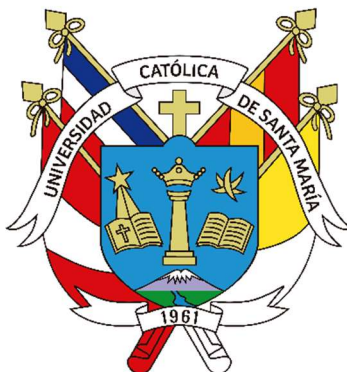


**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica y**  
**Mecatrónica**



**Diseño e implementación de un módulo de ventilación para el laboratorio  
de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica  
de Santa María**

Tesis presentada por los Bachilleres:

**Flores Zavala, Cristhiam Jose**

**ORCID: 0009-0006-0120-1367**

**Garcia Nuñez, Fabrizzio Renato**

**ORCID: 0009-0003-4081-2484**

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Asesor (a):

**Dr. Valdez Loaiza, Juan Carlos**

**ORCID: 0000-0002-4122-2027**

Arequipa – Perú

2026

UCSM-ERP

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

**INGENIERIA MECANICA**

**TITULACIÓN CON TESIS**

**DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR**

Arequipa, 29 de Mayo del 2025

**Dictamen: 011824-C-EPIMMEM-2025**

Visto el borrador del expediente 011824, presentado por:

**2016224211 - FLORES ZAVALA CRISTHIAM JOSE**

**2016195041 - GARCIA NUÑEZ FABRIZIO RENATO**

Titulado:

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE VENTILACIÓN PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA DE MINAS DE LA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

Nuestro dictamen es:

**APROBADO**

Título Profesional/Título de Segunda Especialidad/Grado Académico a optar:

**INGENIERO MECANICO**

**29479140 - VALENCIA SALAS MARIO JOSE  
DICTAMINADOR**



**30857994 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO  
DICTAMINADOR**



**29460348 - AREVALO DAZA JORGE LUIS  
DICTAMINADOR**



# Diseño e implementación de un módulo de ventilación para el laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María

## INFORME DE ORIGINALIDAD

18%

INDICE DE SIMILITUD

17%

FUENTES DE INTERNET

3%

PUBLICACIONES

7%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1

[docplayer.es](https://docplayer.es)

Fuente de Internet

2%

2

Submitted to Universidad Católica de Santa María

Trabajo del estudiante

2%

3

[qdoc.tips](https://qdoc.tips)

Fuente de Internet

2%

4

[www.coursehero.com](https://www.coursehero.com)

Fuente de Internet

1%

5

[tesis.ucsm.edu.pe](https://tesis.ucsm.edu.pe)

Fuente de Internet

1%

6

[doku.pub](https://doku.pub)

Fuente de Internet

1%

7

[repositorio.ucsm.edu.pe](https://repositorio.ucsm.edu.pe)

Fuente de Internet

1%

8

[riujap.ujap.edu.ve](https://riujap.ujap.edu.ve)

Fuente de Internet

<1%

9

[idoc.pub](https://idoc.pub)

Fuente de Internet

<1%

10

Submitted to UTEC Universidad de Ingeniería & Tecnología (NO TOCAR)

Trabajo del estudiante

<1%

11

[1library.co](https://1library.co)

Fuente de Internet

<1%

12

[es.slideshare.net](https://es.slideshare.net)

Fuente de Internet

<1%

13

[hdl.handle.net](https://hdl.handle.net)

Fuente de Internet

<1%

[archive.org](https://archive.org)

## *Dedicatoria*

*A mi madre, por su amor incondicional y esa  
perseverancia que ha guiado cada paso de mi vida  
y formación profesional.*

*A mi padre, por su constancia, sacrificio y apoyo  
incondicional en mis retos profesionales y  
personales.*

*A mi hermano, por ser la luz de esperanza y mi  
inspiración en mis primeros pasos académicos.*

*A mi pareja, quien me ha acompañado y apoyado  
durante todo este proceso.*

***Cristhiam Jose Flores Zavala***

*A mi madre, por su entrega incansable y su apoyo  
incondicional y por ser siempre el corazón que sostuvo  
mis días difíciles.*

*A mi padre, por su ejemplo firme, su constancia y el  
esfuerzo que ha guiado cada uno de mis pasos.*

*A quienes me acompañaron en este proceso maestros,  
amigos y compañeros, por sus aportes y momentos  
compartidos, que también formaron parte fundamental de  
este recorrido.*

***Fabrizio Renato Garcia Nuñez***

## RESUMEN

La presente tesis desarrolla el diseño, implementación y validación de un módulo didáctico de ventilación destinado al laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María. El objetivo principal es proporcionar una herramienta experimental que permita simular y analizar el comportamiento de sistemas de ventilación subterránea en condiciones controladas de laboratorio.

