

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

Evaluación de los parámetros de diseño para mejorar las curvas de operación
de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrifugo

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA

Autor:

Bach. Espinoza Escalante, Catherine Brigitte

Bach. Pacheco Ñique, André Sebastián

Asesor:

M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

Nuevo Chimbote – Perú

2024

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

“Evaluación de los parámetros de diseño para mejorar las curvas de operación de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrífugo”

**AUTORES : Bach. Espinoza Escalante Catherine Brigitte
Bach. Pacheco Ñique André Sebastián**


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
DNI: 40149444
CÓD. ORCID: 0000-0001-9175-5545

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado con forme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

“Evaluación de los parámetros de diseño para mejorar las curvas de operación de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrífugo”

AUTORES: Bach. Espinoza Escalante Catherine Brigitte
Bach. Pacheco Ñique André Sebastián

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo
PRESIDENTE
DNI: 17890841
CÓD. ORCID: 0000-0001-7514-9908

Mg. Amanteo Ramiro Rojas Flores
SECRETARIO
DNI: 32806031
CÓD. ORCID: 0000-0003-4897-7585

M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE
DNI: 40149444
CÓD. ORCID: 0000-0001-9175-5545



ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m., del día jueves 21 del mes de noviembre del año dos mil veinticuatro, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 68 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°337-2024-CU-R-UNS de fecha 12.04.24, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 563-2024-UNS-CFI de fecha 03.09.24, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo : Presidente
- Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores : Secretario
- M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque : Integrante

Y según la Resolución Decanal N°763-2024-UNS-FI de fecha 19.11.24., se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis, titulada: "EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA MEJORAR LAS CURVAS DE OPERACIÓN DE UN ROTOR CON ALABES CURVADOS HACIA ATRÁS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO", perteneciente a los bachilleres: **PACHECO ÑIQUE ANDRE SEBASTIAN**, con código de matrícula N°0201611017 y **ESPINOZA ESCALANTE CATHERINE BRIGITTE**, con código de matrícula N°0201711041, teniendo como asesor al docente **M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque**, según Resolución Decanal N° 126-2023-UNS-FI de fecha 02.03.2023.

Terminada la sustentación del bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
ESPINOZA ESCALANTE CATHERINE BRIGITTE	17	BUENO

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo
PRESIDENTE


Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m., del día jueves 21 del mes de noviembre del año dos mil veinticuatro, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 68 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°337-2024-CU-R-UNS de fecha 12.04.24, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 563-2024-UNS-CFI de fecha 03.09.24, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo : Presidente
- Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores : Secretario
- M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque : Integrante

Y según la Resolución Decanal N°763-2024-UNS-FI de fecha 19.11.24., se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis, titulada: "EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA MEJORAR LAS CURVAS DE OPERACIÓN DE UN ROTOR CON ALABES CURVADOS HACIA ATRÁS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO", perteneciente a los bachilleres: **PACHECO ÑIQUE ANDRE SEBASTIAN**, con código de matrícula N°0201611017 y **ESPINOZA ESCALANTE CATHERINE BRIGITTE**, con código de matrícula N°0201711041, teniendo como asesor al docente **M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque**, según Resolución Decanal N° 126-2023-UNS-FI de fecha 02.03.2023.

Terminada la sustentación del bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
PACHECO ÑIQUE ANDRE SEBASTIAN	17	BUENO

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo
PRESIDENTE


Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

Recibo Digital de Turnitin:

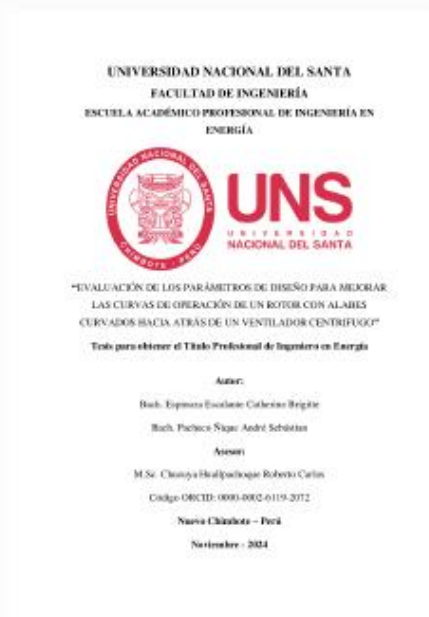


Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Espinoza Pacheco
Título del ejercicio:	Investigaciones
Título de la entrega:	TESIS_FINAL_ESPINOZA_PACHECO.docx
Nombre del archivo:	TESIS_FINAL_ESPINOZA_PACHECO.docx
Tamaño del archivo:	3.65M
Total páginas:	134
Total de palabras:	23,961
Total de caracteres:	122,566
Fecha de entrega:	06-dic.-2024 09:29p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega...	2436472929



Informe de Originalidad Turnitin:

INFORME DE ORIGINALIDAD

14%	11%	1%	5%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	6%
2	Submitted to Escuela Politecnica Nacional Trabajo del estudiante	3%
3	idoc.pub Fuente de Internet	1%
4	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
5	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1%
6	repositorio.unfv.edu.pe Fuente de Internet	<1%
7	Submitted to Tecsup Trabajo del estudiante	<1%
8	revistaespacios.com Fuente de Internet	<1%
9	Submitted to Universidad Nacional del Santa Trabajo del estudiante	<1%

Dedicatoria

Dedico este trabajo en primer lugar a Dios por concederme la fuerza y poder haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mis padres que me han motivado día a día, porque siempre han creído en mí, por cada uno de los consejos y por el apoyo continuo para culminar con éxito y responsabilidad el presente trabajo, con lo cual estoy logrando cumplir mis objetivos.

Agradecimiento

A Dios, por guiarme y darme fortaleza en todo momento.

A mis Padres quienes me han brindado todo su apoyo y comprensión.

También a todos mis docentes quienes, con el conocimiento y la enseñanza dada, son los gestores de la formación de grandes profesionales. En especial a mi querido profesor Chucuya Huallpachoque Roberto Carlos, por la asesoría brindada al presente trabajo y por el tiempo que dedica a esta hermosa profesión haciendo realidad el presente trabajo.

Índice general

Conformidad del asesor	ii
Conformidad del jurado evaluador	iii
Actas de sustentación de tesis	iv
Recibo Digital de Turnitin	vi
Informe de Originalidad Turnitin	vii
Dedicatoria	viii
Agradecimiento	ix
Índice general.....	x
Índice de tablas	xiii
Índice de figuras	xiv
Índice de anexos	xv
Resumen	xvi
Abstract	xvii
I. Introducción.....	1
1.1. Descripción y formulación del problema.....	1
<i>1.1.1. Realidad problemática</i>	<i>1</i>
<i>1.1.2. Enunciado del problema</i>	<i>2</i>
1.2. Objetivos.....	3
<i>1.2.1. Objetivo general.....</i>	<i>3</i>
<i>1.2.2. Objetivos específicos</i>	<i>3</i>
1.3. Formulación de la hipótesis	3
1.4. Justificación e importancia	4
II. Marco teórico.....	6
2.1. Antecedentes.....	6
2.2. Marco conceptual.....	10
<i>2.2.1. Ventiladores Centrífugos.....</i>	<i>10</i>
<i>2.2.2. Partes de un ventilador centrífugo.....</i>	<i>10</i>

2.2.3.	<i>Tipos de álabes de un ventilador centrífugo</i>	13
2.2.4.	<i>Clasificación de los ventiladores centrífugos según su presión de trabajo</i>	15
2.2.5.	<i>Características de los ventiladores centrífugos</i>	16
2.2.6.	<i>Triángulo de velocidades</i>	18
2.2.7.	<i>Ecuación de Euler</i>	21
2.2.8.	<i>Diseño del impulsor.</i>	23
2.2.8.1.	Datos de entrada.	23
2.2.9.	<i>Método del diseño del impulsor</i>	24
2.2.9.1.	Velocidad de rotación específica (nqA):	24
2.2.9.2.	Estimación de rendimientos:	25
2.2.9.3.	Cálculo de la velocidad en la boca de entrada o admisión (ca):	26
2.2.9.4.	Determinación del diámetro de la boca de succión (Da):	27
2.2.9.5.	Ajuste del ángulo de salida de las palas del rotor (β_2):	27
2.2.9.6.	Cálculo preliminar del diámetro de salida del rotor (D2):	27
2.2.9.7.	Cálculo del diámetro de entrada del rotor (D1):	28
2.2.9.8.	Cálculo del ancho en la entrada del rotor (b1):	29
2.2.9.9.	Cálculo preliminar del ángulo de inclinación de las palas en la entrada (β_1): 29	
2.2.9.10.	Cálculo del número de palas del rotor (N):	30
2.2.9.11.	Ajuste de la velocidad meridiana a la salida (cm2):	31
2.2.9.12.	Cálculo preliminar de la anchura en la salida del rotor (b2):	31
2.2.9.13.	Determinación del grosor de las palas (e):	31
III.	Materiales y métodos	33
3.1.	Recursos	33
3.1.1.	<i>Recursos humanos</i>	33
3.2.	Materiales	33
3.2.1.	<i>Físicos (equipos, materiales, instrumentos)</i>	33
3.2.2.	<i>No físicos (softwares especializados)</i>	34
3.3.	Métodos	35
3.3.1.	<i>Identificación de variables</i>	35
3.3.2.	<i>Métodos de la investigación</i>	36
3.3.3.	<i>Procedimiento de la investigación</i>	36
3.3.4.	<i>Limitaciones de la investigación</i>	37
3.3.5.	<i>Diseño de la investigación</i>	37
3.3.6.	<i>Población y muestra</i>	38
3.3.7.	<i>Técnicas e instrumentos para la recolección de datos</i>	38

3.3.8. <i>Técnicas de procesamiento y análisis de los resultados</i>	39
IV. Resultados y discusión	40
4.1. Resultados	40
4.1.1. <i>Determinación de los parámetros de diseño de un rotor con álabes curvados hacia atrás con el rotor existente:</i>	40
4.1.2. <i>Desarrollo matemático del diseño de un rotor con álabes curvados hacia atrás: ...</i>	41
4.1.3. <i>Construcción de un rotor con álabes curvados hacia atrás a partir del diseño obtenido.</i>	55
4.1.4. <i>Evaluación y comparación de las curvas de operación obtenidas para el rotor diseñado y el existente</i>	56
4.1.4.1. <i>Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFIELD FM40</i>	56
4.1.4.2. <i>Parámetros de salida</i>	59
4.1.4.3. <i>Gráficos de los Parámetros Característicos:</i>	65
4.1.4.4. <i>Comparación de los parámetros característicos del rotor existente y del rotor diseñado</i>	68
4.2. Discusión	71
V. Conclusiones y recomendaciones	72
5.1. Conclusiones	72
5.2. Recomendaciones	74
VI. Referencias bibliográficas y virtuales	75
VII. Anexos	77

Índice de tablas

Tabla 1 Valores de n_{qA} indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido.....	42
Tabla 2 Cuadro resumen de los cálculos iniciales.....	53
Tabla 3 Cuadro resumen 1° recálculo.....	53
Tabla 4 Cuadro resumen 2° recálculo.....	53
Tabla 5 Cuadro resumen 3° recálculo.....	54
Tabla 6 Cuadro resumen 4° recálculo.....	54
Tabla 7 Cuadro resumen 5° recálculo.....	54
Tabla 8 Cuadro resumen 6° recálculo.....	55
Tabla 9 Parámetros de entrada del rotor existente con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.....	57
Tabla 10 Parámetros de entrada del rotor diseñado con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.....	58
Tabla 11 Parámetros de salida del rotor existente con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.....	63
Tabla 12 Parámetros de salida del rotor diseñado con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.....	64
Tabla 13 Comparación de la potencia de salida del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado.....	68
Tabla 14 Comparación de la presión total del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado.....	69
Tabla 15 Comparación de la eficiencia del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado.....	70

Índice de figuras

Figura 1 <i>Dirección del flujo de aire/gas en un ventilador centrífugo</i>	12
Figura 2 <i>Principales partes de un ventilador centrífugo</i>	12
Figura 3 <i>Impulsor de un ventilador centrífugo</i>	13
Figura 4 <i>Tipos de álabes de un ventilador centrífugo</i>	14
Figura 5 <i>Ventilador centrífugo Sirocco de baja presión</i>	15
Figura 6 <i>Ventilador centrífugo de alta presión</i>	16
Figura 7 <i>Curva clásica de un ventilador centrífugo de acuerdo con el diagrama de Eck.</i>	18
Figura 8 <i>Triángulo de velocidades</i>	19
Figura 9 <i>Diagrama de velocidades</i>	20
Figura 10 <i>Diagrama de velocidades en una turbomáquina</i>	22
Figura 11 <i>Kit medidor de flujo de aire de la marca Fluke</i>	33
Figura 12 <i>Unidad de demostración del ventilador centrífugo FM40 ARMFIELD</i>	34
Figura 13 <i>Entorno de trabajo del capturador de datos FM40 ARMFIELD</i>	35
Figura 14 <i>Parámetro característico de Potencia</i>	65
Figura 15 <i>Parámetro característico de Presión</i>	66
Figura 16 <i>Parámetro característico de Eficiencia</i>	67

Índice de anexos

Anexo 1. <i>Construcción del rotor diseñado con álabes curvados hacia atrás</i>	77
Anexo 2. <i>Montaje del rotor diseñado en el equipo del ventilador centrífugo FM40 ARMFIELD</i>	78
Anexo 3. <i>Toma de datos con el rotor diseñado en el capturador de datos del FM40 ARMFIELD</i>	78
Anexo 4. <i>Configuraciones de la válvula de estrangulamiento cuando se realizaron las mediciones</i>	80
Anexo 5. <i>Diseño Geométrico del rotor</i>	81
Anexo 6. <i>Planos del rotor con alabes curvados hacia atrás diseñado</i>	82
Anexo 7. <i>Especificaciones Técnicas</i>	84
Anexo 8. <i>Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFIELD FM40 para el rotor existente</i>	85
Anexo 9. <i>Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFIELD FM40 para el rotor diseñado</i>	95
Anexo 10. <i>Parámetros de salida calculados para el rotor existente</i>	115
Anexo 11. <i>Parámetros de salida calculados para el rotor diseñado</i>	118

Resumen

El trabajo evaluó los parámetros de diseño para mejorar las curvas de operación de un rotor con álabes curvados hacia atrás en un ventilador centrífugo. Se realizaron ensayos en el laboratorio de turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa con el rotor existente para determinar sus parámetros actuales. Luego, se diseñó un nuevo rotor con características específicas: $D_a = 0.0948 \text{ m}$, $\beta_4 = 29.30^\circ$, $D_4 = 0.1011 \text{ m}$, $b_4 = 0.0386 \text{ m}$, $\beta_5 = 45^\circ$, $D_5 = 0.1821 \text{ m}$, $b_5 = 0.0386 \text{ m}$, $e = 1.22 \text{ mm}$, $N = 19$. Tras su construcción en acero inoxidable, se realizaron pruebas comparativas entre el rotor existente y el diseñado a través de los ensayos en el laboratorio. Los resultados mostraron que, a pesar de que el rotor existente llega a valores más altos en potencia y presión, el rotor diseñado llega a valores más altos de eficiencia sobresaliendo para configuraciones del ventilador de 60% y 80%.

Palabras clave:

Ventilador centrífugo, Rotor, Álabe, Ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás

Abstract

The work evaluated the design parameters to improve the operating curves of a rotor with backward curved blades in a centrifugal fan. Tests were carried out at the turbomachinery laboratory of the Universidad Nacional del Santa with the existing rotor to determine its current parameters. Then, a new rotor was designed with specific characteristics: $D_a = 0.0948 \text{ m}$, $\beta_4 = 29.30^\circ$, $D_4 = 0.1011 \text{ m}$, $b_4 = 0.0386 \text{ m}$, $\beta_5 = 45^\circ$, $D_5 = 0.1821 \text{ m}$, $b_5 = 0.0386 \text{ m}$, $e = 1.22 \text{ mm}$, $N = 19$. After its construction in stainless steel, comparative tests were performed between the existing and the designed rotor through laboratory tests. The results showed that, despite the fact that the existing rotor reaches higher values in power and pressure, the designed rotor reaches higher efficiency values, standing out for fan configurations of 60% and 80%.

Key word:

Centrifugal fan, Rotor, Blade, Centrifugal fan with backward curved blades

I. Introducción

1.1. Descripción y formulación del problema

1.1.1. Realidad problemática

Los ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia atrás alcanzan a operar con altos flujos de aire a presiones estáticas elevadas, siendo empleado en sistemas aire acondicionado, de calentamiento y ventilación, donde el caudal de aire sea puro y esté sin restos de vapores condensables o humos.

También se utilizan ampliamente en diversas aplicaciones, como en sistemas HVAC, procesos industriales, entre otros. Sin embargo, estos ventiladores presentan algunos desafíos en su diseño, que afectan su eficiencia y capacidad para operar de manera efectiva en diferentes condiciones de carga. Estos desafíos son una realidad que debe ser abordada para mejorar el rendimiento energético y la capacidad de los ventiladores centrífugos.

La evaluación de los parámetros de diseño es una solución que puede ayudar a mejorar la eficiencia y la capacidad de los ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia atrás. Esta evaluación incluye la optimización de la geometría del rotor, la distribución de carga en los alabes, la curvatura y el ángulo de ataque, y la selección de materiales adecuados para mejorar la eficiencia energética de los ventiladores centrífugos. Los resultados de esta investigación pueden tener un impacto significativo en la reducción del consumo de energía lo que sería beneficioso tanto para el medio ambiente como para la economía.

Si el ventilador tiene una baja eficiencia, puede ocasionar varios problemas. En primer lugar, puede aumentar el consumo de energía, lo que resultará en costos más altos para la operación y el mantenimiento del sistema

de ventilación. Además, puede haber una reducción en el flujo de aire y la presión estática generada, lo que podría afectar el rendimiento del sistema de ventilación y la calidad del aire en el espacio que se está ventilando. También puede haber un aumento en el ruido generado por el ventilador debido a la ineficiencia en la transferencia de energía del motor al aire.

En la industria, el uso de ventiladores centrífugos ineficientes puede ocasionar problemas adicionales. Por ejemplo, en plantas de producción, donde la ventilación es esencial para mantener la calidad del aire, los ventiladores ineficientes pueden afectar el rendimiento de los procesos, la calidad del producto y la salud y seguridad de los trabajadores. Además, el costo de la energía es un factor importante en la industria, por lo que el uso de ventiladores ineficientes puede incrementar los gastos de la producción y disminuir la competitividad de una empresa en el mercado.

Por lo tanto, es importante tener un buen diseño de ventilador centrífugo para garantizar una alta eficiencia energética, un rendimiento confiable y un bajo nivel de ruido. Un diseño bien optimizado también puede ayudar a disminuir los costos de operación y mantenimiento y la calidad del aire en el espacio que se está ventilando mejoraría.

1.1.2. Enunciado del problema

Los ventiladores centrífugos son de suma importancia, no solo en el sector industrial sino también en el sector educativo, por lo cual, son estudiados en diferentes campos variando así la metodología de su diseño, especialmente en lo correspondiente a la parte del rotor, por ello es de suma

importancia el evaluar el diseño del rotor para poder obtener una mejora en el sistema de ventilación.

Es así que nos planteamos el siguiente problema de investigación:

¿Mediante la optimización de los parámetros de diseño es posible mejorar las curvas de operación de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrifugo?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Evaluar los parámetros de diseño para mejorar las curvas de operación de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrifugo.

1.2.2. Objetivos específicos

- Determinar los parámetros de diseño con el rotor existente mediante ensayos en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa.
- Diseñar un rotor con alabes curvados hacia atrás usando la información obtenida.
- Construir un rotor con alabes curvados hacia atrás a partir del diseño obtenido.
- Evaluar y comparar las curvas de operación obtenidas en las pruebas desarrolladas en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa.

1.3. Formulación de la hipótesis

La optimización de los parámetros de diseño mejora las curvas de operación de un rotor con alabes curvados hacia atrás de un ventilador centrifugo.

1.4. Justificación e importancia

La evaluación de los parámetros de diseño del rotor de un ventilador centrífugo es importante debido a que puede ayudar a mejorar la capacidad del ventilador para operar de manera efectiva en diferentes condiciones de carga y para mejorar la eficiencia energética. Esto puede ser especialmente importante en aplicaciones donde la carga del ventilador varía significativamente con el tiempo, como en sistemas HVAC en edificios comerciales, incluso también para su uso en sistemas industriales.

El motivo general para realizar el análisis de los parámetros de diseño del rotor de un ventilador centrífugo es mejorar su eficiencia energética y capacidad de operación en diferentes condiciones de carga. Esto se debe a que los ventiladores centrífugos son componentes clave en un amplio campo de aplicaciones, incluyendo sistemas HVAC y procesos industriales, y su eficiencia energética puede tener un impacto significativo en el consumo total de energía de una instalación.

Además, una mayor eficiencia energética también puede tener beneficios ambientales al disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero y reducir la dependencia de los combustibles fósiles. La evaluación de los parámetros de diseño del rotor del ventilador centrífugo también puede ayudar a garantizar que el sistema de ventilación funcione de manera confiable y segura, lo que es importante para la seguridad y salud de las personas que operan o residen en el espacio que se está ventilando.

Abarcando nuestro estudio, el ventilador centrífugo ARMFIELD FM40 del laboratorio de la universidad Nacional del Santa es usado para el estudio en el curso de Turbomáquinas, siendo muy importante para realizar los diferentes ensayos y pruebas. Es por esa razón que en este estudio se realizó la evaluación de los parámetros de diseño del equipo, y con este análisis se diseñó un nuevo rodete con alabes curvados hacia atrás

para lograr mejorar las curvas de operación, todo esto en el laboratorio de Turbomáquinas de la universidad Nacional del Santa. Es así que los resultados de este trabajo tienen un impacto significativo en la eficiencia energética de este ventilador centrífugo.

II. Marco teórico

2.1. Antecedentes

Vecina et al. (2016) realizó la investigación que aborda la optimización del diseño de ventiladores centrífugos con álabes hacia atrás mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) y su comparación con mediciones experimentales. Utilizando ANSYS Fluent, se realizaron simulaciones para evaluar diferentes configuraciones de álabes, cuyos resultados fueron validados en un túnel de viento. Los hallazgos mostraron una gran concordancia entre las simulaciones y las mediciones experimentales, destacando la eficacia del CFD como herramienta de diseño y optimización de ventiladores centrífugos y la importancia de la validación experimental para garantizar la precisión de los resultados numéricos.

