las revoluciones por minuto (Rpm) alcanzadas por la turbina, la aplicación usada en el celular para hacer esta medición lleva por nombre “Strobe rpm tachometer lite”.

La primera medición de la velocidad de giro si hizo con el compresor usado en las pruebas anteriores, pero debido a que se descargaba muy rápido, solo fue posible medir las Rpm a 40 psi, ya que se necesitaban alrededor de 30 segundos para tomar con precisión las Rpm en el celular.

Para una presión de 40 psi se obtuvieron 1300 RPM estables en la turbina, como se ve en la fotografía 15.

Fotografía 15. Rpm a 40 psi



Fuente: Elaboración Propia

Para tener una idea clara de la máxima velocidad de giro de la turbina se buscó un compresor de mayor capacidad, encontramos uno en el centro de la ciudad de Bucaramanga, el cual fue capaz de mantener una presión estable de 100 psi.

Para esta presión la turbina alcanzo una velocidad de giro máxima de 8000 Rpm como se muestra en la fotografía 16.

Fotografía 16. Rpm a 100 psi



Fuente: Elaboración propia

10. CONCLUSIONES

El banco de laboratorio turbina-compresor, cumplió con los requerimientos planteados, Puesto que trabajando el compresor en un rango de 40 a 100 psi (276 a 690 kPa) las velocidades obtenidas del rodete oscilaron entre 1400 y 8000 rpm, además la potencia disponible del sistema vario entre 22.5 y 1127 Watts.

La turbina presento un buen funcionamiento, ya que al girar el rodete a 8000 rpm no presento ningún signo de altas vibraciones y ruidos aun sin estar anclada a la superficie, a su vez, el conjunto de discos permaneció en excelentes condiciones conservando el espacio entre ellos.

Para la buena ejecución de la práctica fue necesario realizar una prueba paralela con un compresor de mayor capacidad y estabilidad al disponible en el laboratorio, donde se pudo ver que la turbina alcanza su mayor desempeño a presiones altas y estables.

Una vez realizado el diseño en detalle de la caldera pirotubular se concluyó que para tener una caldera que cumpla con todos los estándares de diseño, funcionamiento y seguridad su costo sobrepasa al presupuesto promedio de un estudiante.

Una vez realizadas las pruebas se observó que el comportamiento de la turbina tesla a diferencia de las turbinas tradicionales se basa en altas velocidades y bajo torque, como se puede corroborar en la interfaz turbina- compresor. Por esta razón su aporte a la industria es casi nulo.

Al momento de interactuar con la interfaz se pudo ver la cercanía de los resultados que tenía dicha herramienta con la práctica, además la interfaz nos permite hacer un análisis más profundo, ya que muestra todas las propiedades termodinámicas

en cada estado del sistema, también nos ayuda a comprender el comportamiento del ciclo mediante los diagramas termodinámicos.

BIBLIOGRAFÍA

ALLEN, Jeffrey Stuart. A model for fluid flow between parallel, co-rotating annular disks. Tesis maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica. Dayton, Ohio: Universidad de Dayton. Escuela de ingeniería, 1990.

BEANS, Elroy William. Performance characteristics of a friction disc turbine. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Pensilvania: Universidad Estatal de Pensilvania, 1961.

CABRERA ACOSTA, Santiago Fabricio. Diseño y construcción de una turbina tesla para un banco de pruebas de comprobación de eficiencia en la facultad de ingeniería civil y mecánica. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Ambato, Ecuador: Universidad Técnica de Ambato. Facultad de ingeniería civil y mecánica. Carrera de ingeniería mecánica, 2017.

CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. México D.F.: McGraw Hill, 2011. ISBN 978-607-15-0540-8.

CÓRDOBA ORDONEZ, Robert Benigno y LARREÁTEGUI PULLAGUARI, José Israel. Diseño y construcción de un caldero de 7.5 BHP para generación de vapor. Trabajo de grado ingeniero electromecánico. Loja: Universidad Nacional de Loja. 2011.

CRANE, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías, Ed. McGraw-Hill.

Especial turbinas de vapor [en línea]. Diciembre 2011. [fecha de consulta: 20 de junio de 2020]. disponible en: <http://www.energiza.org/anteriores/energizadiciembre2011.pdf>

GALINDO DÍAZ, José Yovany. Análisis de eficiencia en turbina tesla con diferentes configuraciones. Trabajo de grado para obtener el grado de maestro en Materiales y Sistemas energéticos Renovables. Tuxtla Gutiérrez, Chiapas: Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas. Centro de investigación y desarrollo tecnológico en energías renovables, 2016.

GUHA, A. y SMILEY, B. Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines. Proceedings of the institution of Mechanical engeniens. Part A: J. Power and Energy. Bristol, UK: Universidad de Bristol, departamento de ingeniería aeroespacial, 2010. pp. 261-277. DOI: 10.1243/09576509JPE818.

Holland, Kris. Design, construction and testing of a Tesla Turbine. Maestría en Ciencias Aplicadas (MaSc) en Ingeniería de Recursos Naturales. Sudbury, Ontario, Canada: Laurentian University. The Faculty of Graduate Studies, 2015.

HOYA, G. P. y GUHA, A. The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a Tesla disc turbine. Proceedings of the institution of Mechanical engeniens. Part A: J. Power and Energy. Bristol, UK: Universidad de Bristol, departamento de ingeniería aeroespacial, 2008. DOI: 10.1243/09576509JPE664.

HO-YAN, Bryan P. Tesla Turbine for Pico Hydro Applications. Guelph Engineering Journal, (4), pp.1 - 8. 2011. ISSN: 1916-1107.

IGUARÁN DUARTE, Omar Arturo y MARTÍNEZ BARRIOS, Diana Milena. Diseño y construcción de una mini caldera pirotubular para el laboratorio de transferencia de calor. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2008.

KRISHNAN, Vedavalli. Design and Fabrication of cm-scale Tesla Turbines. Tesis de doctor en Filosofía en Ingeniería Eléctrica y Ciencias de la Computación. Berkeley: University of California, 2015.

LEZSOVITS, Ferenc. Cogeneration in industrial steam systems with multiple-disk turbines. Panel 5: energy efficiency in industry. Hungary: Universidad de Tecnología y Economía de Budapest (BME). Departamento de Ingeniería Energética, 2009.

LOGAN, E. Jr., Arizona State University Handbook of Turbomachinery, Second edition, Chapter 14 –Rice W., Tesla Turbo machinery. Marcel Dekker Inc. 2003.

MARADEY LAZARO, Jessica Gisella y PARDO URIBE, Orlando. Análisis y construcción de una turbina tesla. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, 2005.

MENDOZA LARIOS, José Gabriel. Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimación. Tesis de maestría en ciencias. Cuernavaca, Morelos, México: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Departamento de Ingeniería Mecánica, 2012.

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. México: Pearson Educación, 2015. ISBN 978-607-32-3288-3.

OSEJO MARTINEZ, David Ernesto. Diseño de una caldera de generación de vapor piro-tubular de 10 BHP expandible a 25 BHP mediante módulos. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bogotá D.C.: Fundación Universidad de América. Facultad de ingenierías. Programa de ingeniería mecánica, 2017.