El módulo está conformado por un ventilador centrífugo, un sistema de ductos modulares de aluminio, instrumentos de medición como anemómetro, higrómetro, tubo de Pitot, manómetro digital y manómetro vertical inclinado. Finalizando con un variador de frecuencia monofásico que permite ajustar la velocidad de operación. La integración de estos componentes permite replicar configuraciones reales de ventilación minera a escala, facilitando la medición de parámetros clave como el caudal de aire, la pérdida de carga y la eficiencia del sistema.

Los resultados obtenidos a partir de los ensayos experimentales validan la funcionalidad del módulo como una herramienta técnica y formativa. Su implementación permite no solo reforzar conceptos fundamentales de ventilación minera, sino también promover el análisis crítico, la interpretación de resultados técnicos y la comprensión de las condiciones operativas de un sistema de ventilación, aspectos clave en la formación de ingenieros especializados en minería subterránea.

**Palabras clave:** Ventilación, módulo, subterránea.

## ABSTRACT

This thesis presents the design, implementation, and experimental validation of a didactic ventilation module for the laboratory of the School of Mining Engineering at the Universidad Católica de Santa María. The primary objective is to provide an experimental tool that simulates and analyses the behaviour of underground ventilation systems under controlled laboratory conditions.

The module includes a centrifugal fan, a system of modular aluminum ducts, measurement instruments such as an anemometer, hygrometer, Pitot tube, digital manometer and inclined vertical manometer. Along with a single-phase frequency inverter that allows adjusting the operating speed. The integration of these components enables the replication of real-scale mining ventilation configurations, facilitating the measurement of key parameters such as airflow rate, pressure drop and system efficiency.

The experimental results confirm the module's effectiveness as both a technical and educational resource. Its application strengthens the understanding of core ventilation concepts while fostering analytical skills, technical interpretation, and awareness of operational conditions relevant to underground mining environments.

**Keywords:** Ventilation, Module, Underground.

## ÍNDICE

*Dedicatoria*

**RESUMEN**

**ABSTRACT**

**INTRODUCCIÓN..... 1**

### **CAPÍTULO I**

<b>1</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO .....</b>	<b>3</b>
1.1	Identificación y Descripción del Problema .....	3
1.2	Objetivos .....	5
1.2.1	Objetivo General.....	5
1.2.2	Objetivos Específicos .....	5
1.3	Justificación .....	6
1.4	Alcances y Limitaciones .....	7
1.4.1	Alcances.....	7
1.4.2	Limitaciones .....	8
1.5	Antecedentes .....	8

### **CAPÍTULO II**

<b>2</b>	<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>13</b>
2.1	Generalidades.....	13
2.2	Fundamentos de la ventilación.....	13
2.2.1	Definición de Ventilación.....	13
2.2.2	Tipos de Ventilación.....	14
2.2.3	Objetivos de la Ventilación .....	17
2.3	Principios Físicos de la Ventilación.....	18
2.3.1	Características físicas del aire.....	18
2.3.2	Ley de Ventiladores .....	42
2.4	Diseño de Sistemas de Ventilación .....	46
2.4.1	Principios de Funcionamiento .....	46
2.4.2	Curvas de rendimiento .....	46
2.4.3	Tipos de Ventiladores .....	47
2.4.4	Selección de Ventiladores.....	52
2.4.5	Diseño de Ductos .....	54
2.5	Normativas Aplicables en el diseño de Sistemas de Ventilación .....	59
2.5.1	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE).....	59