Marín, N. (2016) se centra en el diseño y simulación de un ventilador centrífugo para mejorar su eficiencia hidráulica y mecánica y reducir el consumo de energía. Empleó el programa Engineering Equation Solver (EES) para determinar el ángulo de salida óptimo y el número de álabes del rodete, mientras que SolidWorks lo utilizó para las simulaciones de flujo de aire. El estudio concluyó que un ángulo de $44,5^\circ$ y un diseño de rodete con 11 álabes optimizaban el rendimiento del ventilador. Esta investigación destaca la importancia del modelado matemático y la simulación en el diseño eficiente de ventiladores centrífugos.

Guerrero, Y. (2017) se enfocó en diseñar un ventilador centrífugo que cumpla con requisitos específicos de caudal y altura útil, considerando las condiciones de presión y temperatura locales. Determinó los ángulos de diseño óptimos de 20° en la entrada y 50° en la salida para un caudal y una altura de 190 mm de H₂O, logrando un valor de presión de 0.935. Se seleccionó un motor

trifásico de 3.7 kW (5 HP) a 1730 rpm. Las condiciones de diseño, incluyendo flujo de entrada y velocidad meridiana constante, resultaron satisfactorias con un error del 0.6% en la altura útil, dentro de los límites permitidos en ingeniería.

Santosh, Ch. (2023) investigó el efecto del número de álabes en el rendimiento de un ventilador centrífugo mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Con un diseño preliminar de 11 álabes, el ventilador mostró una presión total de 1323,07 Pa y una eficiencia del 50,82%. Al variar el número de álabes a 8, 10, 12 y 14, se encontró que con 14 álabes se lograba un aumento del 21,77% en la presión total y del 5,74% en la eficiencia. La guía del flujo mejoró y la caída de presión en la carcasa fue mínima. La simulación exitosa del modelo con CFD proporcionó información valiosa para la optimización del diseño del ventilador.

Bogdanovic-Jovanovic, J. (2015) analiza la eficiencia y las características de funcionamiento de ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia atrás y hacia adelante en diferentes disposiciones de conductos. Se concluye que los ventiladores con álabes curvados hacia atrás son más eficientes y recomendables para aplicaciones con conductos tanto en la entrada como en la salida. Por otro lado, los ventiladores con álabes curvados hacia adelante, debido a su tamaño más pequeño, son adecuados para aplicaciones con entrada por conductos y salida libre. Se destacan la presión total y eficiencia total para ventiladores con conductos en ambos lados, y la presión estática y eficiencia estática para aquellos con conductos en solo uno.

Lin y Tsai (2012) realizaron un análisis integrado del rendimiento de un ventilador centrífugo de inclinación hacia atrás, utilizando mediciones y simulaciones numéricas. Encontraron que la eficiencia del ventilador disminuye

significativamente con el aumento del flujo de aire y la presión estática. Además, el diseño de la carcasa y las palas impacta considerablemente su rendimiento. Los autores concluyen que es necesario optimizar el diseño del ventilador para mejorar su eficiencia y reducir los costos energéticos operativos.

Zhang et al. (2019) realizaron análisis numéricos y experimentales sobre las características aerodinámicas y aeroacústicas no estacionarias de un ventilador centrífugo de palas curvadas hacia atrás. Utilizaron simulaciones numéricas y mediciones experimentales para evaluar el flujo de aire y las características acústicas en diversas condiciones operativas. Encontraron que el flujo de aire es altamente no estacionario, caracterizado por vórtices y turbulencias, y que la radiación acústica se debe principalmente a la interacción entre el flujo de aire y la superficie de las palas. Concluyeron que es esencial considerar los efectos no estacionarios en el diseño y optimización de estos ventiladores para mejorar su rendimiento y reducir el ruido. Este estudio ofrece información valiosa para ingenieros y diseñadores, ayudando a mejorar el rendimiento y reducir el impacto acústico de los ventiladores.

Huang y Hsieh (2009) realizaron una simulación numérica y medición experimental de sopladores centrífugos de aletas curvas hacia atrás para optimizar su diseño, mejorando rendimiento y eficiencia energética. Compararon los efectos de la simulación con datos experimentales siguiendo el estándar ANSI/AMCA 210-07/ANSI/ASHRAE 51-07, encontrando una desviación de hasta 4.8% en la curva de presión estática y 15.1% en la curva de eficiencia. Tras validar la simulación, discutieron los efectos del ángulo y número de palas, longitud de la lengüeta y contorno de la carcasa. Un diseño optimizado mostró una mejora del 7.9% en presión estática y 1.5% en eficiencia. Concluyeron que la simulación

numérica es una herramienta poderosa para el desarrollo y mejora de estos sopladores.

Heo et al. (2013) realizaron la optimización aerodinámica de un ventilador centrífugo de aletas curvas hacia atrás utilizando el software Total FAN-Turbo, desarrollado para no especialistas en diseño de ventiladores. Este software permite realizar diseño preliminar, análisis aerodinámico y acústico tridimensional, y optimización de diseño. Se incrementó la eficiencia del ventilador en un 5% comparado con el diseño de referencia mediante la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en Reynolds y el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzos cortantes. Los resultados numéricos se validaron con datos experimentales, demostrando que Total FAN-Turbo es una herramienta conveniente para diseñar ventiladores de alta eficiencia y bajo ruido.

Eisenmenger et al. (2019) examinaron las propiedades aerodinámicas y aeroacústicas de ventiladores centrífugos con palas de inclinación hacia atrás, enfocándose en su eficiencia y emisión de ruido. Utilizaron dinámica de fluidos computacional y métodos experimentales según la norma ISO 5136. Emplearon "diseño inverso" y algoritmos genéticos para optimizar el ventilador, logrando un aumento del 1,5% en eficiencia a costa de un leve incremento en ruido. Los autores recomiendan optimizar la velocidad de rotación, el número de palas y la geometría para mejorar rendimiento y reducir el ruido. Concluyen que la variación de la carga de las palas mejora la eficiencia, pero aumenta la radiación acústica.

2.2. Marco conceptual

2.2.1. Ventiladores Centrífugos

Son máquinas que convierten la energía mecánica en energía cinética, incrementando la velocidad del aire en su interior y generando un diferencial de presión entre la salida y la entrada del ventilador. Además, menciona que estos ventiladores son muy utilizados en sistemas de aire acondicionado debido a su capacidad para transportar grandes volúmenes de aire con una alta eficiencia energética (Mataix, 1986).

2.2.2. Partes de un ventilador centrífugo

Según Trocel (2021), tenemos que las partes de un ventilador centrífugo son las siguientes (Figura 2):

1. Base o soporte estructural: puede tener una base independiente, la base puede ser adaptable, si su frecuencia natural es menor que las RPM de trabajo, o firme, si su frecuencia natural es mayor que las RPM de trabajo del ventilador. (Trocel, 2021).
2. Impulsor y álabes: se encuentra conectado al rotor o eje del ventilador. Está compuesto por una serie de álabes cuya forma se modifica según el tipo de ventilador y su propósito de uso. (Trocel, 2021)
3. Voluta o carcasa: es donde se contiene el fluido y ocurre el intercambio de energía entre el impulsor y el fluido, aquí se direcciona el fluido desde la succión a la descarga. (Trocel, 2021)
4. Boca de visita: sirve para el mantenimiento o inspección de la máquina.
5. Rodamientos o cojinetes: Según la dimensión del equipo, su peso y la velocidad de funcionamiento, se pueden equipar con rodamientos de rodillos o con

cojinetes de superficie plana. Algunas aplicaciones con cojinetes planos tienen además sistemas de refrigeración para el lubricante. (Trocel, 2021)

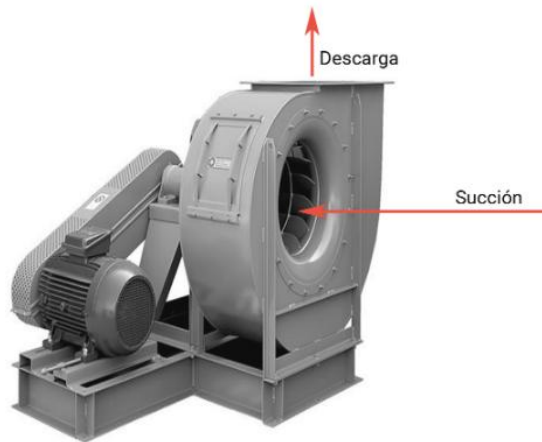
6. Sistema de transmisión: existen muchas opciones dependiendo del diseño. La más común y confiable es la transmisión por poleas, pero se encuentra limitada a un cierto rango de velocidad, cuando la velocidad del ventilador supera los 3000 RPM, se utiliza transmisión directa, el cual puede ser a través de acoplamientos entre el conductor y el ventilador, o directamente el impulsor instalado directamente sobre el eje del motor. (Trocel, 2021)
7. Equipo conductor: Según las características de la operación y otros factores, el dispositivo de accionamiento puede ser un motor eléctrico de corriente alterna AC, corriente continua DC o también turbinas de vapor. (Trocel, 2021)

Entrada de aire (Succión): Es la abertura por donde entra el aire al ventilador. La entrada puede estar en la parte frontal, lateral o inferior de la carcasa. (Gómez, 2016)

Salida de aire (Descarga): Es la abertura por donde sale el aire que ha sido impulsado. La salida puede estar en la parte superior, lateral o posterior de la carcasa. (Gómez, 2016)

Figura 1

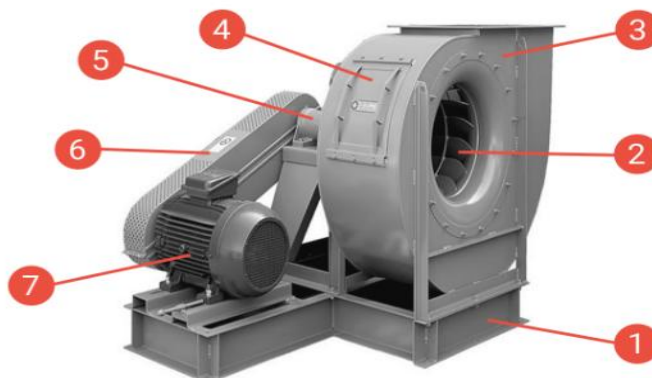
Dirección del flujo de aire/gas en un ventilador centrífugo.



Nota. El grafico presenta la dirección del flujo en dirección de la descarga y succión en un ventilador centrífugo. Adaptado de Power-MI Blog, por David Trocel, 2021, <https://power-mi.com/es/content/an%C3%A1lisis-de-vibraciones-en-ventiladores-centr%C3%ADfugos>.

Figura 2

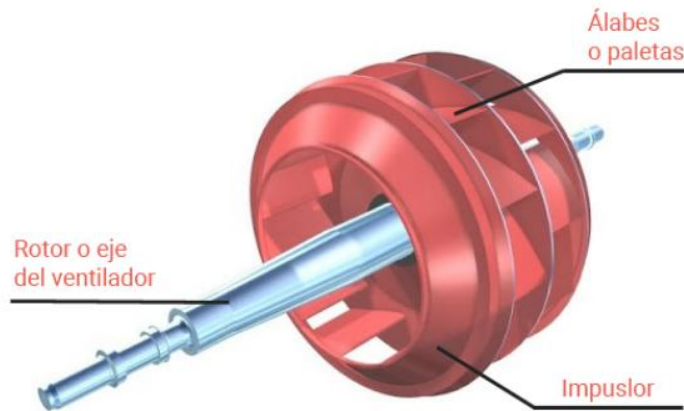
Principales partes de un ventilador centrífugo.



Nota. El grafico muestra las diferentes partes de un ventilador centrífugo que se han descrito previamente. Adaptado de Power-MI Blog, por David Trocel, 2021, <https://power-mi.com/es/content/an%C3%A1lisis-de-vibraciones-en-ventiladores-centr%C3%ADfugos>.

Figura 3

Impulsor de un ventilador centrífugo.



Nota. El grafico muestra la parte interna del impulsor en un ventilador centrífugo.

Adaptado de Power-MI Blog, por David Trocel, 2021, <https://power-mi.com/es/content/an%C3%A1lisis-de-vibraciones-en-ventiladores-centr%C3%ADfugos>.

2.2.3. Tipos de álabes de un ventilador centrífugo

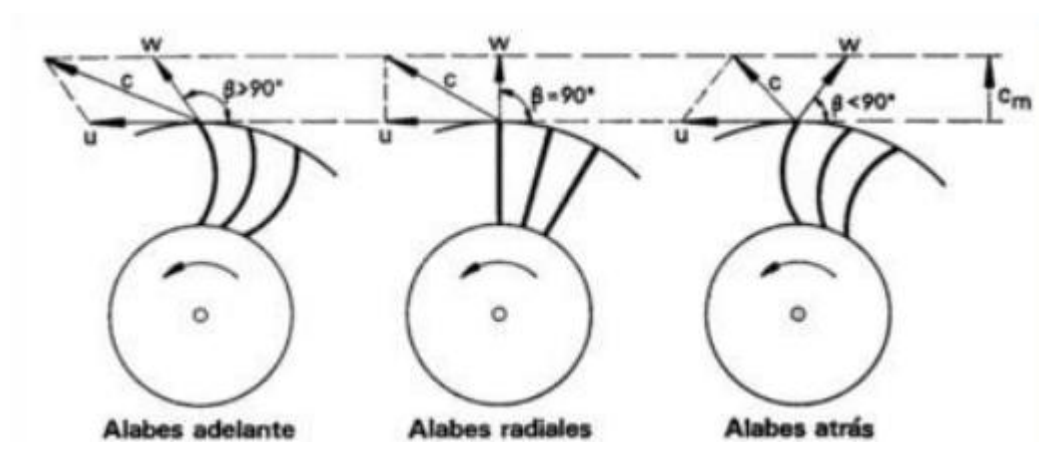
Según Pretel (2019) y Vargas (2013) se clasifican en base a la configuración y disposición de sus álabes, por lo que se cuentan con los siguientes tipos fundamentales de rodetes:

- a) Álabes curvados hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$): No es muy utilizado en las bombas centrífugas, pero son aptos para caudales altos y bajas presiones; en esta clase de ventilador se consiguen bajos rendimientos (35 – 65%) por lo que actualmente tiende a ser sustituido por los modernos ventiladores axiales. Requieren poco espacio, velocidad periférica baja y son silenciosos. Cuentan con un gran número de álabes de 48-60.

- b) Álabes de salida radial ($\beta_2 = 90^\circ$): Se emplean principalmente para transportar aire o gases sucios a elevada temperatura ya que por medio de la fuerza centrífuga se facilita la eliminación de depósitos sólidos. Tiene menor número de álabes, su ventaja es que pueden transportar fluidos con contenido de sólidos debido a que constan de auto limpieza.
- c) Álabes curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$): Es el ángulo de salida más frecuentemente utilizado en las bombas centrífugas. Tienen una eficiencia superior a los primeros, principalmente si se reemplazan las antiguas paletas de chapa por las más actuales de perfil aerodinámico, lo que puede alcanzar un rendimiento cercano al 90%. Operan a mayores velocidades tangenciales y el nivel de ruido es alto.

Figura 4

Tipos de álabes de un ventilador centrífugo.



Nota. La figura ilustra los diferentes tipos de álabes según la configuración y disposición de estos. Adaptado de “Estudio teórico-experimental de un ventilador centrífugo de alabes rectos radiales del laboratorio de energía-PUCP” (p. 25), por J. Vargas, 2013, Pontificia Universidad Católica del Perú.

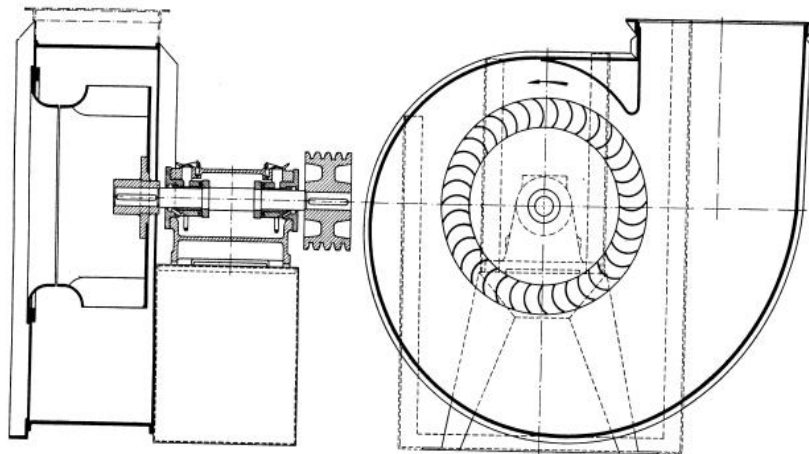
2.2.4. Clasificación de los ventiladores centrífugos según su presión de trabajo

Según Mataix (1986), estos se dividen de acuerdo a la presión a la que operan:

- a) Ventiladores de baja presión: tienen una presión total generada que se encuentra por debajo de los 10 mbar.
- b) Ventiladores de Media Presión: cuentan con una presión total en el rango de 10 a 30 mbar.
- c) Ventiladores de Alta Presión: presiones entre 30 a 100 mbar. El efecto de la compresibilidad del fluido comienza a ser considerable en estos últimos casos.

Figura 5

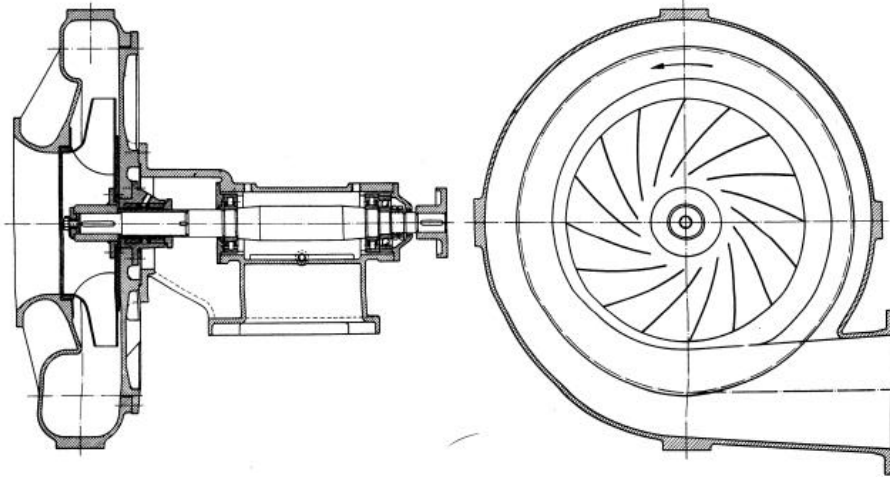
Ventilador centrífugo Sirocco de baja presión



Nota. En la figura se muestra un ventilador centrífugo Sirocco de 5 mbar con rodete de tipo de tambor. Sus álabes se encuentran curvados hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$), tiene como orificio de entrada a una tobera de perfil aerodinámico para disminuir las pérdidas, la sección transversal de la caja espiral es de chapa reforzada y el impulsor está montado en voladizo. Tomado de Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas (p. 426), por C. Mataix, 1986, Ediciones del Castillo S.A. Madrid.

Figura 6

Ventilador centrífugo de alta presión.



Nota. La ilustración muestra un ventilador de tipo centrífugo de alta presión de 70 mbar, sus álabes están curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$), la carcasa espiral está fabricada en fundición, el impulsor al igual que el anterior está instalado en voladizo. Tomado de *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas* (p. 426), por C. Mataix, 1986, Ediciones del Castillo S.A. Madrid.

2.2.5. Características de los ventiladores centrífugos

a) Caudal

Es el flujo de masa de aire o fluido que atraviesa el ventilador en un intervalo de tiempo determinado, considerando las condiciones normales de presión de 760 mmHg, temperatura de 20°C del fluido y una humedad relativa de 65% (Lahidalga, 2018).

b) Presión

Se trata de la diferencia matemática que se efectúa entre las presiones totales promedio en los puntos de impulsión y de aspiración, esto se expresa en milímetros de columna de agua (760 mmHg = 10.33 mm.c.d.a). La presión estática se refiere a la presión interna de un fluido en movimiento en una dirección recta, es el valor que

se mostraría en un manómetro ubicado dentro del flujo del fluido y moviéndose a la misma velocidad que este. La presión dinámica se define como la mayor variación de presión que se produce en el flujo de fluido alrededor del centro de un objeto o barrera y es equivalente a la presión requerida para aumentar la velocidad del fluido desde su estado de inactividad hasta su velocidad actual. (Lahidalga, 2018).

La adición de la presión estática y dinámica representa la presión total:

$$P_t = P_e + P_d = P_e + \frac{V^2 \times \delta}{2g} \quad (1)$$

Dónde:

V: es la velocidad media en m/s.

δ : la densidad del fluido en kg/m³ (1,205 a 20°C para aire limpio).

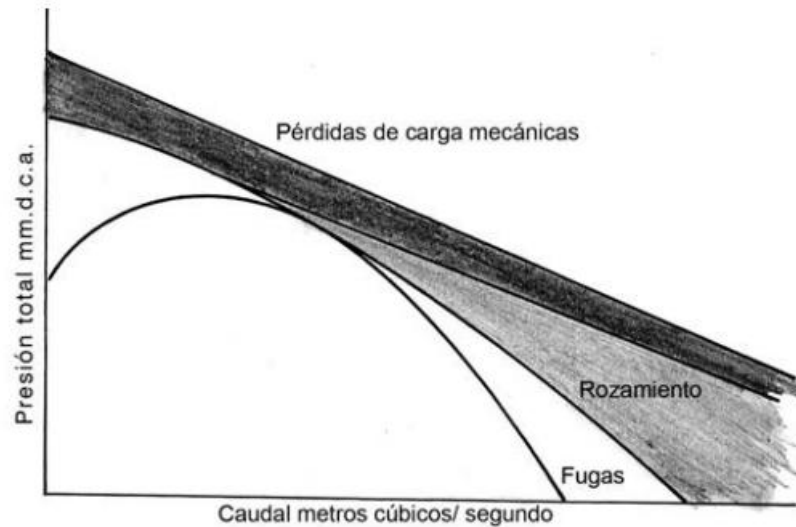
g: la aceleración de la gravedad en m/m² (g = 9,81).

c) Rendimiento:

La evaluación del rendimiento de un ventilador permite determinar tanto su calidad aérea como mecánica, el cual se establece la proporción entre la potencia aprovechable y la potencia suministrada. Este rendimiento es utilizado por los usuarios para comparar distintos dispositivos entre sí. Por otro lado, los expertos y fabricantes utilizan rendimientos parciales para realizar una comparación individual de los diferentes factores que influyen, y que a veces tienen un impacto significativo en el funcionamiento del dispositivo. En la figura 7 se plasma la curva caudal vs presión de acuerdo con el diagrama de Eck. (Lahidalga, 2018)

Figura 7

Curva clásica de un ventilador centrífugo de acuerdo con el diagrama de Eck.



Nota. En el gráfico se plasma la curva caudal vs presión de acuerdo con el diagrama de Eck. “Características y triángulo de velocidades de un ventilador centrífugo” (p. 37), por J. Lahidalga, 2018, Revista de Mecánica Aplicada.

2.2.6. Triángulo de velocidades

Es la representación que muestra la interacción entre los movimientos relativos y absolutos de las partículas del fluido mientras atraviesan una máquina de flujo. Se utiliza como una herramienta geométrica para entender y analizar la relación entre estos movimientos del flujo del fluido. (Aztete, 2021)

Según Francisco y Chicri (2002), el análisis del flujo del fluido a través de las distintas secciones del ventilador se lleva a cabo al considerar que los impulsores se encuentran conformados por un componente estático conocido como estator y un elemento móvil o impulsor. En estas se establecen puntos de referencia para identificar los fenómenos que ocurren.

El estator cuenta con un eje de referencia que permite definir las velocidades absolutas, mientras que en el impulsor se establece un sistema de referencia que permite precisar las velocidades relativas. La transición del movimiento relativo al absoluto, se desarrolla considerando el movimiento de desplazamiento del impulsor, que en resumen es el movimiento de rotación. De la combinación de los movimientos relativo y absoluto proviene el triángulo de velocidades, que puede trazarse para cualquier punto a lo largo del flujo que recorre el impulsor, aunque normalmente se realizan únicamente en la salida y entrada del mismo. (Francisco y Chicri, 2002)

Cada lado del triángulo es un vector, donde tenemos:

v: Velocidad absoluta.

w: Velocidad relativa.

u: Velocidad tangencial o de arrastre.

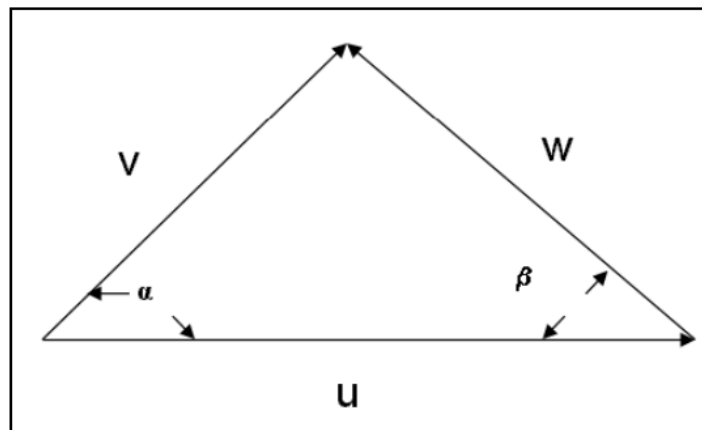
Siendo su relación la siguiente:

$$v = u + w \quad (2)$$

La forma de este triángulo está determinada por las propiedades de los canales de flujo del impulsor.

Figura 8

Triángulo de velocidades.

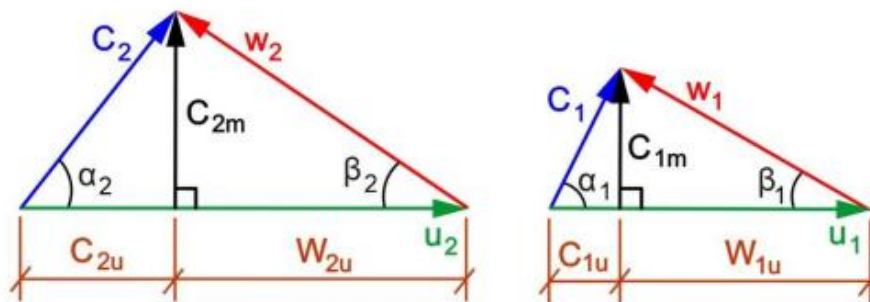


Nota. Elaboración propia.

Para un diseño ideal consideramos al flujo relativo tangencial en la entrada y salida del perfil del álabe, permitiéndonos establecer la trayectoria de la velocidad relativa en la entrada ($W_{entrada}$) y en la salida (W_{salida}). Siendo esta la condición para evitar pérdidas de flujo como resultado de choques con los álaves. (Francisco y Chicri, 2002)

Figura 9

Diagrama de velocidades.



Nota. La figura muestra los vectores de las velocidades que describen el movimiento del fluido a través de los alabes. Elaboración propia.

Conforme a Aztete (2021), se pueden identificar tres vectores de velocidad en cualquier punto de interacción entre el fluido y el rotor: la velocidad absoluta (módulo c), velocidad relativa del fluido en relación al rotor (módulo w) y la velocidad lineal del rotor en dirección tangencial (módulo u).

A partir del triángulo de velocidades, es posible obtener mediante cálculos trigonométricos las fórmulas para determinar las velocidades del fluido tanto en la salida como en la entrada del impulsor. A continuación, se presentan estas ecuaciones:

- Velocidad relativa a la entrada:

$$w_1 = \frac{\mu_1 - c_{1u}}{\cos\beta_1} \quad (3)$$

- Velocidad a la salida:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2m}^2} \quad (4)$$

- Velocidad relativa a la salida:

$$w_2 = \frac{\mu_2 - c_{2u}}{\cos\beta_2} \quad (5)$$

2.2.7. Ecuación de Euler

Representa la transferencia de energía entre el rotor y el fluido. La energía que el fluido obtiene al ser impulsado por el rotor se puede manifestar de tres maneras diferentes: a través de un incremento en la energía de presión, un aumento en la energía cinética o como un incremento en su energía potencial. (Aztete, 2021).

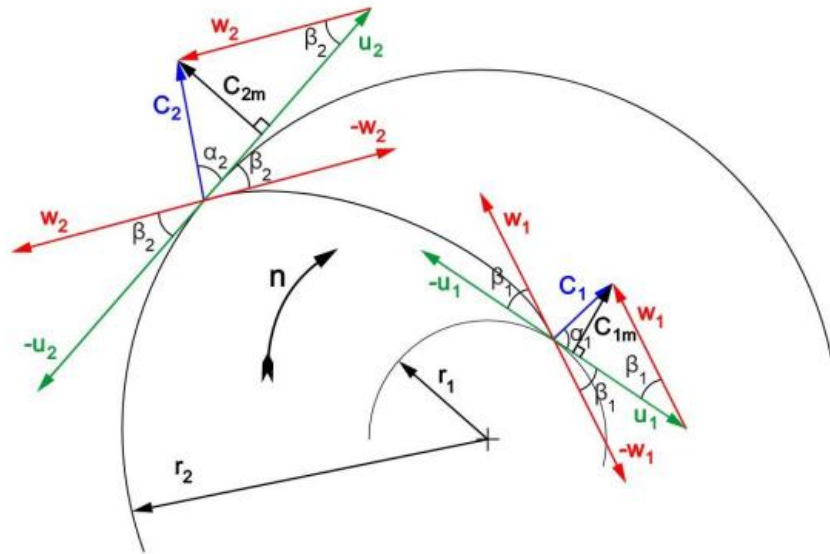
La derivación de esta ecuación se basa en la aplicación de la segunda ley de Newton a un sistema en rotación, la cual expresa que el cambio en la cantidad de movimiento de un sistema en relación con el tiempo es igual a la suma de los momentos resultantes de las fuerzas que actúan sobre dicho sistema. En primer lugar, se asume que el fluido que atraviesa las paletas del impulsor se encuentra en estado estacionario y no hay perturbaciones en el flujo. También se considera que hay una completa igualdad en el flujo a lo largo del conducto por el cual circula el fluido, lo que implica que, en todas las secciones del conducto, todas las partículas del fluido presentan propiedades termodinámicas y velocidades idénticas. Sin embargo, en la práctica, este escenario ideal no se cumple debido a las irreversibilidades inherentes

al proceso. Además, se asume que la energía transferida en forma de calor y trabajo se mantiene invariable con el tiempo. (Valencia, 2002)

Tomando en cuenta la configuración geométrica del rotor:

Figura 10

Diagrama de velocidades en una Turbomáquina



Ecuación de Euler:

$$He = (U_2 \times C_{2u} - U_1 \times C_{1u}) / g \quad (6)$$

En esta transferencia de energía, no toda la energía intercambiada por el impulsor se aprovecha de forma eficiente. Una porción de esta energía se pierde durante el flujo del fluido al pasar por las diversas partes estáticas y móviles que componen la máquina.

Forma alternativa de la ecuación de Euler:

$$H_t = \frac{(C_2^2 - C_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2g} \quad (7)$$

2.2.8. Diseño del impulsor.

Eck (1973), afirma que los siguientes parámetros son necesarios para diseñar un impulsor de manera ideal:

- Razón de entrada y diámetros de salida (d_1/d_2)
- Velocidad de rotación (N)
- Ancho de entrada y salida axiales (b_1 y b_2)
- Ángulos de álabe (β_1 y β_2)
- Número de álaves (z)
- Forma del álabe.

2.2.8.1. Datos de entrada.

Según Francisco y Chicri (2002), para el diseño del impulsor se utilizará el menor número de condiciones de entrada, de tal manera se tiene que los datos indispensables que se debe tener son:

- Caudal (Q): Está expresado en m^3/s o pie^3/min , es un dato que puede ser obtenido mediante mediciones haciendo uso de un caudalímetro o a través de ecuaciones tal como la siguiente:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (8)$$

Dónde:

ρ : Densidad del gas (kg/m^3 o lb/pie^3)

\dot{m} : Flujo másico (kg/s o lb/s)

- Densidad (ρ): Es la relación entre la masa y el volumen, está expresado en kg/m^3 o lb/pe^3 . Es necesario conocer la densidad del gas que se usará en el ventilador centrífugo debido a que esta propiedad condicionará también el diseño.
- Presión estática (ΔP): Está expresada en Pa. Se puede obtener a través de métodos numéricos o utilizando instrumentos tales como los manómetros, tubos de Pitot, entre otros. Está dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = H * \gamma \quad (9)$$

Dónde:

H: Altura de presión. (metro de columna de fluido)

γ : Es el peso específico del gas. (N/m^3)

2.2.9. Método del diseño del impulsor

Para el método de diseño del impulsor con álabes inclinados hacia atrás, se optó por seguir la metodología empleada por Lopes (2006), el cual veremos a continuación.

2.2.9.1. Velocidad de rotación específica (n_{qA}):

Se determinará el tipo de rotor a utilizar y su forma aproximada, calculando la velocidad de rotación específica:

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (10)$$

2.2.9.2. Estimación de rendimientos:

$$n_t = n_h * n_v * n_a * n_m \quad (11)$$

Se sugiere valores de guía para el cálculo inicial, aunque dependiendo del dimensionamiento de la máquina, el tipo de construcción utilizada y otros elementos, estos rendimientos pueden variar en un rango de valores muy alto.

- Rendimiento hidráulico (n_h)

Como referencia, se puede indicar el valor de 0,85 para ventiladores con palas curvadas hacia atrás ($\beta_2 \leq 30$), valores de 0,75 para ventiladores industriales con ($\beta_2 \cong 60$) y el valor de 0,70 para ventiladores de salida radial ($\beta_2 = 90$) y ventiladores del tipo Siroco ($\beta_2 \cong 160$). Se debe destacar que las dimensiones influyen decisivamente sobre los valores de este rendimiento, haciéndolo tanto mayor cuanto mayor sea el diámetro de salida.

- Rendimiento volumétrico (n_v)

Para los ventiladores, este rendimiento es a menudo considerado como una función de la relación entre los diámetros de entrada y salida, variando desde 0,70 para una relación $D_1/D_2 = 0,3$ hasta un valor de 0,95 para una relación $D_1/D_2 = 0,9$.

- Rendimiento de fricción de disco (n_a)

En los ventiladores, el rendimiento de fricción de disco suele estar comprendido entre 0,98 y 0,99, disminuyendo para rotores de velocidad de rotación específica muy baja.

- Rendimiento mecánico (n_m)

Para ventiladores, se alcanza rendimientos hasta 100 CV, se puede utilizar también la fórmula práctica indicada por Costa (1978):

$$\eta_m = 0,1 * \log P_e + 0,75 \quad (12)$$

donde:

η_m = rendimiento mecánico, adimensional

P_e = potencia en el eje del ventilador, en CV.

- Rendimiento total (n_t)

Para los ventiladores, el rendimiento total para una velocidad de rotación específica dada aumenta con el aumento del diámetro D_2 y, para un caudal dado, su valor máximo corresponde a la velocidad de rotación específica, comprendida entre 150 y 250, pudiendo llegar hasta el 90%.

2.2.9.3. Cálculo de la velocidad en la boca de entrada o admisión (c_a):

El cálculo estimativo de la velocidad en la boca de entrada o admisión, c_a , puede hacerse por la expresión:

$$c_a = K_{c_a} * \sqrt{2 * Y} \quad (13)$$

Dónde:

c_a = velocidad en la boca de admisión, en m/s

Y = salto energético específico proporcionado al fluido, en J/kg;

K_{c_a} = coeficiente de velocidad en la boca de succión, adimensional.

Para ventiladores, este coeficiente puede ser calculado por:

$$K_{c_a} = 0,082 * n_{qA}^{1/3} \quad (14)$$

Generalmente la velocidad c_a está comprendida en el rango de 5 a 30 m/s, o valores aún mayores, para ventiladores.

2.2.9.4. Determinación del diámetro de la boca de succión (D_a):

Se puede calcular el diámetro por la expresión:

$$D_a = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * \eta_v * c_a}} \quad (15)$$

Donde D_a esta expresada en m, Q, en m³/s, c_a , en m/s, η_v es adimensional.

2.2.9.5. Ajuste del ángulo de salida de las palas del rotor (β_2):

El ángulo de inclinación de las palas en la salida del rotor, β_2 , será fijado en función de los criterios con los siguientes rangos de valores recomendados:

Para ventiladores de alta presión, alto rendimiento y carga limitada:

$$\beta_2 = 12^\circ \text{ a } 30^\circ$$

Para ventiladores de media y alta presión del tipo industrial:

$$\beta_2 = 45^\circ \text{ a } 90^\circ$$

Para ventiladores de pequeña presión, carga ilimitada, del tipo Siroco:

$$\beta_2 = 150^\circ \text{ a } 170^\circ$$

2.2.9.6. Cálculo preliminar del diámetro de salida del rotor (D_2):

Para ventiladores de construcción común, Tedeschi (1969) indica la siguiente fórmula empírica:

$$\psi = \left(\frac{763}{850 - 1,9 * \beta_2} \right)^2 \quad (16)$$

Donde:

β_2 , se indica en grados

ψ , es adimensional.

Una vez estimado el valor de ψ , se determina la velocidad tangencial de salida del rotor, u_2 , por la siguiente ecuación:

$$u_2 = \sqrt{2 * Y / \psi} \quad (17)$$

Y el diámetro de salida del rotor, D_2 , queda definido por la expresión:

$$D_2 = u_2 / (\pi * n) \quad (18)$$

Donde se utilizan las siguientes unidades: u_2 , en m/s; Y, en J/kg; D_2 , en m; n, en rps y ψ es adimensional.

2.2.9.7. Cálculo del diámetro de entrada del rotor (D1):

Aunque muchos diseñadores adoptan $D_1 \cong D_a$, Eck (1973) propone la siguiente expresión, para $\beta_2 \leq 100^\circ$:

$$\frac{D_1}{D_2} \geq 1,194 * \Phi^{1/3} \quad (19)$$

Donde Φ es el coeficiente adimensional, definido por la ecuación:

$$\Phi = \frac{4 * Q}{\pi * D_2^2 * u_2} \quad (20)$$

Conocida la relación D_1/D_2 , el diámetro de entrada, D_1 , será calculado por:

$$D_1 = \frac{D_1}{D_2} * D_2 \quad (21)$$

2.2.9.8. Cálculo del ancho en la entrada del rotor (b1):

$$b_1 = \frac{Q}{\pi * \eta_v * D_1 * c_{m3}} \quad (22)$$

Donde:

b_1 = ancho en la entrada del rotor, en m

η_v = rendimiento volumétrico, adimensional

Q = caudal de la máquina, en m³/s

D_1 = diámetro de entrada del rotor, en m;

c_{m3} = componente meridiana de la velocidad absoluta en la entrada del rotor, en m/s.

Para ventiladores centrífugos, Mataix (1986) indica la fórmula:

$$c_{m3} = 0,5 * \left(\frac{300}{n_{qA}}\right)^{\frac{1}{6}} * c_a \quad (23)$$

2.2.9.9. Cálculo preliminar del ángulo de inclinación de las palas en la entrada

(β_1):

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_1}{u_1} \quad (24)$$

Para el cálculo de la velocidad absoluta del fluido a la entrada del rotor, c_1 , se debe estimar el valor del factor de estrangulamiento para la entrada del rotor, normalmente dentro del rango $f_{e1} = 0,9$ a $0,95$, para ventiladores.

$$c_1 = c_{m1} = \frac{c_{m3}}{f_{e1}} \quad (25)$$

La velocidad tangencial para la entrada del rotor, u_1 , se calcula por la expresión:

$$u_1 = \pi * D_1 * n/60 \quad (26)$$

donde u_1 se mide en m/s, D_1 en m y n en rps.

2.2.9.10. Cálculo del número de palas del rotor (N):

Para ventiladores, Tedeschi (1969) aconseja las siguientes fórmulas:

$$N = 10 * \sqrt{\frac{1 + D_1/D_2}{1 - D_1/D_2}} \quad (27)$$

Para rotores con $\beta_2 \leq 100^\circ$ y para rotores con $\beta_2 \cong 160^\circ$ la siguiente fórmula:

$$N = 0.7 * \sqrt{D_2 * \frac{1 + D_1/D_2}{1 - D_1/D_2}} \quad (28)$$

Donde

D_1 = diámetro de entrada del rotor, en mm.

D_2 = diámetro de salida del rotor, en mm.

2.2.9.11. Ajuste de la velocidad meridiana a la salida (c_{m2}):

Para ventiladores de alta presión, se adopta comúnmente:

$$c_{m2} = c_{m3}$$

Para los ventiladores de baja y media presiones, normalmente esta velocidad se define a partir de la condición $b_2 = b_1$.

$$c_{m2} = \frac{D_1 * c_{m1}}{D_2} \quad (29)$$

2.2.9.12. Cálculo preliminar de la anchura en la salida del rotor (b_2):

Se obtiene para la anchura en la salida del rotor, b_2 :

$$b_2 = \frac{Q}{\pi * \eta_v * D_2 * c_{m2} * f_{e2}} \quad (30)$$

Donde:

se considera $f_{e2} = 1$ para el cálculo preliminar. En esta ecuación, b_2 está en m; Q en m³/s; D_2 en m; c_{m2} en m/s; η_v y f_{e2} son adimensionales.

2.2.9.13. Determinación del grosor de las palas (e):

Para determinar el espesor de las palas, se utilizan criterios de resistencia de los materiales, rigidez estructural y procesos de fabricación. Sin embargo, Tedeschi (1969) propone las siguientes fórmulas empíricas:

Para ventiladores con $\beta_2 < 100^\circ$, construidos en chapa:

$$e = (0,09 \text{ a } 0,22) * D_2^{1/2} \quad (31)$$

siendo los valores más bajos correspondientes a $b_2/D_2 = 0,03$ y los más elevados correspondientes a $b_1/D_1 = 0,3$.

Para rotores del tipo Siroco ($\beta_2 = 150$ a 170°):

$$e = 0.045 * D_2^{1/2} \quad (32)$$

en palas fijadas por remaches y

$$e = 0.09 * D_2^{1/2} \quad (33)$$

en palas fijadas por soldadura.

III. Materiales y métodos

3.1. Recursos

3.1.1. Recursos humanos

- Los investigadores: Bachiller Espinoza Escalante Catherine Brigitte
Bachiller Pacheco Ñique André Sebastián
- El asesor: M.Sc. Chucuya Huallpachoque Roberto Carlos

3.2. Materiales

3.2.1. Físicos (equipos, materiales, instrumentos)

Equipamiento:

- Laptop ASUS Ryzen 5
- Laptop ASUS Intel Core I5
- Impresora
- KIT medidor de flujo de aire de la marca Fluke.
- Unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD

Figura 11

KIT medidor de flujo de aire de la marca Fluke



Nota. La imagen presenta el KIT medidor de flujo de aire que se encuentra en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional de Santa, el cual fue usado para tomar mediciones al realizar las pruebas con el ventilador centrifugo.

Figura 12

Unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD



Nota. El grafico presenta el equipo que se encuentra en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional de Santa, en el cual se instaló el rotor para realizar las pruebas para el análisis.

Instalaciones:

- Laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa
- Biblioteca de la EAP de Ingeniería en Energía

Materiales:

- Materiales de oficina, útiles y papelería en general.
- Libros, textos, otros materiales impresos.
- Artículos electrónicos.

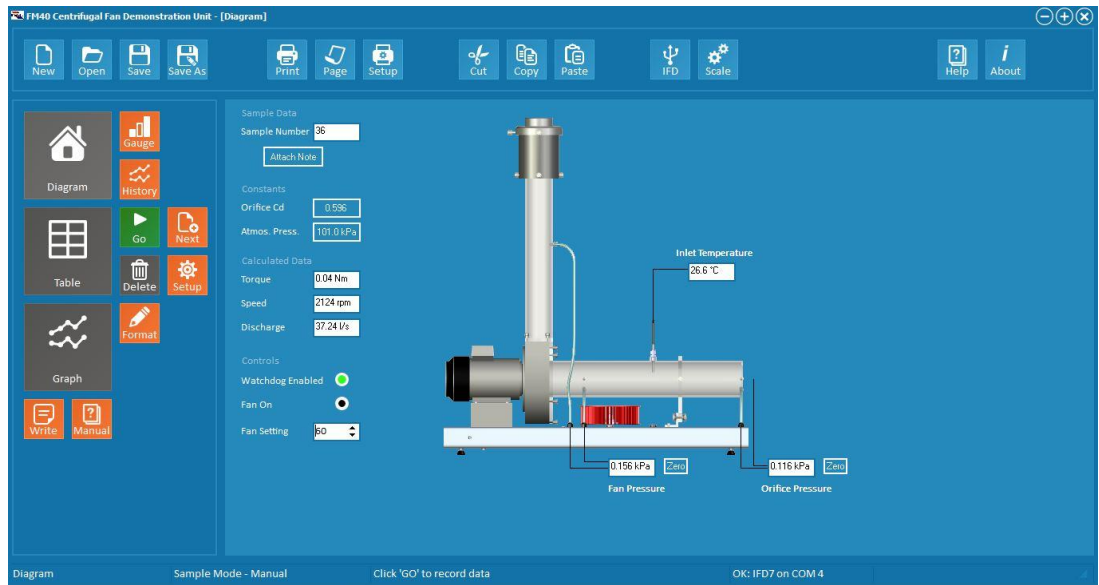
3.2.2. No físicos (softwares especializados)

- Microsoft Office
- AutoCAD

- Autodesk Inventor
- Capturador de datos de FM40 Armfield:

Figura 13

Entorno de trabajo del capturador de datos FM40 Armfield.



Nota. Interfaz del capturador de datos FM40 Armfield, el cual se conectó a la unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 Armfield, para la lectura de los datos obtenidos.

3.3.Métodos

3.3.1. Identificación de variables

- **Variable Independiente:** Parámetros de diseño.

Indicadores:

- Caudal (m^3/s)
- Presión estática (N/m^2)
- Velocidad de giro (rpm)
- Ángulo de entrada ($^\circ$)

– **Variable Dependiente:** Curvas de Operación.

Indicadores:

- Caudal (m^3/s)
- Presión (N/m^2)
- Velocidad de giro (rpm)
- Potencia (kW)
- Rendimiento (%)

3.3.2. Métodos de la investigación

El presente trabajo de investigación tiene un diseño del tipo pre - experimental, y es de una naturaleza correlacional.

3.3.3. Procedimiento de la investigación

Realizamos una revisión bibliográfica en la biblioteca de la EAP de Ingeniería en Energía y mediante libros electrónicos, con esta información desarrollamos un análisis matemático sobre el diseño de un rotor con alabes curvados hacia atrás teniendo en cuenta también medidas que consideramos fijas porque el rotor tenía que encajar en el ventilador Centrifugo FM40 y para ello se realizó mediciones con el vernier. Luego hicimos uso de entornos de trabajo de Microsoft Excel, AutoCAD Y Autodesk Inventor, estos dos últimos fueron muy útiles para realizar el diseño geométrico del rotor y posteriormente se construyó el rotor diseñado.

Se utilizó la Unidad de demostración de Ventilador Centrífugo FM40 ARMFIELD para la recolección de datos, la cual se desarrolló en varios días

O1: Curvas de operación antes de evaluar los parámetros de diseño.

O2: Curvas de operación después de evaluar los parámetros de diseño.

X: Parámetros de diseño.

G. E: Ventilador centrífugo.

3.3.6. Población y muestra

Tanto la población como la muestra fueron únicas, por lo cual la muestra fue seleccionada intencionalmente. En este caso es el rotor con álabes curvados hacia atrás del ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa.

- **Población:** rotores de ventiladores centrífugos
- **Muestra:** rotor con álabes curvados hacia atrás de un ventilador centrífugo
- **Muestreo:** no probabilístico por conveniencia

3.3.7. Técnicas e instrumentos para la recolección de datos

- Técnica de campo u observación: Estas técnicas se utilizan para evaluar un fenómeno, individuo o grupo de personas. Consisten en acercarse a la realidad del sujeto u objeto a estudiar para obtener conocimiento.
- Técnica análisis documental: Esta técnica consiste en la recopilación y selección de información mediante la lectura de documentos, como artículos científicos, revistas, libros, entre otros. Es especialmente útil en investigaciones históricas, ya que se recopila información relevante del pasado que sirve como antecedente para comprender comportamientos futuros.

- Registro de información, permite recopilar datos antes y después de la modificación de los parámetros de diseño del impulsor. Se registran los factores que son resultados de dicha modificación.
- Ficha técnica, se utiliza para registrar e identificar las fuentes de información, y a su vez para recopilar datos relevantes para el estudio.

3.3.8. Técnicas de procesamiento y análisis de los resultados

- Se hizo uso de hojas electrónicas EXCEL para calcular y determinar los parámetros de diseño, usando como base la revisión bibliográfica.
- Posterior a ello, se desarrolló el diseño geométrico en AutoCAD Y Autodesk Inventor y con esta información se construyó el nuevo rotor con los parámetros de diseño obtenidos.
- Se realizó ensayos de operación con el sistema del ventilador centrífugo para obtener la data, mediante mediciones.
- Luego se efectuó otro ensayo usando el nuevo rotor y se registró la nueva data.
- Finalmente, las curvas de operación se compararon a través de los datos obtenidos en los ensayos realizados antes y después de la modificación de los parámetros de diseño del rotor.
- El informe fue redactado teniendo en cuenta lo detallado en el reglamento de grados y títulos de la Universidad Nacional del Santa, el cual se realizó a través del procesador de textos WORD.

IV. Resultados y discusión

4.1. Resultados

Se establecerá mediante desarrollo matemático las características para el diseño del nuevo rotor con alabes curvados hacia atrás, los cuales fueron calculados empleando fórmulas matemáticas y posteriormente se construyó el nuevo rotor.

Se analizarán los parámetros de diseño del ventilador centrífugo actual (Presión, Potencia y Eficiencia) obtenidos mediante el programa ARMFIELD FM40 y el medidor de flujo FLUKE. Luego, se calcularán los parámetros de salida utilizando fórmulas matemáticas, y se aplicará un promedio a los datos recopilados. Finalmente, se presentarán gráficamente los parámetros a través de tablas y gráficos en Excel. Teniendo las características del nuevo rotor con alabes hacia atrás, procedemos al mismo análisis anterior, tomando datos con el programa y el medidor de flujo.

4.1.1. Determinación de los parámetros de diseño de un rotor con álabes curvados hacia atrás con el rotor existente:

- **Datos de entrada para el diseño**

Para empezar los cálculos de los parámetros de diseño se seleccionó un valor para el caudal, el delta de presión total, número de revoluciones.

Según Alegre y Chauca (2020) estos valores fueron seleccionados de las especificaciones técnicas del equipo. (Anexo 7)

$$Q = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_{total} = 600 \text{ Pa}$$

$$Y = \Delta P_{total} / \rho = 600 \text{ Pa} / 1.182 \text{ kg/m}^3 = 507.61 \text{ J/kg}$$

$$n = 3000 \text{ rpm}$$

De la misma forma se seleccionó un valor para el rendimiento hidráulico, el cual según Lopes (2006), sería de 0.85

$$\eta_h = 0.85$$

4.1.2. *Desarrollo matemático del diseño de un rotor con álabes curvados hacia atrás:*

- **Definición del tipo de rotor**

A través de la ecuación 10, la velocidad de rotación específica, podemos saber qué tipo de rotor se usará:

$$n_{qA} = 10^3 * n * \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

$$n_{qA} = 10^3 * \frac{3000}{60} * \frac{0.075^{1/2}}{507.61^{3/4}}$$

$$n_{qA} = 128.04$$

Al corroborar en la tabla 1, obtenida de Lopes (2006), podemos ver que el valor de n_{qA} si está en el rango de ventiladores centrífugos.

Tabla 1*Valores de n_{qA} indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido.*

Para turbina hidráulica de tipo Pelton	$n_{qA} = 5 \text{ a } 70$
Para turbina hidráulica de tipo Francis lenta	$n_{qA} = 50 \text{ a } 120$
Para turbina hidráulica de tipo Francis normal	$n_{qA} = 120 \text{ a } 200$
Para turbina hidráulica de tipo Francis rápida	$n_{qA} = 200 \text{ a } 320$
Para turbina hidráulica de tipo Michell-Banki	$n_{qA} = 30 \text{ a } 210$
Para turbina hidráulica de tipo Deriaz	$n_{qA} = 200 \text{ a } 450$
Para turbina hidráulica de tipo Kaplan y Hélice	$n_{qA} = 300 \text{ a } 1000$
Para a vapor y a gas con admisión parcial	$n_{qA} = 6 \text{ a } 30$
Para a vapor y a gas con admisión total	$n_{qA} = 30 \text{ a } 300$
Para bomba de desplazamiento positivo	$n_{qA} < 30$
Para bomba centrífuga	$n_{qA} = 30 \text{ a } 250$
Para bomba semi-axial o de flujo mixto	$n_{qA} = 250 \text{ a } 450$
Para bomba axial	$n_{qA} = 450 \text{ a } 1000$
Para compresor de desplazamiento positivo	$n_{qA} < 20$
Para ventilador y turbocompresor centrífugo	$n_{qA} = 20 \text{ a } 330$
Para ventilador y turbocompresor axial	$n_{qA} = 330 \text{ a } 1800$

- **Ajuste del ángulo de salida del rotor**

De acuerdo a Lopes (2006) para máquinas generadoras de flujo con álabes curvados hacia atrás el valor del ángulo de salida debe ser menor a 90° , ($\beta_5 \leq 90^\circ$), así mismo el autor recomienda para ventiladores de media y alta presión el rango de 45° a 90° para el ángulo de salida, ($45^\circ \leq \beta_5 \leq 90^\circ$).

Teniendo en consideración lo antes dicho para este diseño se eligió un $\beta_5 = 45^\circ$.

- **Cálculo preliminar del diámetro de salida del rotor**

Para calcular el diámetro de salida en primer lugar se calcula el coeficiente de presión mediante la ecuación 16:

$$\psi = \left(\frac{763}{850 - 1.9 * \beta_5} \right)^2$$

$$\psi = \left(\frac{763}{850 - 1.9 * 45} \right)^2$$

$$\psi = 0.998$$

Una vez estimado el valor ψ , se procedió a calcular el valor de la velocidad tangencial a la salida, mediante la ecuación 17, u_5 :

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 * Y}{\psi}}$$

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 * 507.61 \text{ J/kg}}{0.998}}$$

$$u_5 = 31.89 \text{ m/s}$$

Con la velocidad tangencial calculamos el diámetro de salida, haciendo uso de la ecuación 18, D_5 :

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi * n}$$

$$D_5 = \frac{31.89 \text{ m/s}}{3.1415 * (3000 \text{ rpm}/60)}$$

$$D_5 = 0.2030 \text{ m}$$

- **Cálculo del diámetro de entrada del rotor**

Para el cálculo del diámetro de entrada primero se calculó la relación entre el diámetro de entrada y el de salida del rotor, el cual estará en función del coeficiente de flujo adimensional, como vemos en la ecuación 20.

$$\phi = \frac{4 * Q}{\pi * D_5^2 * u_5}$$

$$\phi = \frac{4 * 0.075 \text{ m}^3/\text{s}}{3.1415 * (0.2030 \text{ m})^2 * 31.89 \text{ m/s}}$$

$$\phi = 0.073$$

La relación de diámetros se expresa por la ecuación 19:

$$\frac{D_4}{D_5} \geq 1.194 * \phi^{1/3}$$

$$\frac{D_4}{D_5} \geq 1.194 * 0.073^{1/3}$$

$$\frac{D_4}{D_5} \geq 0.60$$

Habiendo calculado la relación de los diámetros con la ecuación 21, obtenemos el diámetro de entrada al rotor, D_4 :

$$D_4 = \frac{D_4}{D_5} * D_5$$

$$D_4 = 0.60 * 0.2030 \text{ m}$$

$$D_4 = 0.1218 \text{ m}$$

- **Rendimiento volumétrico:**

Teniendo la relación de diámetros se halló el rendimiento volumétrico usando las relaciones en la metodología de Lopes (2006). Usando interpolación de valores obtuvimos lo siguiente:

$$\frac{D_4}{D_5} = 0.30 \rightarrow \eta_v = 0.70$$

$$\frac{D_4}{D_5} = 0.60 \rightarrow \eta_v = x$$

$$\frac{D_4}{D_5} = 0.90 \rightarrow \eta_v = 0.95$$

$$x = \frac{0.95 - 0.70}{0.90 - 0.30} * (0.60 - 0.30) + 0.70$$

$$x = 0.83$$

Teniendo de esa forma un valor de 0.83 para el rendimiento volumétrico.

- **Cálculo de velocidad en la boca de entrada o admisión:**

En el cálculo de la velocidad de entrada primero fue necesario calcular el coeficiente de velocidad en la boca de entrada mediante la ecuación 14, k_{c_a} :

$$k_{c_a} = 0.082 * n_{qA}^{1/3}$$

$$k_{c_a} = 0.082 * 128.04^{1/3}$$

$$k_{c_a} = 0.413$$

Una vez obtenido el coeficiente de velocidad se calculó la velocidad en la boca de entrada a través de la ecuación 13, c_a :

$$c_a = k_{c_a} * \sqrt{2 * Y}$$

$$c_a = 0.413 * \sqrt{2 * 507.61 \text{ J/kg}}$$

$$c_a = 13.17 \text{ m/s}$$

- **Cálculo del diámetro de la boca de entrada:**

Teniendo ya la velocidad de la boca de entrada se calculó el diámetro de la boca de entrada mediante la ecuación 15, D_a :

$$D_a = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * \eta_v * c_a}}$$

$$D_a = \sqrt{\frac{4 * 0.075 \text{ m}^3/\text{s}}{3.1415 * 0.83 * 13.17 \text{ m/s}}}$$

$$D_a = 0.0938 \text{ m}$$

- **Cálculo de la anchura en la entrada del rotor:**

Primero se calculó el componente de velocidad en la entrada, haciendo uso de la ecuación 23, cm_3 :

$$cm_3 = 0.5 * ca * (300/n_{qA})^{1/6}$$

$$cm_3 = 0.5 * 13.17 * (300/128.04)^{1/6}$$

$$cm_3 = 7.59 \text{ m/s}$$

Teniendo cm_3 procedimos a calcular, a través de la ecuación 22, b_4 :

$$b_4 = \frac{Q}{\pi * \eta_v * D_a * cm_3}$$

$$b_4 = \frac{0.075}{3.1415 * 0.83 * 0.1218 * 7.59}$$

$$b_4 = 0.0313 \text{ m/s}$$

- **Cálculo preliminar del ángulo de inclinación de las palas a la entrada:**

Para el cálculo del ángulo de inclinación de las palas a la entrada primero se calculó la velocidad absoluta a la entrada y la velocidad tangencial a la entrada, con la ecuación 25 se tiene:

$$c_4 = c_{m4} = \frac{c_{m3}}{f_{e4}}$$

Lopes (2006) recomienda un valor de 0.9 o 0.95 para el factor de estrangulamiento en ventiladores, siendo este usado para una primera aproximación, se tomó el valor de 0.9.

$$c_4 = \frac{7.59 \text{ m/s}}{0.9}$$

$$c_4 = 8.43 \text{ m/s}$$

Ahora calculamos el valor de la velocidad tangencial, mediante la ecuación 26:

$$u_4 = \pi * D_4 * n/60$$

$$u_4 = 3.1415 * 0.1218 \text{ m} * 3000 \text{ rpm}/60$$

$$u_4 = 19.14 \text{ m/s}$$

Teniendo los valores de las velocidades absolutas y tangenciales, se calculó el ángulo de inclinación a la entrada, haciendo uso de la ecuación 24, β_4 :

$$\beta_4 = \text{atan} \frac{c_4}{u_4}$$

$$\beta_4 = \text{atan} \frac{8.43 \text{ m/s}}{19.14 \text{ m/s}}$$

$$\beta_4 = 23.78^\circ$$

- **Cálculo del número de palas del rotor:**

Usando la relación de diámetros y la fórmula dada por el autor para ventiladores con $\beta_4 \leq 100^\circ$, tenemos lo siguiente, mediante la ecuación 27:

$$N = 10 * \sqrt{\frac{1 + D_4/D_5}{1 - D_4/D_5}}$$

$$N = 10 * \sqrt{\frac{1 + 0.6}{1 - 0.6}}$$

$$N = 20$$

- **Ajuste de velocidad meridiana a la salida:**

Para el cálculo de la velocidad meridiana a la salida tomamos las siguientes consideraciones dadas por Lopes (2006), la primera es $b_4 = b_5$ lo cual aplica para ventiladores de baja y media presión, la segunda es que $f_{e5} = 1$ debido a que se usará solo para una primera aproximación. Teniendo eso en cuenta procedimos a calcular la velocidad meridiana a la salida, a través de un arreglo de la ecuación 30:

$$c_{m5} = \frac{Q}{\pi * \eta_v * D_5 * b_5 * f_{e5}}$$

$$c_{m5} = \frac{0.075 \text{ m}^3/\text{s}}{3.1415 * 0.83 * 0.2030 \text{ m} * 0.0313 \text{ m} * 1}$$

$$c_{m5} = 4.55 \text{ m/s}$$

- **Determinación del grosor de las palas:**

En la determinación del grosor de las palas debemos seleccionar una constante en el rango dado por Lopes, 2006 en su metodología, lo cual es de 0.09 a 0.22 para ventiladores con un ángulo de salida $\beta_5 < 100^\circ$ y está dado por la relación entre b_5 y D_5 :

$$\frac{b_5}{D_5} = \frac{0.0313 \text{ m}}{0.2030 \text{ m}} = 0.154$$

Una vez obtenido este valor, procedimos a calcular el espesor, mediante la ecuación 31:

$$e = (0.09 \text{ a } 0.22) * D_5^{1/2}$$

$$e = 0.154 * (0.2030 \text{ m})^{1/2}$$

$$e = 0.99 \text{ mm}$$

- **Corrección del ángulo de entrada:**

Primero se calculó e_{t4} y t_4 los cuales son el espesor de la pala y la distancia entre álabes medidos tangencialmente respectivamente:

$$e_{t4} = \frac{e}{\sin \beta_4}$$

$$e_{t4} = \frac{0.99 \text{ mm}}{\sin 23.78^\circ}$$

$$e_{t4} = 2.46 \text{ mm}$$

$$t_4 = \frac{\pi * D_4}{N}$$

$$t_4 = \frac{3.1415 * 121.8 \text{ mm}}{20}$$

$$t_4 = 19.14 \text{ mm}$$

Luego se procedió a calcular el factor de estrangulamiento, f_{e4} :

$$f_{e4} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4}$$

$$f_{e4} = \frac{19.14 \text{ mm} - 2.46 \text{ mm}}{19.14 \text{ mm}}$$

$$f_{e4} = 0.872$$

- **Ángulo de inclinación de las palas a la entrada (corregido):**

Obtenido el nuevo valor para el factor de estrangulamiento f_{e4} , procedemos a calcular nuevamente la velocidad c_4 , mediante la ecuación 25 y el ángulo β_4 , a través de la ecuación 24:

$$c_4 = \frac{c_{m3}}{f_{e4}}$$

$$c_4 = \frac{7.59 \text{ m/s}}{0.872}$$

$$c_4 = 8.71 \text{ m/s}$$

Con el nuevo valor de c_4 se calculó el nuevo β_4 :

$$\beta_4 = \text{atan} \frac{c_4}{u_4}$$

$$\beta_4 = \text{atan} \frac{8.71 \text{ m/s}}{19.14 \text{ m/s}}$$

$$\beta_4 = 24.46^\circ$$

- **Cálculo del salto energético específico ideal:**

Para calcular el salto energético específico para un número infinito de palas, en primer lugar, se calculó el salto energético específico para un número finito de palas:

$$Y_{pa} = \frac{Y}{\eta_h}$$

$$Y_{pa} = \frac{507.61 \text{ J/kg}}{0.85}$$

$$Y_{pa} = 597.19 \text{ J/kg}$$

Obtenido el salto energético específico para un número finito de palas, se calculó el momento estático de la sección meridiana del canal con respecto al eje del rotor, S y el factor de deficiencia de potencia, μ respectivamente:

Momento estático de la sección meridiana del canal con respecto al eje del rotor:

$$S = \frac{b_5 * D_5^2}{8} \left[1 - \left(\frac{r_4}{r_5} \right)^2 \right]$$

$$S = \frac{0.0313 \text{ m} * (0.2030 \text{ m})^2}{8} \left[1 - \left(\frac{0.0609 \text{ m}}{0.1015 \text{ m}} \right)^2 \right]$$

$$S = 0.0001032 \text{ m}^3$$

Factor de deficiencia de potencia:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{D_5^2 * b_5}{8 * S * N} \left(1.5 + 1.1 * \frac{\beta_5}{90^\circ} \right)}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{(0.2030 \text{ m})^2 * 0.0313 \text{ m}}{8 * 0.0001032 \text{ m}^3 * 20} \left(1.5 + 1.1 * \frac{45^\circ}{90^\circ}\right)}$$

$$\mu = 0.862$$

Luego se procedió a calcular el salto energético específico para un número de palas infinitas:

$$Y_{pa\infty} = \frac{Y_{pa}}{\mu}$$

$$Y_{pa\infty} = \frac{597.19 \text{ J/kg}}{0.862}$$

$$Y_{pa\infty} = 692.84 \text{ J/kg}$$

- **Corrección de la velocidad tangencial a la salida:**

Teniendo el valor del salto energético específico para un número infinito de palas podemos hacer la corrección para la velocidad tangencial de salida y posteriormente el diámetro de salida:

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 * \tan \beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2 * \tan \beta_5}\right)^2 + Y_{pa\infty}}$$

$$u_5 = \frac{4.55 \text{ m/s}}{2 * \tan 45^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4.55 \text{ m/s}}{2 * \tan 45^\circ}\right)^2 + 692.84 \text{ J/kg}}$$

$$u_5 = 28.70 \text{ m/s}$$

- **Corrección del diámetro de salida del rotor:**

Al tener un nuevo valor para la velocidad tangencial de salida, recalculamos el diámetro a la salida, mediante la ecuación 18:

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi * n}$$

$$D_5 = \frac{28.70 \text{ m/s}}{3.1415 * \left(\frac{3000 \text{ rpm}}{60}\right)}$$

$$D_5 = 0.1827 \text{ m}$$

- **Factor de estrangulamiento a la salida:**

El factor de estrangulamiento a la salida se determinó de manera similar al de entrada:

$$e_{t5} = \frac{e}{\sin \beta_5}$$

$$e_{t5} = \frac{0.99 \text{ mm}}{\sin 45^\circ}$$

$$e_{t5} = 1.40 \text{ mm}$$

$$t_5 = \frac{\pi * D_5}{N}$$

$$t_5 = \frac{3.1415 * 203 \text{ mm}}{20}$$

$$t_5 = 28.70 \text{ mm}$$

Luego de se procedió a calcular el factor de estrangulamiento, f_{e5} :

$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5}$$

$$f_{e5} = \frac{28.70 \text{ mm} - 1.40 \text{ mm}}{28.70 \text{ mm}}$$

$$f_{e5} = 0.951$$

Una vez calculado todos los valores, se procede a recalcular nuevamente todo hasta que los valores se mantengan constantes. Se mostrará en las tablas resúmenes siguientes:

Tabla 2*Cuadro resumen de los cálculos iniciales*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m/)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	31.89	0.2030	0.60	0.1218	13.17	0.0938	0.0313	8.43	19.14

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
23.78	20	4.55	0.99	8.71	24.46	597.19	692.84	28.70	0.1827

Tabla 3*Cuadro resumen 1° recálculo*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m/)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.70	0.1827	0.554	0.1011	13.17	0.0949	0.0386	8.71	15.89

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
28.72	19	4.42	1.22	8.92	29.31	597.19	691.82	28.60	0.1821

Tabla 4*Cuadro resumen 2° recálculo*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m/)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.60	0.1821	0.555	0.1011	13.17	0.0948	0.0386	8.92	15.89

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
29.31	19	4.47	1.22	8.89	29.24	597.19	691.84	28.63	0.1823

Tabla 5*Cuadro resumen 3° recálculo*

β_{05} (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.63	0.1823	0.555	0.1011	13.17	0.0948	0.0386	8.89	15.89

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
29.24	19	4.46	1.22	8.90	29.24	597.19	691.84	28.63	0.1823

Tabla 6*Cuadro resumen 4° recálculo*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.63	0.1823	0.555	0.1011	13.17	0.0948	0.0386	8.90	15.89

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
29.24	19	4.46	1.22	8.92	29.31	597.19	690.31	28.60	0.1821

Tabla 7*Cuadro resumen 5° recálculo*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.60	0.1821	0.556	0.1011	13.17	0.0948	0.0386	8.92	15.89

β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
29.31	19	4.47	1.22	8.92	29.30	597.19	690.39	28.61	0.1821

Tabla 8*Cuadro resumen 6° recálculo*

β_5 (°)	u_5 (m/s)	D_5 (m)	D_4/D_5	D_4 (m)	c_a (m/s)	D_a (m)	b_4 (m)	c_4 (m/s)	u_4 (m/s)
45	28.61	0.1821	0.555	0.1011	13.17	0.0948	0.0386	8.92	15.89
β_4 (°)	N	c_{m5} (m/s)	e (mm)	c_4 (m/s)	β_4 (°)	Y_{pa} (J/kg)	$Y_{pa\infty}$ (J/kg)	u_5 (m/s)	D_5 (m)
29.30	19	4.47	1.22	8.92	29.30	597.19	690.37	28.61	0.1821

Al ya no haber cambios significativos en los valores de nuestros parámetros de diseño, procedimos a usar los últimos valores para el diseño del rodete.

- **Cálculo Geométrico:**

Según Bran y Souza (1969), nos señala el trazado del rotor conociendo los ángulos β_5 y β_4 y los diámetros D_5 y D_4 . Posteriormente con estos valores se desarrolló el diseño geométrico en AutoCAD Y Autodesk Inventor y con esta información se construyó el nuevo rotor con los parámetros de diseño obtenidos. (Anexo 5)

4.1.3. Construcción de un rotor con álabes curvados hacia atrás a partir del diseño obtenido.

Para la fabricación del rotor, se contrató un taller mecánico especializado. En dicho taller, se trabajó a partir del diseño previamente obtenido, que incluía los planos detallados. Las diferentes partes del rotor, incluyendo los álabes curvados hacia atrás, fueron cuidadosamente fabricadas utilizando acero inoxidable para asegurar durabilidad y resistencia. Durante el proceso de fabricación, los álabes fueron soldados con precisión para garantizar un

ensamblaje robusto y seguro. Además, la brida se fijó al cuerpo del rotor mediante pernos, lo que permite un desmontaje sencillo y eficiente en caso de ser necesario. Todo el proceso y las evidencias correspondientes se encuentran documentados en el Anexo 1.

4.1.4. Evaluación y comparación de las curvas de operación obtenidas para el rotor diseñado y el existente

4.1.4.1. Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFIELD FM40

Se ajustó manualmente la válvula de estrangulamiento en la salida del ventilador en tres etapas: abriendo completamente la válvula (apertura 1), abriendo 2/3 de la válvula y abriendo 1/3 de la válvula. En cada caso, se configuró el RPM del ventilador a través de la pantalla de control del programa ARMFIELD FM40, expresado en porcentajes: 20%, 40%, 60%, 80% y 100%. A continuación, se presentarán las tablas correspondientes a la apertura de la válvula de estrangulamiento y la configuración de los RPM, expresados en porcentaje que se realizó para ambos rotores:

Tabla 9

Parámetros de entrada del rotor existente con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.

Apertura	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.049	24.61	297.63	0.031	0.027	0.596
	101	40	1416	0.056	24.58	297.60	0.145	0.126	0.596
	101	60	2124	0.176	24.69	297.71	0.317	0.303	0.596
	101	80	2832	0.384	24.44	297.59	0.662	0.549	0.596
	101	100	3540	0.613	24.36	297.51	1.069	0.860	0.596
2/3	101	20	708	0.051	24.64	297.79	0.018	0.030	0.596
	101	40	1416	0.042	24.54	297.69	0.091	0.140	0.596
	101	60	2124	0.153	24.50	297.65	0.212	0.337	0.596
	101	80	2832	0.302	24.39	297.54	0.378	0.630	0.596
	101	100	3540	0.451	24.39	297.54	0.532	1.013	0.596
1/3	101	20	708	0.048	24.84	297.99	0.004	0.032	0.596
	101	40	1416	0.017	24.81	297.96	0.018	0.143	0.596
	101	60	2124	0.073	24.82	297.97	0.041	0.333	0.596
	101	80	2832	0.159	24.86	298.01	0.069	0.609	0.596
	101	100	3540	0.248	24.96	298.11	0.110	0.963	0.596

Nota: En la presente tabla podemos observar como el torque del motor y el delta de presión del ventilador van aumentando sus valores conforme se aumenta el régimen de giro del motor para una misma apertura, mientras que el delta de presión del orificio va disminuyendo; el coeficiente de descarga y la presión atmosférica se mantienen constantes y la temperatura a la entra no tiene variaciones significativas. Toda la data evaluada se encuentra en el Anexo 8.

Tabla 10

Parámetros de entrada del rotor diseñado con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.

Apertura	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.04	27.1	300.2	0.008	0.021	0.596
	101	40	1416	0.02	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596
	101	60	2124	0.04	27.3	300.4	0.137	0.135	0.596
	101	80	2832	0.11	27.5	300.7	0.254	0.237	0.596
	101	100	3540	0.210	27.6	300.8	0.406	0.368	0.596
2/3	101	20	708	0.05	27.1	300.3	0.006	0.024	0.596
	101	40	1416	0.02	27.0	300.1	0.046	0.077	0.596
	101	60	2124	0.04	26.6	299.7	0.115	0.167	0.596
	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.214	0.297	0.596
	101	100	3540	0.21	26.3	299.4	0.336	0.479	0.596
1/3	101	20	708	0.06	27.0	300.2	0.001	0.032	0.596
	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.014	0.116	0.596
	101	60	2124	0.03	26.8	299.9	0.040	0.259	0.596
	101	80	2832	0.09	26.6	299.7	0.075	0.463	0.596
	101	100	3540	0.16	26.3	299.5	0.122	0.729	0.596

Nota: En la presente tabla podemos observar como el delta de presión del ventilador va aumentando sus valores conforme se aumenta el régimen de giro del motor para una misma apertura, mientras que el delta de presión del orificio va disminuyendo; el torque del motor tiene una tendencia a disminuir en el régimen de giro de 1416 RPM y luego aumentar según el régimen; el coeficiente de descarga y la presión atmosférica se mantienen constantes y la temperatura a la entra no tiene variaciones significativas. Toda la data evaluada se encuentra en el Anexo 9.

4.1.4.2. Parámetros de salida

Basándonos en los datos proporcionados en las tablas previas y empleando fórmulas matemáticas correspondientes, se obtuvieron valores para la densidad del aire, el caudal de flujo, la velocidad de entrada, la velocidad de salida y la potencia mecánica. Estos valores se utilizarán para calcular los parámetros característicos del ventilador centrífugo en ambos rotores, los cuales son la presión total, la potencia del ventilador y la eficiencia.

Posteriormente, se presentarán las fórmulas empleadas y las tablas con valores promedio correspondientes a la apertura de la válvula de estrangulamiento y la configuración de los RPM expresados en porcentaje. Las fórmulas serán empleadas teniendo como ejemplo la apertura 1 y ajustando la configuración de RPM al 20%.

- **Densidad del aire:**

$$\rho_{aire} = \frac{P_{atm}}{(R_{aire} * T_e)}$$
$$\rho_{aire} = \frac{101 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kJ/kgK} * 297.63 \text{ K})}$$
$$\rho_{aire} = 1.182 \text{ kg/m}^3$$

Dónde:

ρ_{aire} : Es la densidad del aire.

P_{atm} : Es la presión atmosférica.

R_{aire} : Es el constante particular del aire.

T_e : Es la temperatura en la entrada.

• **Caudal de flujo:**

$$Q = \frac{c_d * \pi * D_2^2 * \sqrt{2 * \rho_{aire} * P_{do}}}{4 * \rho_{aire}}$$

$$Q = \frac{0.596 * \pi * (0.075 \text{ m})^2 * \sqrt{2 * 1.182 \text{ kg/m}^3 * 310 \text{ Pa}}}{4 * 1.182 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q = 0.019 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dónde:

Q : Es el caudal del flujo de aire.

c_d : Es el coeficiente de descarga.

D_2 : Es el diámetro en la salida.

P_{do} : Es la presión diferencial en el orificio.

• **Velocidad en la entrada:**

$$V_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * D_1^2}$$

$$V_1 = \frac{0.019 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} * (0.10 \text{ m})^2}$$

$$V_1 = 2.426 \text{ m/s}$$

Dónde:

V_1 : Es la velocidad en la entrada.

D_1 : Es el diámetro en la entrada.

• **Velocidad en la salida:**

$$V_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * D_2^2}$$

$$V_2 = \frac{0.019 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} * (0.075 \text{ m})^2}$$

$$V_2 = 4.312 \text{ m/s}$$

Dónde:

V_2 : Es la velocidad en la salida.

• **Presión total del ventilador:**

$$P_{tot.v} = P_{dif.v} + \frac{(V_2^2 - V_1^2) * \rho_{aire}}{2}$$

$$P_{tot.v} = 27 \text{ Pa} + \frac{((4.312 \text{ m/s})^2 - (2.426 \text{ m/s})^2) * 1.182 \text{ kg/m}^3}{2}$$

$$P_{tot.v} = 34.793 \text{ Pa}$$

Donde:

$P_{tot.v}$: Es la presión total del ventilador.

$P_{dif.v}$: Es la presión diferencial del ventilador.

• **Potencia de salida del ventilador:**

$$P_s = P_{tot.v} * Q$$

$$P_s = 34.793 * 0.019 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_s = 0.663 \text{ W}$$

Dónde:

P_s : Es la potencia de salida del ventilador.

• **Potencia mecánica:**

$$P_{mec} = \frac{2 * \pi * n * \tau}{60}$$
$$P_{mec} = \frac{2 * \pi * 708 \text{ rpm} * 0.049 \text{ Nm}}{60}$$
$$P_{mec} = 3.668 \text{ W}$$

Donde:

P_{mec} : Es la potencia mecánica.

n : Es la velocidad de giro del ventilador.

τ : Es el torque del motor.

• **Eficiencia del ventilador:**

$$E_v = \frac{P_s}{P_{mec}} * 100\%$$
$$E_v = \frac{0.663 \text{ W}}{3.668 \text{ W}} * 100\%$$
$$E_v = 18.073 \%$$

Dónde:

E_v : Es la eficiencia del ventilador.

Tabla 11

Parámetros de salida del rotor existente con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.

<i>Apertura</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
1	20	1.18	0.019	2.426	4.312	35.037	0.668	3.668	18.200
	40	1.18	0.041	5.259	9.349	161.765	6.681	8.367	79.853
	60	1.18	0.061	7.759	13.794	379.683	23.138	39.13	59.132
	80	1.18	0.088	11.215	19.939	710.231	62.561	113.836	54.957
	100	1.18	0.112	14.25	25.333	1119.856	125.333	227.397	55.117
2/3	20	1.18	0.015	1.867	3.319	34.671	0.508	3.805	13.360
	40	1.18	0.033	4.147	7.373	161.776	5.27	6.189	85.141
	60	1.18	0.050	6.353	11.294	388.663	19.393	34.11	56.854
	80	1.18	0.067	8.477	15.071	721.375	48.03	89.492	53.67
	100	1.18	0.079	10.057	17.879	1142.175	90.216	167.281	53.931
1/3	20	1.18	0.007	0.898	1.596	33.294	0.235	3.576	6.565
	40	1.18	0.015	1.867	3.32	147.749	2.167	2.59	83.657
	60	1.18	0.022	2.789	4.959	342.443	7.502	16.161	46.421
	80	1.18	0.028	3.624	6.442	625.792	17.81	46.992	37.9
	100	1.18	0.036	4.566	8.118	989.243	35.477	92.036	38.547

Nota: En la presente tabla podemos observar que cuando se aumenta la velocidad de giro del ventilador aumentan los valores del caudal de flujo, velocidad a la entrada y salida, presión total, potencia del ventilador a la salida y potencia mecánica; mientras que los valores de la eficiencia aumentan en el régimen de 20 a 40%, luego baja en el régimen de 60 a 80% y sube nuevamente a un régimen del 100%. La data evaluada se encuentra en el Anexo 10.

Tabla 12

Parámetros de salida del rotor diseñado con aperturas de 1, 2/3 y 1/3 y velocidades de rotación del motor de 20, 40, 60, 80 y 100%.

<i>Apertura</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
1	20	1.17	0.010	1.239	2.202	22.943	0.223	2.966	7.53
	40	1.17	0.026	3.248	5.774	77.355	1.973	2.966	66.54
	60	1.17	0.040	5.127	9.115	168.267	6.776	8.897	76.16
	80	1.17	0.055	6.985	12.417	298.677	16.385	32.622	50.23
	100	1.17	0.069	8.832	15.702	466.586	32.366	77.849	41.58
2/3	20	1.172	0.008	1.073	1.907	25.457	0.214	3.707	5.79
	40	1.173	0.023	2.969	5.279	88.170	2.056	2.966	69.34
	60	1.174	0.037	4.692	8.341	194.925	7.183	8.897	80.74
	80	1.175	0.050	6.398	11.375	348.964	17.536	32.622	53.76
	100	1.175	0.063	8.016	14.251	560.589	35.293	77.849	45.34
1/3	20	1.17	0.003	0.438	0.778	32.243	0.111	4.448	2.49
	40	1.17	0.013	1.638	2.913	119.400	1.536	2.966	51.81
	60	1.17	0.022	2.768	4.921	268.713	5.842	6.673	87.55
	80	1.17	0.030	3.789	6.736	481.212	14.321	26.691	53.65
	100	1.17	0.038	4.831	8.589	758.624	28.785	59.313	48.53

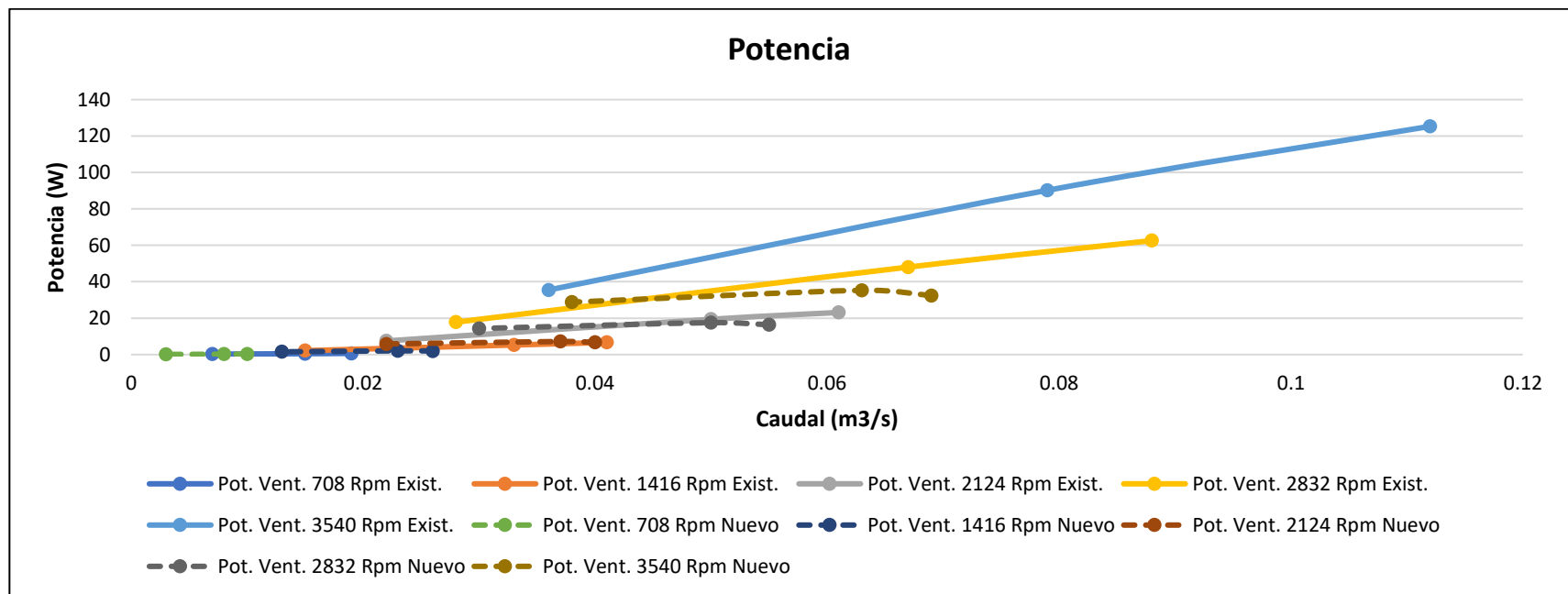
Nota: En la presente tabla podemos observar que cuando se aumenta la velocidad de giro del ventilador aumentan los valores del caudal de flujo, velocidad a la entrada y salida, presión total y potencia del ventilador a la salida; mientras que los valores de la eficiencia aumentan en el régimen de 20 a 60% y luego baja en el régimen de 80 a 100%; La potencia mecánica tiene una tendencia a bajar en el rango de 20 a 40% y luego a subir en el rango de 60 a 100%. La data evaluada se encuentra en el Anexo 11.

4.1.4.3. Gráficos de los Parámetros Característicos:

- **Potencia con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100% para el rotor diseñado:**

Figura 14

Parámetro característico de Potencia

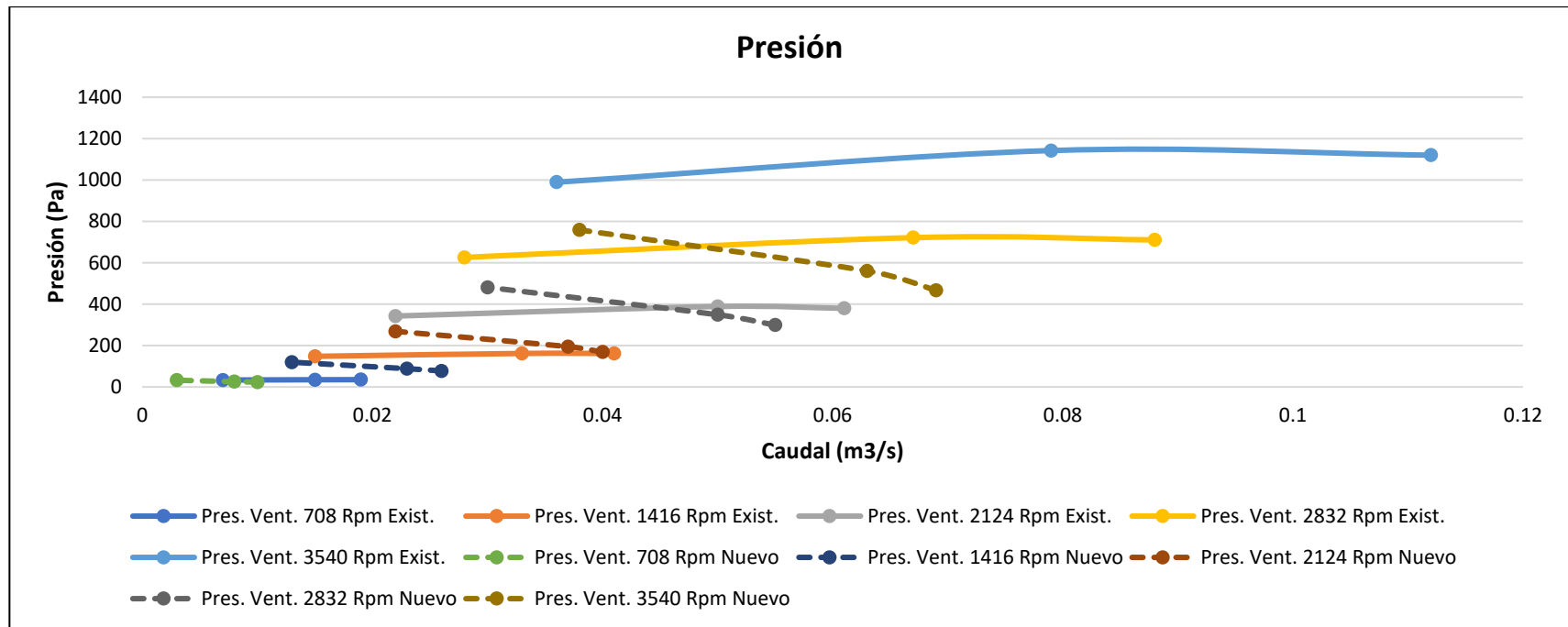


Nota. Se observa que para el rotor existente a medida que incrementamos la configuración de velocidad del ventilador, la potencia también aumenta; mientras que para el rotor diseñado el máximo punto se encuentra para una abertura de 2/3. Ambos coinciden que a una configuración del 100%, es decir, una velocidad de 3540 RPM, muestran la mayor potencia siendo para el rotor existente de 125.33 W y para el rotor diseñado de 35.29 W.

➤ **Gráfico de Presión con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100% para el rotor diseñado:**

Figura 15

Parámetro característico de Presión

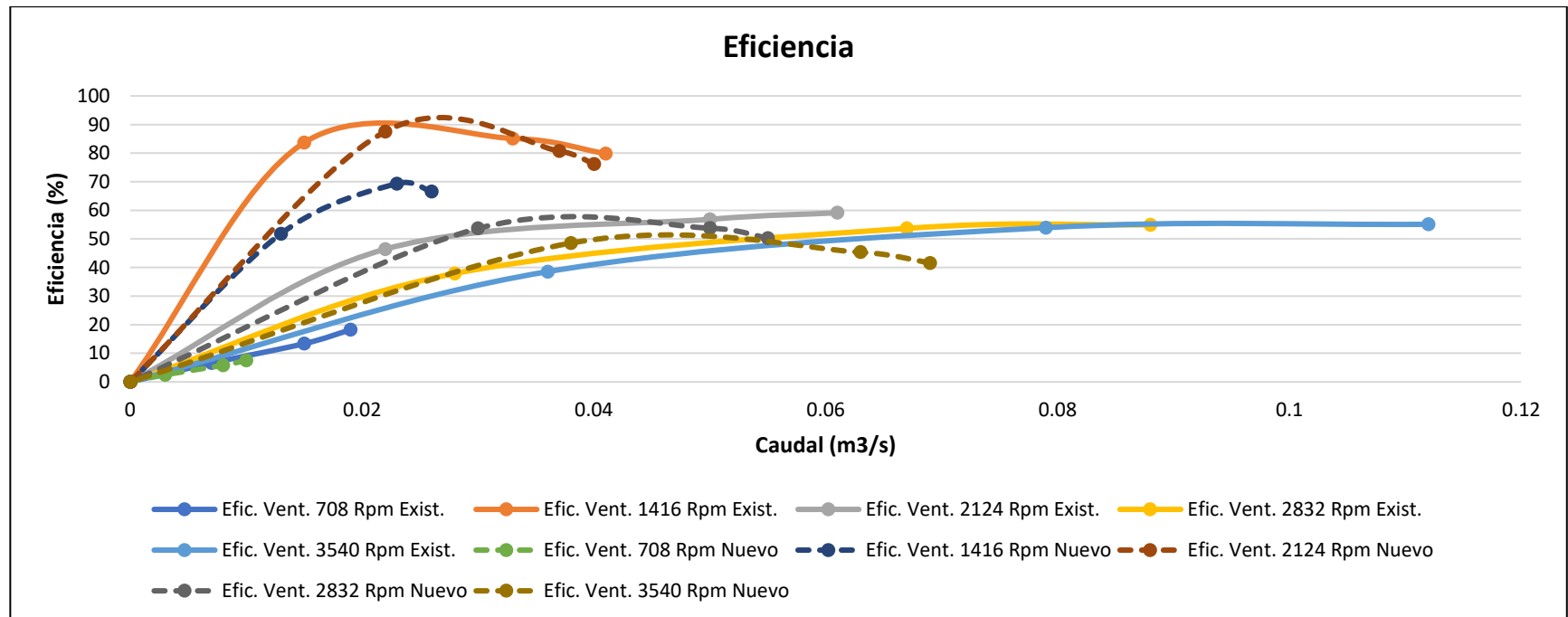


Nota. Se observa que, las curvas de presión del rotor existentes son mayores que las del rotor diseñado; teniendo un pico en la abertura de 2/3 mientras que el rotor diseñado tiene el valor más alto cuando está con una abertura de 1/3. Ambos rotores coinciden que al tener la configuración del 100%, es decir, con una velocidad de 3540 RPM, obtienen su valor más alto, siendo para el rotor existente de 1142.18 Pa y de 758.62 Pa para el rotor diseñado.

➤ Gráfico de Eficiencia con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100% para el rotor diseñado:

Figura 16

Parámetro característico de Eficiencia



Nota. La figura muestra que para el rotor existente la curva de mayor eficiencia es la de configuración del 40% (1416 RPM) con un pico en la abertura de 2/3 del 85.14% mientras que para el rotor diseñado la curva de mayor eficiencia es la de configuración del 60% (2124 RPM), teniendo su pico en la abertura de 1/3 con un valor de 87.55%.

4.1.4.4. Comparación de los parámetros característicos del rotor existente y del rotor diseñado

Una vez obtenido los parámetros característicos tanto del rotor existente como del rotor diseñado se procedió a realizar la comparación para ver la variación.

Tabla 13

Comparación de la potencia de salida del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado

PARAMETRO	CONFIGURACION DEL VENTILADOR (%)	APERTURA	ROTOR EXISTENTE	ROTOR DISEÑADO
POTENCIA	20	1	0.668	0.223
		2/3	0.508	0.214
		1/3	0.235	0.111
	40	1	6.681	1.973
		2/3	5.270	2.056
		1/3	2.167	1.536
	60	1	23.138	6.776
		2/3	19.393	7.183
		1/3	7.502	5.842
	80	1	62.561	16.385
		2/3	48.030	17.536
		1/3	17.810	14.321
	100	1	125.333	32.366
		2/3	90.216	35.293
		1/3	35.477	28.785

En la tabla 13, se muestra la comparación de los datos de potencia de salida del ventilador con el rotor existente y el rotor diseñado, donde se puede apreciar la tendencia a disminuir que tiene el rotor existente conforme la apertura va disminuyendo mientras que el rotor diseñado tiene la tendencia que primero aumenta en la apertura 2/3 para luego disminuir en la apertura 1/3.

Tabla 14

Comparación de la presión total del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado

PARAMETRO	CONFIGURACION DEL VENTILADOR (%)	APERTURA	ROTOR EXISTENTE	ROTOR DISEÑADO
PRESION	20	1	35.037	22.943
		2/3	34.671	25.457
		1/3	33.294	32.243
	40	1	161.765	77.355
		2/3	161.776	88.170
		1/3	147.749	119.400
	60	1	379.683	168.267
		2/3	388.663	194.925
		1/3	342.443	268.713
	80	1	710.231	298.677
		2/3	721.375	348.964
		1/3	625.792	481.212
100	1	1119.856	466.586	
	2/3	1142.175	560.589	
	1/3	989.243	758.624	

En la tabla 14, se muestra la comparación de los datos de presión total del ventilador con el rotor existente y el rotor diseñado, donde se puede apreciar la tendencia que tiene el rotor existente a aumentar en la apertura 2/3 y luego disminuir en la apertura 1/3, mientras que el rotor diseñado tiene la tendencia a aumentar conforme va disminuyendo la apertura.

Tabla 15

Comparación de la eficiencia del ventilador con rotor existente y del ventilador con el rotor diseñado

PARAMETRO	CONFIGURACION DEL VENTILADOR (%)	APERTURA	ROTOR EXISTENTE	ROTOR DISEÑADO
EFICIENCIA	20	1	18.20	7.53
		2/3	13.40	5.79
		1/3	6.60	2.49
	40	1	79.90	66.54
		2/3	85.10	69.34
		1/3	83.70	51.81
	60	1	59.10	76.16
		2/3	56.90	80.74
		1/3	46.40	87.55
	80	1	55.00	50.23
		2/3	53.70	53.76
		1/3	37.90	53.65
	100	1	55.10	41.58
		2/3	53.90	45.34
		1/3	38.50	48.53

En la tabla 15, se muestra la comparación de los datos de eficiencia del ventilador con el rotor existente y el rotor diseñado, donde se puede apreciar la tendencia que tiene el rotor existente a disminuir conforme se va reduciendo la apertura, mientras que el rotor diseñado tiene la tendencia a aumentar conforme va disminuyendo la apertura, excepto por la primera configuración donde conforme va disminuyendo la apertura disminuye la eficiencia.

4.2. Discusión

Los datos que obtuvimos con el nuevo rotor que diseñamos guarda relación con los datos con el rotor existente en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa, con respecto a sus características de Presión y Potencia, alcanzándose los valores máximos cuando la configuración de velocidad del ventilador se encuentra al 100%, es decir a 3540 RPM, cuyos valores son de 1142.18 Pa con respecto a la Presión y 125.33 W con respecto a la Potencia para el rotor existente y valores de 758.62 Pa con respecto a la Presión y 35.29 W con respecto a la Potencia para el rotor diseñado.

La eficiencia del ventilador experimentó un cambio entre ambos rotores, mientras que para el rotor existente alcanzó su eficiencia máxima en la configuración de velocidad del ventilador de 40%, es decir 1416 RPM, con una eficiencia de 85.14%, para el rotor diseñado alcanzó su eficiencia máxima en la configuración de velocidad del ventilador de 60%, es decir 2124 RPM, con una eficiencia de 87.55%. Tanto la disminución en los valores de presión y potencia como el cambio en la curva con mayor eficiencia del rotor diseñado en comparación con el rotor existente se deben a la diferencia de peso entre los mismos, al estar fabricados de materiales diferentes y al contar con un motor de baja potencia dicha diferencia se hace remarcable.

V. Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

De acuerdo al primer objetivo específico, se determinaron experimentalmente los parámetros de diseño para el nuevo rotor usando como referencia los valores obtenidos de los ensayos con el rotor existente. Los valores seleccionados para los parámetros de diseño del nuevo rodete fueron: $Q = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_{total} = 600 \text{ Pa}$ y $n = 3000 \text{ rpm}$.

Siguiendo el segundo objetivo específico, se usó los parámetros de diseño obtenidos como datos de entrada y siguiendo la metodología de diseño de rotores de Lopes, 2006, se diseñó un rotor con álabes curvados hacia atrás con las siguientes características: $D_a = 0.0948 \text{ m}$, $\beta_4 = 29.30^\circ$, $D_4 = 0.1011 \text{ m}$, $b_4 = 0.0386 \text{ m}$, $\beta_5 = 45^\circ$, $D_5 = 0.1821 \text{ m}$, $b_5 = 0.0386 \text{ m}$, $e = 1.22 \text{ mm}$, $N = 19$

Para el tercer objetivo específico, teniendo ya las características del rotor diseñado, se dibujaron los planos correspondientes y se llevó a cabo la construcción. Las partes del rotor con álabes curvados hacia atrás fueron hechas en acero inoxidable, los álabes fueron soldados mientras que la brida está unido al cuerpo del rotor con pernos para un fácil desmontaje.

Finalmente, para el cuarto objetivo específico, se evaluó y comparó las curvas de operación del rotor existente con las del rotor diseñado, se seleccionó los dos valores donde se difiera en mayor y menor medida para cada parámetro característico, obteniendo como resultado:

Para la potencia ambos valores se dan con una configuración del 100% del ventilador, el valor que menos difiere es de 18.86% con una apertura 1/3 mientras el que más difiere es de 74.18% con una apertura 1.

Para la presión el valor que menos difiere es de 3.16% con una apertura 1/3 y una configuración del 20% del ventilador, mientras que el que más difiere es de 58.34% con una apertura 1 y una configuración del 100% del ventilador.

Para la eficiencia el valor que menos difiere es de 0.11% con una apertura 2/3 y una configuración del 80% del ventilador, mientras el que más difiere es de 88.69% con una apertura 1/3 y una configuración del 60% del ventilador.

De lo cual podemos concluir que a pesar de que el rotor existente llega a valores más altos en potencia y presión, el rotor diseñado llega a valores más altos de eficiencia sobresaliendo para configuraciones del ventilador de 60% y 80%.

5.2. Recomendaciones

El diseño geométrico que se llevó a cabo mediante la metodología descrita en este trabajo, se recomienda para futuras investigaciones, nuevas metodologías o mejoras en el diseño para aumentar la precisión y reducir el sesgo, como utilizar técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para optimizar la geometría de los álabes.

La construcción del rotor se realizó en un taller mecánico y el material usado fue acero inoxidable, para nuevos proyectos se sugiere innovar en métodos de construcción con nuevas técnicas, como la impresión 3D.

Se realizó el balance mecánico del nuevo rotor y aun así existió una ligera vibración al momento de realizar los ensayos, se recomienda que para futuras investigaciones se realice un análisis para identificar posibles resonancias y modos de vibración, de esta manera mejorar las tolerancias de fabricación y montaje. La incorporación de sistemas de monitoreo de vibraciones también puede contribuir significativamente a la reducción de vibraciones y a la mejora del rendimiento del rotor.

VI. Referencias bibliográficas y virtuales

- Alegre, M. y Chauca, K. (2020). Evaluación numérica y experimental de los parámetros característicos de un ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas – UNS. (Tesis de Pregrado). Universidad Nacional del Santa.
- Aztete, F. (2021). Mejoramiento en el rotor de ventilador para el transporte de materiales. (Tesis de Posgrado). Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa.
- Bogdanovic-Jovanovic, J. (2015). Centrifugal fans with backward-curved and forward-curved blades. *Thermal Science*, 19(5), 1665-1676. <https://doi.org/10.2298/TSCI150107154B>
- Bran, R y Souza, Z. (1969). Máquinas de flujo. Brasil: Editorial Ao Livro Técnico S.A.
- Costa, E. (1978). Compressores. Sao Paulo: Editorial Edgard Brucher.
- Eck, B. (1973). Fans: Design and operation of centrifugal, axial-flow and cross-flow fans. Gran Bretaña.
- Eisenmenger, C., Frank, S., Dogan, H., & Ochmann, M. (2019). Aerodynamic and aeroacoustic optimization of a small centrifugal fan with backward-curved blades by means of inverse design. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 80, 108436. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.108436>
- Francisco Marino, R., y Chicri, J. Assef, F. (2002). Diseño hidráulico y mecánico de ventiladores centrífugos con la ayuda de un microcomputador. (Tesis de pregrado). Universidad de Carabobo de Valencia, Venezuela.
- Gómez, D. (2016). Ventiladores: Definición y clasificación. España: Editorial.
- Guerrero Vargas, Y. (2017). Diseño ventilador centrífugo. (Tesis de pregrado). Universidad de los Andes, Colombia.
- Heo, M., Kim, J., Koo, G., Lee, C., Jeong, C., & Kim, K. (2013). Aerodynamic optimization of a backward-curved blades centrifugal fan using total fan-turbo. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(7), 2119-2126. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0523-6>
- Huang, C., & Hsieh, M. (2009). Performance analysis and optimized design of backward-curved airfoil centrifugal blowers. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23(10), 2653-2664. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-0809-1>
- Lahidalga, J. (2018). Características y triángulo de velocidades de un ventilador centrífugo. Colombia: Revista de Mecánica Aplicada, (15), 37-48.

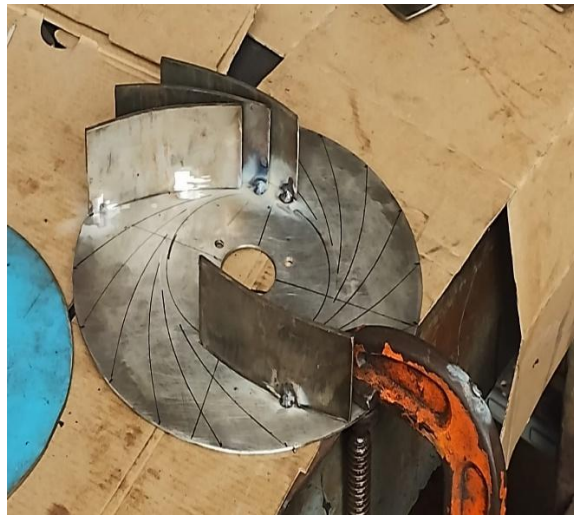
- Lin, S., & Tsai, M. (2012). An integrated performance analysis for a backward-inclined centrifugal fan. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22), 5646-5656. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.035>
- Lopes, E. (2006). *Máquinas de Fluido*. Brasil: Editorial ufsm.
- Marín, N. (2016). Diseño óptimo y simulación de un ventilador centrífugo. *Revista Científica de Ingeniería*, 31, 54-60.
- Mataix, C. (1986). *Máquinas hidráulicas: Ventiladores*. España: Editorial.
- Pretel, Y. (2019). Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico reciclado en la empresa consorcio reciclador del norte S.A.C. (Tesis de pregrado). Universidad Cesar Vallejo, Perú.
- Santosh, Ch. (2023). Effect of blade number on the performance of centrifugal fan. *Materials Today: Proceedings*, 72 (3) ,1143-1152. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.185>
- Tedeschi, P. (1969). *Proyecto de Máquinas*. Buenos Aires: Editorial Universitaria.
- Trocel, D. (2021). Análisis de vibraciones en ventiladores centrífugos. *Power-MI Blog*. <https://power-mi.com/es/content/an%C3%A1lisis-de-vibraciones-en-ventiladores-centr%C3%ADfugos>
- Valencia, M. (2002). *Ecuación de Euler aplicado en ventiladores centrífugos*. Valencia: Universidad Pontificia.
- Vargas, J. (2013). Estudio teórico-experimental de un ventilador centrifugo de alabes rectos radiales del laboratorio de energía-PUCP. (Tesis de pregrado). Pontifica Universidad Católica del Perú.
- Vecina, T., Kothe, L., y Luz, J. (2016). Optimization of a centrifugal fan using computational fluid dynamics (CFD) and comparison with experimental measurements. *Energy Conversion and Management*, 126, 1088-1098. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.031>
- Zhang, J., Chu, W., Zhang, H., Wu, Y., & Dong, X. (2019). Numerical and experimental investigations of the unsteady aerodynamics and aero-acoustics characteristics of a backward curved blade centrifugal fan. *Applied Acoustics*, 151, 115-125. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.03.007>

VII. Anexos

Anexo 1. Construcción del rotor diseñado con alabes curvados hacia atrás



Se está puliendo la base del rotor, para colocar posteriormente los alabes mediante soldadura.



Colocación de los alabes, esto se realizó soldando uno por uno a la base del rotor.



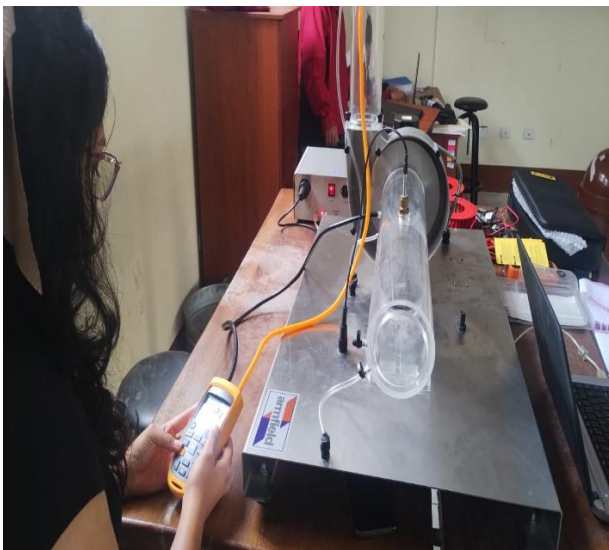
Se está terminando de armar la base con la cantidad de alabes que se ha determinado para el diseño.

Anexo 2. Montaje del rotor diseñado en el equipo del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD



Colocación del rotor diseñado en el equipo del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD, que se encuentra en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa.

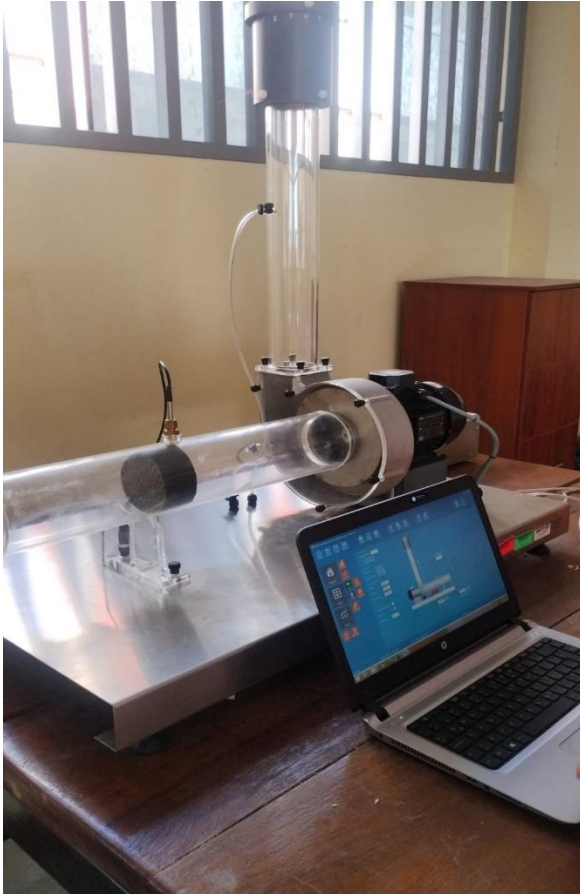
Anexo 3. Toma de datos con el rotor diseñado en el Capturador de datos de FM40 Armfield:



Toma de datos en las pruebas realizadas con el Kit medidor de flujo de aire de la marca Fluke.



Recolección de datos tomados en el Entorno de trabajo del capturador de datos FM40 Armfield.



Ventilador Centrífugo FM40 ARMFIELD y su entorno de trabajo del capturador de datos, que se encuentra en el laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa.

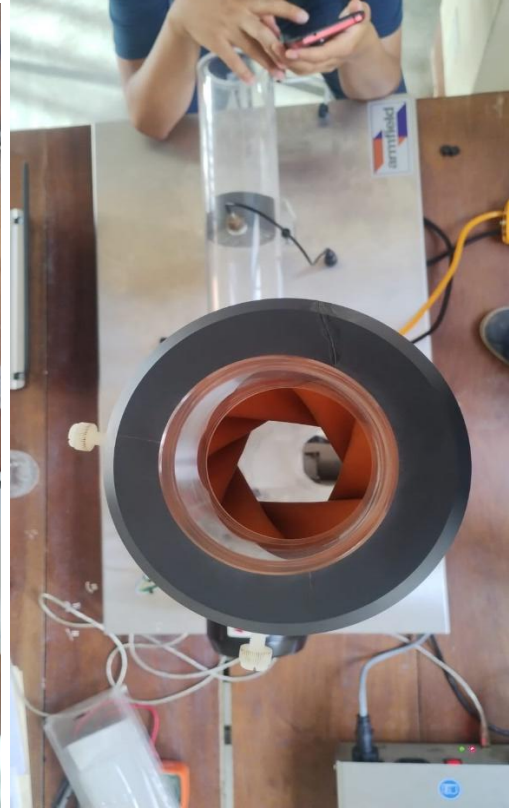


Toma y recolección de datos de las pruebas realizadas con el rotor existente y el rotor diseñado.

Anexo 4. Configuraciones de la válvula de estrangulamiento cuando se realizaron las mediciones:



Configuración con apertura 1/3 de la válvula de estrangulamiento del ventilador.

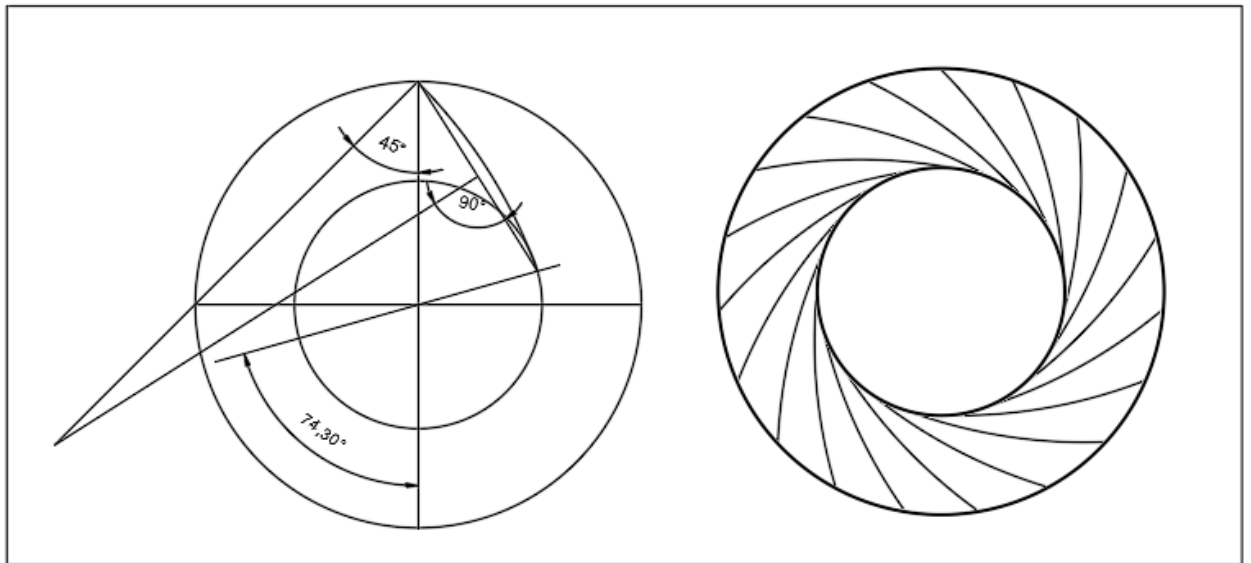


Configuración con apertura 2/3 de la válvula de estrangulamiento del ventilador.

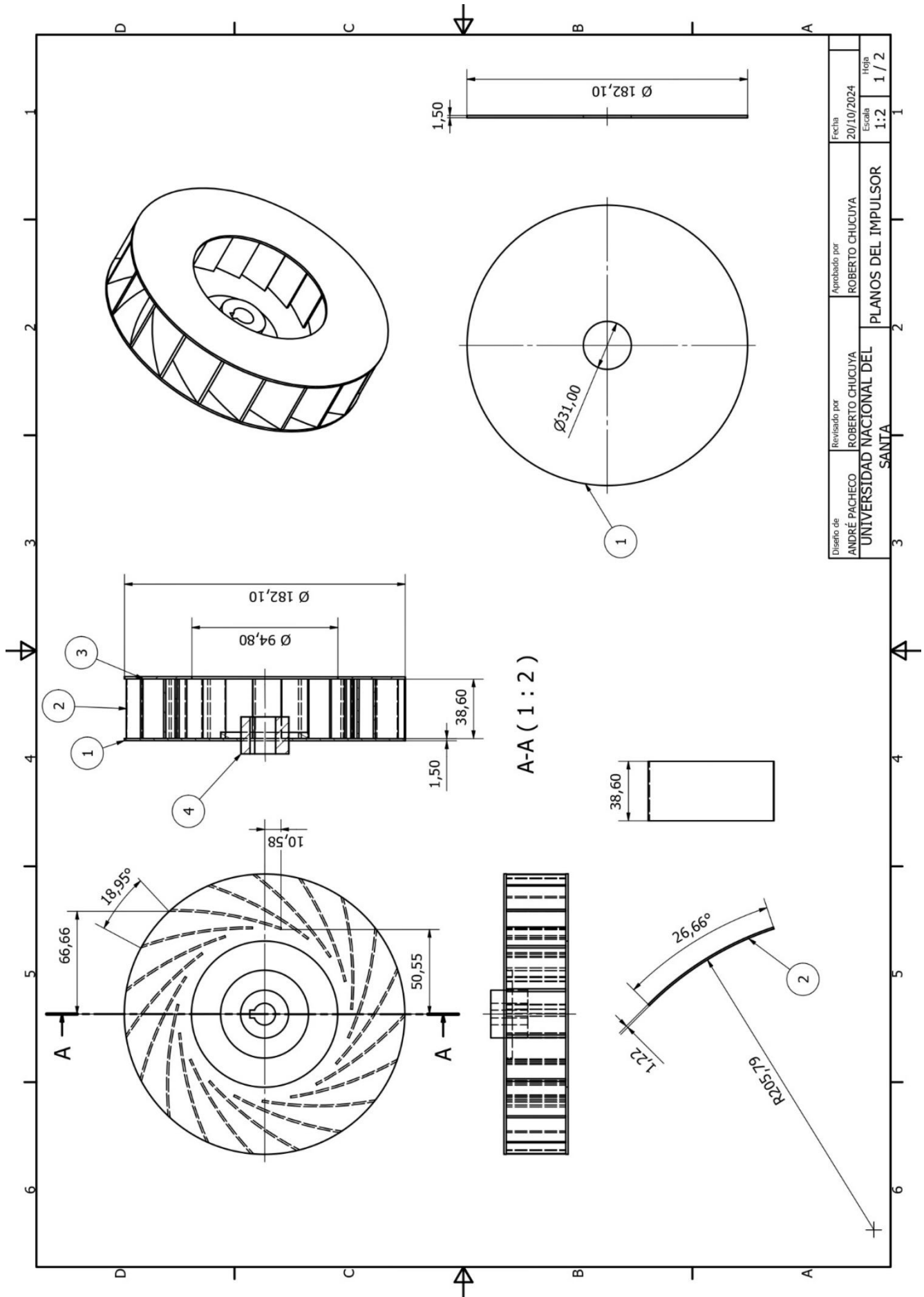


Válvula de estrangulamiento del ventilador.

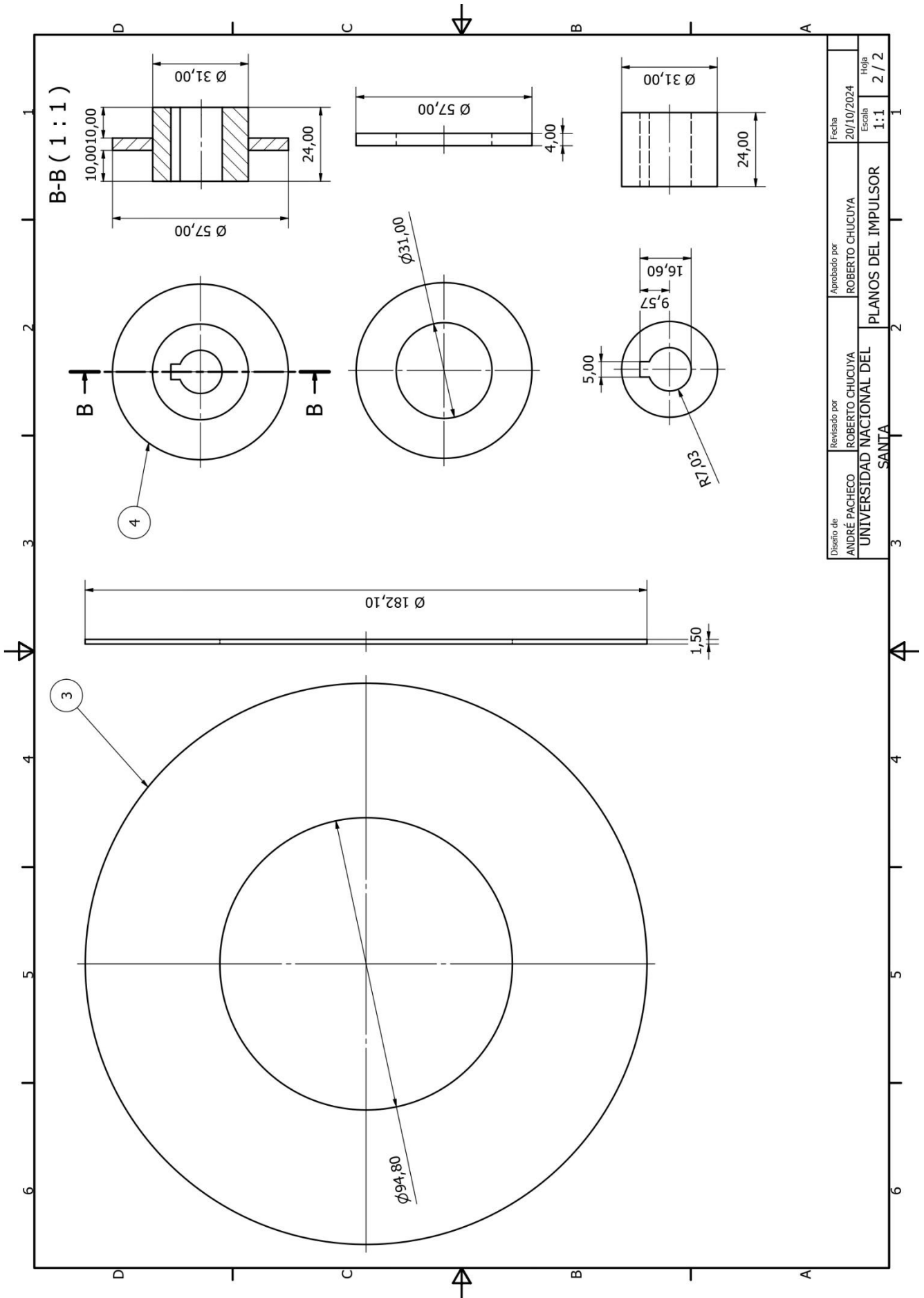
Anexo 5. Diseño Geométrico del rotor.



Anexo 6. Planos del rotor con alabes curvados hacia atrás diseñado



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha
ANDRÉ PACHECO	ROBERTO CHUCUYA	ROBERTO CHUCUYA	20/10/2024
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			Hoja
PLANOS DEL IMPULSOR			1 / 2
			Escala
			1:2



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha
ANDRÉ PACHECO	ROBERTO CHUCUYA	ROBERTO CHUCUYA	20/10/2024
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			Hoja
PLANOS DEL IMPULSOR			2 / 2
			Escala
			1:1

Anexo 7.

Especificaciones Técnicas del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD

Caudal	75 l/s
Presión	0.6 kPa
Velocidad del ventilador	3000 RPM
Potencia Nominal del Motor	550 W
2 sensores de presión	5 in de ancho
Diámetro del conducto de entrada	90 mm
Diámetro del conducto de descarga	75 mm

Anexo 8. Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFIELD FM40 para el rotor existente.

➤ **Apertura 1 para el rotor existente:**

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.046	24.65	297.80	0.031	0.028	0.596
2	101	20	708	0.053	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
3	101	20	708	0.048	24.50	297.50	0.031	0.027	0.596
4	101	20	708	0.046	24.50	297.50	0.031	0.026	0.596
5	101	20	708	0.051	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
6	101	20	708	0.049	24.60	297.60	0.031	0.027	0.596
7	101	20	708	0.051	24.70	297.70	0.031	0.026	0.596
8	101	20	708	0.054	24.65	297.65	0.031	0.028	0.596
9	101	20	708	0.048	24.55	297.55	0.031	0.027	0.596
10	101	20	708	0.048	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.049	24.61	297.63	0.031	0.027	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.049 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.031 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.027 kPa y la temperatura es 297.63 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.059	24.50	297.65	0.146	0.125	0.596
2	101	40	1416	0.059	24.55	297.55	0.146	0.128	0.596
3	101	40	1416	0.059	24.50	297.50	0.145	0.126	0.596
4	101	40	1416	0.056	24.50	297.50	0.145	0.126	0.596
5	101	40	1416	0.059	24.55	297.55	0.146	0.125	0.596
6	101	40	1416	0.054	24.55	297.55	0.145	0.125	0.596
7	101	40	1416	0.054	24.55	297.55	0.147	0.124	0.596
8	101	40	1416	0.054	24.70	297.70	0.145	0.126	0.596
9	101	40	1416	0.054	24.75	297.75	0.146	0.129	0.596
10	101	40	1416	0.057	24.65	297.65	0.145	0.128	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.056	24.58	297.60	0.145	0.126	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.056 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.145 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.126 kPa y la temperatura es 297.60 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.186	24.70	297.85	0.342	0.296	0.596
2	101	60	2124	0.184	24.75	297.75	0.341	0.301	0.596
3	101	60	2124	0.187	24.75	297.75	0.342	0.299	0.596
4	101	60	2124	0.187	24.70	297.70	0.347	0.295	0.596
5	101	60	2124	0.136	24.65	297.65	0.204	0.303	0.596
6	101	60	2124	0.181	24.60	297.60	0.333	0.329	0.596
7	101	60	2124	0.150	24.65	297.65	0.233	0.316	0.596
8	101	60	2124	0.181	24.70	297.70	0.339	0.297	0.596
9	101	60	2124	0.184	24.70	297.70	0.342	0.299	0.596
10	101	60	2124	0.184	24.70	297.70	0.343	0.293	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.176	24.69	297.71	0.317	0.303	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.176 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.317 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.303 kPa y la temperatura es 297.71 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.386	24.45	297.60	0.654	0.550	0.596
2	101	80	2832	0.383	24.45	297.60	0.650	0.546	0.596
3	101	80	2832	0.386	24.55	297.70	0.654	0.548	0.596
4	101	80	2832	0.386	24.50	297.65	0.653	0.546	0.596
5	101	80	2832	0.383	24.50	297.65	0.658	0.543	0.596
6	101	80	2832	0.380	24.35	297.50	0.696	0.563	0.596
7	101	80	2832	0.385	24.40	297.55	0.657	0.548	0.596
8	101	80	2832	0.383	24.40	297.55	0.661	0.555	0.596
9	101	80	2832	0.380	24.40	297.55	0.669	0.548	0.596
10	101	80	2832	0.383	24.40	297.55	0.666	0.549	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.384	24.44	297.59	0.662	0.549	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.384 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.662 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.549 kPa y la temperatura es 297.59 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.625	24.30	297.45	1.075	0.870	0.596
2	101	100	3540	0.606	24.30	297.45	1.073	0.864	0.596
3	101	100	3540	0.625	24.30	297.45	1.065	0.863	0.596
4	101	100	3540	0.601	24.25	297.40	1.070	0.856	0.596
5	101	100	3540	0.621	24.35	297.50	1.055	0.860	0.596
6	101	100	3540	0.609	24.35	297.50	1.083	0.866	0.596
7	101	100	3540	0.608	24.45	297.60	1.075	0.855	0.596
8	101	100	3540	0.609	24.35	297.50	1.062	0.857	0.596
9	101	100	3540	0.611	24.45	297.60	1.059	0.862	0.596
10	101	100	3540	0.620	24.45	297.60	1.069	0.852	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.613	24.36	297.51	1.069	0.860	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.613 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 1.069 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.860 kPa y la temperatura es 297.51 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

➤ **Apertura 2/3 para el rotor existente:**

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.054	24.70	297.85	0.018	0.030	0.596
2	101	20	708	0.051	24.55	297.70	0.018	0.030	0.596
3	101	20	708	0.048	24.70	297.85	0.018	0.030	0.596
4	101	20	708	0.051	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
5	101	20	708	0.053	24.65	297.80	0.019	0.030	0.596
6	101	20	708	0.053	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
7	101	20	708	0.051	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
8	101	20	708	0.049	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
9	101	20	708	0.053	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
10	101	20	708	0.051	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.051	24.64	297.79	0.018	0.030	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.051 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.018 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.030 kPa y la temperatura es 297.79 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.043	24.55	297.70	0.090	0.138	0.596
2	101	40	1416	0.043	24.65	297.80	0.091	0.140	0.596
3	101	40	1416	0.041	24.50	297.65	0.092	0.140	0.596
4	101	40	1416	0.042	24.50	297.60	0.091	0.140	0.596
5	101	40	1416	0.042	24.50	297.70	0.091	0.139	0.596
6	101	40	1416	0.043	24.55	297.80	0.090	0.138	0.596
7	101	40	1416	0.39	24.55	297.65	0.090	0.140	0.596
8	101	40	1416	0.042	24.65	297.65	0.090	0.139	0.596
9	101	40	1416	0.045	24.50	297.65	0.091	0.138	0.596
10	101	40	1416	0.042	24.45	297.70	0.091	0.143	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.042	24.54	297.69	0.091	0.140	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.042 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.091 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.140 kPa y la temperatura es 297.69 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.155	24.55	297.70	0.218	0.339	0.596
2	101	60	2124	0.155	24.55	297.65	0.214	0.337	0.596
3	101	60	2124	0.153	24.50	297.60	0.217	0.336	0.596
4	101	60	2124	0.155	24.55	297.55	0.216	0.336	0.596
5	101	60	2124	0.151	24.40	297.65	0.212	0.337	0.596
6	101	60	2124	0.153	24.45	297.65	0.209	0.337	0.596
7	101	60	2124	0.150	24.55	297.60	0.211	0.339	0.596
8	101	60	2124	0.155	24.55	297.70	0.210	0.336	0.596
9	101	60	2124	0.156	24.45	297.70	0.210	0.337	0.596
10	101	60	2124	0.151	24.50	297.70	0.207	0.338	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.153	24.50	297.65	0.212	0.337	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.153 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.212 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.337 kPa y la temperatura es 297.65 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.305	24.35	297.50	0.377	0.629	0.596
2	101	80	2832	0.303	24.40	297.55	0.380	0.627	0.596
3	101	80	2832	0.301	24.40	297.50	0.380	0.630	0.596
4	101	80	2832	0.303	24.40	297.55	0.376	0.626	0.596
5	101	80	2832	0.297	24.40	297.50	0.376	0.635	0.596
6	101	80	2832	0.298	24.40	297.55	0.380	0.629	0.596
7	101	80	2832	0.305	24.40	297.55	0.378	0.631	0.596
8	101	80	2832	0.301	24.35	297.55	0.373	0.632	0.596
9	101	80	2832	0.301	24.40	297.55	0.379	0.626	0.596
10	101	80	2832	0.303	24.35	297.55	0.384	0.626	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.302	24.39	297.54	0.378	0.630	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.302 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.378 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.630 kPa y la temperatura es 297.54 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.538	1.017	0.596
2	101	100	3540	0.450	24.35	297.50	0.534	1.013	0.596
3	101	100	3540	0.458	24.40	297.55	0.532	1.013	0.596
4	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.541	1.018	0.596
5	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.534	1.013	0.596
6	101	100	3540	0.450	24.40	297.55	0.530	1.005	0.596
7	101	100	3540	0.448	24.45	297.60	0.524	1.007	0.596
8	101	100	3540	0.448	24.45	297.60	0.532	1.017	0.596
9	101	100	3540	0.451	24.40	297.55	0.526	1.011	0.596
10	101	100	3540	0.448	24.40	297.55	0.530	1.016	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.451	24.39	297.54	0.532	1.013	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.451 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.532 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 1.013 kPa y la temperatura es 297.54 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Anexo 9. Parámetros de entrada obtenidos por el programa ARMFELD FM40 para el rotor diseñado.

➤ **Apertura 1/3 para el rotor existente:**

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.048	24.65	297.80	0.004	0.031	0.596
2	101	20	708	0.048	24.80	297.95	0.004	0.033	0.596
3	101	20	708	0.048	24.90	298.05	0.004	0.032	0.596
4	101	20	708	0.045	24.90	298.05	0.004	0.033	0.596
5	101	20	708	0.048	24.90	298.05	0.004	0.032	0.596
6	101	20	708	0.049	24.75	297.90	0.004	0.031	0.596
7	101	20	708	0.048	24.85	298.00	0.004	0.031	0.596
8	101	20	708	0.048	24.80	297.95	0.004	0.033	0.596
9	101	20	708	0.051	24.90	298.05	0.004	0.033	0.596
10	101	20	708	0.049	24.95	298.10	0.004	0.032	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.048	24.84	297.99	0.004	0.032	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.048 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.004 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.032 kPa y la temperatura es 297.99 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.017	24.80	297.95	0.017	0.142	0.596
2	101	40	1416	0.019	24.75	297.95	0.018	0.143	0.596
3	101	40	1416	0.019	24.85	297.95	0.019	0.143	0.596
4	101	40	1416	0.015	24.90	297.90	0.018	0.144	0.596
5	101	40	1416	0.017	24.85	298.00	0.018	0.144	0.596
6	101	40	1416	0.019	24.80	298.05	0.019	0.142	0.596
7	101	40	1416	0.015	24.80	298.00	0.019	0.142	0.596
8	101	40	1416	0.017	24.80	297.95	0.018	0.143	0.596
9	101	40	1416	0.019	24.75	297.90	0.018	0.144	0.596
10	101	40	1416	0.019	24.75	297.90	0.018	0.144	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.017	24.81	297.96	0.018	0.143	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.017 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.018 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.143 kPa y la temperatura es 297.96 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.077	24.80	297.95	0.043	0.334	0.596
2	101	60	2124	0.071	24.80	297.95	0.042	0.334	0.596
3	101	60	2124	0.074	24.75	297.90	0.040	0.330	0.596
4	101	60	2124	0.068	24.80	297.95	0.038	0.332	0.596
5	101	60	2124	0.070	24.80	297.95	0.040	0.333	0.596
6	101	60	2124	0.074	24.80	297.95	0.039	0.331	0.596
7	101	60	2124	0.073	24.90	297.95	0.042	0.334	0.596
8	101	60	2124	0.073	24.80	298.05	0.042	0.331	0.596
9	101	60	2124	0.071	24.90	297.95	0.042	0.334	0.596
10	101	60	2124	0.076	24.80	298.05	0.041	0.333	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.073	24.82	297.97	0.041	0.333	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.073 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.041 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.333 kPa y la temperatura es 297.97 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.158	24.80	297.95	0.067	0.608	0.596
2	101	80	2832	0.159	24.80	297.95	0.072	0.608	0.596
3	101	80	2832	0.158	24.85	298.00	0.071	0.608	0.596
4	101	80	2832	0.162	24.80	297.95	0.072	0.615	0.596
5	101	80	2832	0.158	24.90	298.05	0.064	0.603	0.596
6	101	80	2832	0.159	24.85	298.00	0.071	0.609	0.596
7	101	80	2832	0.158	24.85	298.00	0.066	0.608	0.596
8	101	80	2832	0.156	24.85	298.00	0.066	0.611	0.596
9	101	80	2832	0.161	24.85	298.00	0.070	0.609	0.596
10	101	80	2832	0.156	24.90	298.05	0.070	0.611	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.159	24.86	298.01	0.069	0.609	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.159 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.069 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.609 kPa y la temperatura es 298.01 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.249	24.90	298.05	0.113	0.961	0.596
2	101	100	3540	0.247	24.95	298.10	0.110	0.949	0.596
3	101	100	3540	0.244	24.95	298.15	0.110	0.966	0.596
4	101	100	3540	0.249	24.95	298.15	0.108	0.961	0.596
5	101	100	3540	0.247	25.00	298.10	0.107	0.964	0.596
6	101	100	3540	0.252	25.00	298.10	0.111	0.974	0.596
7	101	100	3540	0.247	24.95	298.15	0.109	0.964	0.596
8	101	100	3540	0.254	24.95	298.10	0.112	0.966	0.596
9	101	100	3540	0.247	24.95	298.10	0.106	0.957	0.596
10	101	100	3540	0.246	24.95	298.10	0.111	0.965	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.248	24.96	298.11	0.110	0.963	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.248 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.110 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.963 kPa y la temperatura es 298.11 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

➤ **Apertura 1 para el rotor diseñado:**

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.03	27.0	300.1	0.008	0.021	0.596
2	101	20	708	0.04	27.0	300.2	0.008	0.021	0.596
3	101	20	708	0.04	27.1	300.3	0.008	0.021	0.596
4	101	20	708	0.04	27.1	300.2	0.008	0.021	0.596
5	101	20	708	0.04	27.1	300.3	0.008	0.021	0.596
6	101	20	708	0.05	27.1	300.3	0.008	0.021	0.596
7	101	20	708	0.05	27.1	300.3	0.008	0.021	0.596
8	101	20	708	0.05	27.2	300.3	0.008	0.021	0.596
9	101	20	708	0.05	27.2	300.4	0.007	0.021	0.596
10	101	20	708	0.05	27.2	300.3	0.008	0.021	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.04	27.1	300.2	0.008	0.021	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.04 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.008 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.021 kPa y la temperatura es 300.2 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.01	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596
2	101	40	1416	0.01	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596
3	101	40	1416	0.01	27.2	300.4	0.055	0.064	0.596
4	101	40	1416	0.02	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596
5	101	40	1416	0.02	27.2	300.4	0.055	0.063	0.596
6	101	40	1416	0.02	27.2	300.4	0.056	0.064	0.596
7	101	40	1416	0.02	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596
8	101	40	1416	0.02	27.2	300.4	0.053	0.064	0.596
9	101	40	1416	0.02	27.2	300.4	0.055	0.064	0.596
10	101	40	1416	0.02	27.2	300.4	0.055	0.064	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.02	27.2	300.3	0.055	0.064	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.02 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.055 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.064 kPa y la temperatura es 300.3 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.04	27.3	300.5	0.136	0.135	0.596
2	101	60	2124	0.03	27.3	300.5	0.137	0.135	0.596
3	101	60	2124	0.04	27.3	300.5	0.136	0.135	0.596
4	101	60	2124	0.04	27.4	300.5	0.138	0.135	0.596
5	101	60	2124	0.04	27.3	300.5	0.136	0.135	0.596
6	101	60	2124	0.03	27.3	300.4	0.138	0.135	0.596
7	101	60	2124	0.04	27.3	300.5	0.136	0.136	0.596
8	101	60	2124	0.03	27.3	300.5	0.138	0.135	0.596
9	101	60	2124	0.03	27.3	300.5	0.136	0.135	0.596
10	101	60	2124	0.03	27.3	300.4	0.136	0.136	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.04	27.3	300.4	0.137	0.135	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.04 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.137 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.135 kPa y la temperatura es 300.4 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.11	27.3	300.5	0.255	0.236	0.596
2	101	80	2832	0.11	27.5	300.6	0.253	0.237	0.596
3	101	80	2832	0.11	27.4	300.5	0.254	0.237	0.596
4	101	80	2832	0.11	27.4	300.6	0.255	0.236	0.596
5	101	80	2832	0.11	27.6	300.7	0.254	0.237	0.596
6	101	80	2832	0.11	27.6	300.8	0.255	0.237	0.596
7	101	80	2832	0.11	27.6	300.8	0.253	0.236	0.596
8	101	80	2832	0.11	27.6	300.8	0.253	0.237	0.596
9	101	80	2832	0.11	27.7	300.8	0.257	0.236	0.596
10	101	80	2832	0.11	27.6	300.8	0.253	0.236	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.11	27.5	300.7	0.254	0.237	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.11 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.254 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.237 kPa y la temperatura es 300.7 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.21	27.6	300.7	0.405	0.369	0.596
2	101	100	3540	0.21	27.6	300.7	0.404	0.367	0.596
3	101	100	3540	0.21	27.6	300.8	0.406	0.366	0.596
4	101	100	3540	0.21	27.6	300.7	0.408	0.368	0.596
5	101	100	3540	0.21	27.7	300.8	0.406	0.367	0.596
6	101	100	3540	0.21	27.6	300.8	0.405	0.368	0.596
7	101	100	3540	0.21	27.7	300.8	0.407	0.369	0.596
8	101	100	3540	0.21	27.6	300.7	0.404	0.369	0.596
9	101	100	3540	0.21	27.7	300.8	0.407	0.368	0.596
10	101	100	3540	0.21	27.7	300.8	0.405	0.367	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.210	27.6	300.8	0.406	0.368	0.596

Nota: Al emplear la válvula de estrangulamiento completamente abierta y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.210 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.406 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.368 kPa y la temperatura es 300.8 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

➤ **Apertura 2/3 para el rotor diseñado:**

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.04	27.3	300.4	0.006	0.024	0.596
2	101	20	708	0.04	27.3	300.4	0.006	0.024	0.596
3	101	20	708	0.04	27.2	300.3	0.006	0.024	0.596
4	101	20	708	0.05	27.2	300.4	0.006	0.024	0.596
5	101	20	708	0.05	27.1	300.2	0.006	0.024	0.596
6	101	20	708	0.06	27.1	300.3	0.006	0.024	0.596
7	101	20	708	0.06	27.2	300.4	0.006	0.024	0.596
8	101	20	708	0.06	27.1	300.3	0.006	0.024	0.596
9	101	20	708	0.06	27.1	300.3	0.006	0.024	0.596
10	101	20	708	0.07	27.0	300.2	0.006	0.024	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.05	27.1	300.3	0.006	0.024	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.05 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.006 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.024 kPa y la temperatura es 300.3 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.046	0.077	0.596
2	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.045	0.077	0.596
3	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.046	0.077	0.596
4	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.046	0.077	0.596
5	101	40	1416	0.02	26.9	300.1	0.046	0.077	0.596
6	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.046	0.077	0.596
7	101	40	1416	0.02	26.9	300.1	0.046	0.077	0.596
8	101	40	1416	0.02	26.9	300.1	0.046	0.077	0.596
9	101	40	1416	0.02	27.0	300.1	0.046	0.077	0.596
10	101	40	1416	0.02	26.9	300.0	0.046	0.077	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.02	27.0	300.1	0.046	0.077	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.02 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.046 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.077 kPa y la temperatura es 300.1 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.04	26.6	299.8	0.117	0.167	0.596
2	101	60	2124	0.04	26.7	299.8	0.117	0.166	0.596
3	101	60	2124	0.04	26.7	299.9	0.114	0.167	0.596
4	101	60	2124	0.04	26.6	299.8	0.114	0.167	0.596
5	101	60	2124	0.04	26.6	299.7	0.114	0.167	0.596
6	101	60	2124	0.04	26.6	299.8	0.117	0.167	0.596
7	101	60	2124	0.04	26.6	299.8	0.117	0.167	0.596
8	101	60	2124	0.04	26.5	299.6	0.114	0.167	0.596
9	101	60	2124	0.04	26.6	299.7	0.116	0.167	0.596
10	101	60	2124	0.04	26.5	299.7	0.114	0.167	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.04	26.6	299.7	0.115	0.167	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.04 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.115 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.167 kPa y la temperatura es 299.7 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.11	26.6	299.8	0.214	0.297	0.596
2	101	80	2832	0.11	26.5	299.6	0.216	0.298	0.596
3	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.214	0.296	0.596
4	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.212	0.296	0.596
5	101	80	2832	0.12	26.5	299.7	0.212	0.298	0.596
6	101	80	2832	0.11	26.4	299.6	0.216	0.298	0.596
7	101	80	2832	0.11	26.3	299.5	0.214	0.297	0.596
8	101	80	2832	0.11	26.3	299.5	0.214	0.297	0.596
9	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.214	0.298	0.596
10	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.214	0.298	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.11	26.4	299.5	0.214	0.297	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.11 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.214 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.297 kPa y la temperatura es 299.5 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 2/3 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.21	26.2	299.4	0.339	0.477	0.596
2	101	100	3540	0.21	26.2	299.3	0.336	0.478	0.596
3	101	100	3540	0.21	26.3	299.4	0.335	0.477	0.596
4	101	100	3540	0.21	26.3	299.4	0.335	0.479	0.596
5	101	100	3540	0.20	26.3	299.4	0.335	0.479	0.596
6	101	100	3540	0.20	26.3	299.4	0.336	0.480	0.596
7	101	100	3540	0.21	26.4	299.5	0.335	0.480	0.596
8	101	100	3540	0.22	26.4	299.6	0.335	0.480	0.596
9	101	100	3540	0.21	26.4	299.6	0.334	0.481	0.596
10	101	100	3540	0.21	26.4	299.6	0.336	0.480	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.21	26.3	299.4	0.336	0.479	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 2/3 y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.21 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.336 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.479 kPa y la temperatura es 299.4 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

➤ **Apertura 1/3 para el rotor diseñado:**

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 20%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	20	708	0.05	27.1	300.2	0.002	0.032	0.596
2	101	20	708	0.06	27.0	300.1	0.002	0.032	0.596
3	101	20	708	0.06	27.1	300.2	0.001	0.032	0.596
4	101	20	708	0.06	27.1	300.2	0.001	0.032	0.596
5	101	20	708	0.06	27.0	300.2	0.002	0.032	0.596
6	101	20	708	0.06	27.0	300.1	0.001	0.032	0.596
7	101	20	708	0.06	27.0	300.2	0.001	0.032	0.596
8	101	20	708	0.06	27.0	300.2	0.002	0.032	0.596
9	101	20	708	0.06	27.1	300.3	0.001	0.032	0.596
10	101	20	708	0.06	27.1	300.3	0.002	0.032	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.06	27.0	300.2	0.001	0.032	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 20%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 708 RPM, el torque es de 0.06 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.001 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.032 kPa y la temperatura es 300.2 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 40%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.014	0.116	0.596
2	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.014	0.116	0.596
3	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.015	0.116	0.596
4	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.014	0.115	0.596
5	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.014	0.116	0.596
6	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.014	0.116	0.596
7	101	40	1416	0.02	27.1	300.2	0.014	0.116	0.596
8	101	40	1416	0.02	27.0	300.1	0.014	0.116	0.596
9	101	40	1416	0.02	26.9	300.0	0.014	0.116	0.596
10	101	40	1416	0.02	26.9	300.1	0.014	0.116	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.02	27.0	300.2	0.014	0.116	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 40%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 1416 RPM, el torque es de 0.02 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.014 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.116 kPa y la temperatura es 300.2 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 60%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	60	2124	0.03	26.9	300.1	0.041	0.259	0.596
2	101	60	2124	0.03	26.9	300.0	0.041	0.259	0.596
3	101	60	2124	0.04	26.8	299.9	0.041	0.259	0.596
4	101	60	2124	0.03	26.7	299.9	0.040	0.259	0.596
5	101	60	2124	0.04	26.8	299.9	0.038	0.259	0.596
6	101	60	2124	0.03	26.8	299.9	0.038	0.259	0.596
7	101	60	2124	0.03	26.7	299.9	0.039	0.259	0.596
8	101	60	2124	0.03	26.8	300.0	0.040	0.259	0.596
9	101	60	2124	0.03	26.7	299.9	0.039	0.259	0.596
10	101	60	2124	0.03	26.8	299.9	0.041	0.259	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.03	26.8	299.9	0.040	0.259	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 60%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2124 RPM, el torque es de 0.03 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.040 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.259 kPa y la temperatura es 299.9 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 80%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	80	2832	0.09	26.7	299.9	0.075	0.463	0.596
2	101	80	2832	0.09	26.7	299.8	0.076	0.463	0.596
3	101	80	2832	0.09	26.6	299.7	0.076	0.462	0.596
4	101	80	2832	0.09	26.6	299.8	0.076	0.463	0.596
5	101	80	2832	0.09	26.5	299.6	0.074	0.463	0.596
6	101	80	2832	0.09	26.5	299.6	0.075	0.462	0.596
7	101	80	2832	0.09	26.6	299.7	0.076	0.463	0.596
8	101	80	2832	0.08	26.5	299.7	0.076	0.463	0.596
9	101	80	2832	0.09	26.7	299.9	0.074	0.463	0.596
10	101	80	2832	0.08	26.5	299.7	0.074	0.463	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.09	26.6	299.7	0.075	0.463	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 80%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 2832 RPM, el torque es de 0.09 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.075 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.463 kPa y la temperatura es 299.7 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Configuración con apertura 1/3 y velocidad de rotación del motor al 100%.

N° Muestra	Presión Atmosférica (kPa)	Configuración del Ventilador (%)	Régimen de Giro (rpm)	Motor Torque (Nm)	Temperatura a la entrada (°C)	Temperatura a la entrada (K)	ΔP del Orificio (kPa)	ΔP del Ventilador (kPa)	Coefficiente de descarga (Cd)
1	101	100	3540	0.17	26.4	299.6	0.122	0.729	0.596
2	101	100	3540	0.17	26.2	299.4	0.120	0.729	0.596
3	101	100	3540	0.16	26.5	299.6	0.121	0.728	0.596
4	101	100	3540	0.16	26.5	299.6	0.120	0.728	0.596
5	101	100	3540	0.16	26.2	299.4	0.122	0.729	0.596
6	101	100	3540	0.16	26.3	299.4	0.122	0.729	0.596
7	101	100	3540	0.16	26.4	299.5	0.122	0.729	0.596
8	101	100	3540	0.17	26.2	299.4	0.122	0.729	0.596
9	101	100	3540	0.16	26.3	299.4	0.122	0.729	0.596
10	101	100	3540	0.17	26.3	299.5	0.123	0.728	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.16	26.3	299.5	0.122	0.729	0.596

Nota: Al emplear una apertura de la válvula de estrangulamiento de 1/3 y ajustar la configuración del ventilador al 100%, se obtienen los siguientes resultados: la velocidad del ventilador es de 3540 RPM, el torque es de 0.16 Nm, la presión diferencial en el orificio es de 0.122 kPa, la presión diferencial en el ventilador es de 0.729 kPa y la temperatura es 299.5 K. Además, se mantienen constantes los valores de presión atmosférica a 101 kPa, y coeficiente de descarga a 0.596.

Anexo 10. Parámetros de salida calculados para el rotor existente.

➤ Apertura 1 para el rotor existente:

Apertura 1 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
PROMEDIO	20	1.18	0.019	2.426	4.312	35.037	0.668	3.668	18.200
PROMEDIO	40	1.18	0.041	5.259	9.349	161.765	6.681	8.367	79.853
PROMEDIO	60	1.18	0.061	7.759	13.794	379.683	23.138	39.13	59.132
PROMEDIO	80	1.18	0.088	11.215	19.939	710.231	62.561	113.836	54.957
PROMEDIO	100	1.18	0.112	14.25	25.333	1119.856	125.333	227.397	55.117

Nota: Al abrir completamente la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 40% siendo la máxima eficiencia de 79.853%, seguido de un descenso al cambiar a 60%, 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.18 kg/m³.

➤ **Apertura 2/3 para el rotor existente:**

Apertura 2/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
PROMEDIO	20	1.18	0.015	1.867	3.319	34.671	0.508	3.805	13.360
PROMEDIO	40	1.18	0.033	4.147	7.373	161.776	5.27	6.189	85.141
PROMEDIO	60	1.18	0.050	6.353	11.294	388.663	19.393	34.11	56.854
PROMEDIO	80	1.18	0.067	8.477	15.071	721.375	48.03	89.492	53.67
PROMEDIO	100	1.18	0.079	10.057	17.879	1142.175	90.216	167.281	53.931

Nota: Al abrir 2/3 la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 40% siendo la máxima eficiencia de 85.141%, seguido de un descenso al cambiar a 60%, 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.18 kg/m³.

➤ **Apertura 1/3 para el rotor existente:**

Apertura 1/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
PROMEDIO	20	1.18	0.007	0.898	1.596	33.294	0.235	3.576	6.565
PROMEDIO	40	1.18	0.015	1.867	3.32	147.749	2.167	2.59	83.657
PROMEDIO	60	1.18	0.022	2.789	4.959	342.443	7.502	16.161	46.421
PROMEDIO	80	1.18	0.028	3.624	6.442	625.792	17.81	46.992	37.9
PROMEDIO	100	1.18	0.036	4.566	8.118	989.243	35.477	92.036	38.547

Nota: Al abrir 1/3 la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 40% siendo la máxima eficiencia de 83.657%, seguido de un descenso al cambiar a 60%, 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.18 kg/m³.

Anexo 11. Parámetros de salida calculados para el rotor diseñado.

➤ Apertura 1 para el rotor diseñado:

Apertura 1 con RPM 20%, 40%, 60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador (%)</i>	<i>Densidad del aire (kg/m³)</i>	<i>Caudal de Flujo (m³/s)</i>	<i>Velocidad a la entrada (m/s)</i>	<i>Velocidad a la salida (m/s)</i>	<i>Presión Total (Pa)</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida (W)</i>	<i>Potencia Mecánica (W)</i>	<i>Eficiencia (%)</i>
PROMEDIO	20	1.17	0.010	1.239	2.202	22.943	0.223	2.966	7.53%
PROMEDIO	40	1.17	0.026	3.248	5.774	77.355	1.973	2.966	66.54%
PROMEDIO	60	1.17	0.040	5.127	9.115	168.267	6.776	8.897	76.16%
PROMEDIO	80	1.17	0.055	6.985	12.417	298.677	16.385	32.622	50.23%
PROMEDIO	100	1.17	0.069	8.832	15.702	466.586	32.366	77.849	41.58%

Nota: Al abrir completamente la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 60% siendo la máxima eficiencia de 76.16%, seguido de un descenso al cambiar a 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.17 kg/m³.

➤ **Apertura 2/3 para el rotor diseñado:**

Apertura 2/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
PROMEDIO	20	1.172	0.008	1.073	1.907	25.457	0.214	3.707	5.79%
PROMEDIO	40	1.173	0.023	2.969	5.279	88.170	2.056	2.966	69.34%
PROMEDIO	60	1.174	0.037	4.692	8.341	194.925	7.183	8.897	80.74%
PROMEDIO	80	1.175	0.050	6.398	11.375	348.964	17.536	32.622	53.76%
PROMEDIO	100	1.175	0.063	8.016	14.251	560.589	35.293	77.849	45.34%

Nota: Al abrir 2/3 la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 60% siendo la máxima eficiencia de 80.74%, seguido de un descenso al cambiar a 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.17 kg/m³.

➤ **Apertura 1/3 para el rotor diseñado:**

Apertura 1/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

<i>Nº Muestra</i>	<i>Configuración del ventilador</i>	<i>Densidad del aire</i>	<i>Caudal de Flujo</i>	<i>Velocidad a la entrada</i>	<i>Velocidad a la salida</i>	<i>Presión Total</i>	<i>Potencia del ventilador a la salida</i>	<i>Potencia Mecánica</i>	<i>Eficiencia</i>
	(%)	(kg/m ³)	(m ³ /s)	(m/s)	(m/s)	(Pa)	(W)	(W)	(%)
PROMEDIO	20	1.17	0.003	0.438	0.778	32.243	0.111	4.448	2.49%
PROMEDIO	40	1.17	0.013	1.638	2.913	119.400	1.536	2.966	51.81%
PROMEDIO	60	1.17	0.022	2.768	4.921	268.713	5.842	6.673	87.55%
PROMEDIO	80	1.17	0.030	3.789	6.736	481.212	14.321	26.691	53.65%
PROMEDIO	100	1.17	0.038	4.831	8.589	758.624	28.785	59.313	48.53%

Nota: Al abrir 1/3 la válvula de estrangulamiento, se observa que, al aumentar los RPM en términos porcentuales, se produce un aumento en el caudal de flujo, por otro lado, la velocidad de entrada como la velocidad de salida experimentan un aumento. Simultáneamente, la presión y la potencia muestran un incremento directamente proporcional a la configuración de los RPM. En cuanto a la eficiencia, se nota un aumento de 20% a 60% siendo la máxima eficiencia de 87.55%, seguido de un descenso al cambiar a 80% y 100%. El único valor constante es la densidad del aire, que permanece en 1.17 kg/m³.