2.5.2	International Organization for Standardization (ISO)	59
2.5.3	European Norms (EN)	60
2.5.4	Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA)	60
2.5.5	American National Standards Institute (ANSI)	60
2.6	Herramientas Computacionales para la Simulación	61
2.6.1	Autodesk Inventor	61
2.6.2	ANSYS	61
2.6.3	VentSim	61
2.7	Accesorios e Instrumentación	61
2.7.1	Compuertas	61
2.7.2	Variador de Frecuencia	62
2.7.3	Instrumentos de Medición	62
<b>CAPÍTULO III</b>		
<b>3</b>	<b>APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA</b>	<b>67</b>
3.1	Metodología VDI 2221	67
3.2	Desarrollo de la Metodología	67
3.2.1	Elaboración de Lista de Exigencias	69
3.2.2	Elaboración de la Matriz Morfológica	70
3.2.3	Solución Óptima	73
<b>CAPÍTULO IV</b>		
<b>4</b>	<b>DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MODULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>75</b>
4.1	Introducción	75
4.2	Selección de Componentes	76
4.2.1	Selección del Ventilador	78
4.2.2	Variador de Frecuencia	83
4.3	Cálculo de Ventilación	85
4.3.1	Dimensionamiento de los conductos de aire	85
4.3.2	Selección del ventilador	89
4.4	Cálculo de Soportes de Ductos	93
4.4.1	Soporte para el ducto Circular:	96
4.4.2	Soporte para el ducto Cuadrado:	100
<b>CAPÍTULO V</b>		
<b>5</b>	<b>ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO</b>	<b>106</b>
5.1	Procedimiento del ensayo experimental	106

5.1.1	Regulación de caudal .....	107
5.1.2	Medición de condiciones ambientales .....	108
5.1.3	Datos técnicos del ventilador centrífugo .....	109
5.1.4	Puesta en operación del motor y fijación del RPM .....	109
5.1.5	Uso del Tubo de Pitot .....	109
5.2	Cálculo de los parámetros del ensayo .....	112
5.2.1	Condiciones Ambientales .....	112
5.2.2	Datos técnicos del ventilador centrífugo del Módulo de ensayo .....	113
5.2.3	Cálculo del Caudal (Q) .....	113
5.2.4	Cálculo de la altura efectiva (H) .....	116
5.2.5	Cálculo de parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo .....	117
5.3	Determinación de caudales del sistema .....	119
5.4	Cálculo de las alturas efectivas .....	120
5.5	Relación caudal vs. altura en el ventilador centrífugo .....	121
5.6	Curvas de comportamiento del ventilador centrífugo .....	122
5.7	Cálculos para la construcción de las curvas del sistema .....	127
5.8	Resumen de Resultados de las Curvas del Sistema Ventilador Centrífugo .....	128
5.9	Gráfico de las Curvas del Sistema y Punto de Operación del Sistema .....	129
5.10	Resultado de los Parámetros de Funcionamiento del Ventilador Centrífugo .....	135
<b>6</b>	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>139</b>
<b>7</b>	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	<b>139</b>
<b>8</b>	<b>REFERENCIAS</b> .....	<b>141</b>
	<b>ANEXOS</b> .....	<b>144</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 01: Composición del Aire Seco.....	15
Tabla 02: Lista de Exigencias .....	69
Tabla 03: Matriz Morfológica.....	70
Tabla 04: Puntaje según calificación.....	73
Tabla 05: Sumatoria según criterios técnicos y económicos de los conceptos solución.....	74
Tabla 06: Lista de Partes del Módulo Didáctico de Ventilación.....	77
Tabla 07: Tabla de Parámetros Principales del ventilador .....	80
Tabla 08: Características del Ventilador Centrifugo Zhejiang Larissa .....	81
Tabla 09: Velocidad del aire atendiendo al ruido (m/s).....	85
Tabla 10: Perdidas por accesorios y tubería en el circuito de descarga .....	89
Tabla 11: Factor de Corrección por Altitud .....	90
Tabla 12: Características del Aluminio el en Software Ansys.....	94
Tabla 13: Características del Acero Inoxidable AISI 304.....	94
Tabla 14: Características de la Madera-Pino.....	95
Tabla 15: Diámetro correspondiente a cada posición del regulador .....	108
Tabla 16: Ensayo a 960 RPM.....	111
Tabla 17: Ensayo a 1920 RPM.....	111
Tabla 18: Ensayo a 2800 RPM.....	112
Tabla 19: Cálculo de Caudales para $Q = 960$ RPM .....	119
Tabla 20: Cálculo de Caudales para $Q = 1920$ RPM .....	119
Tabla 21: Cálculo de Caudales para $Q = 2800$ RPM .....	120
Tabla 22: Cálculo de Caudales para $Q = 960$ RPM .....	120
Tabla 23: Cálculo de Caudales para $Q = 1920$ RPM .....	120
Tabla 24: Cálculo de Caudales para $Q = 2800$ RPM .....	121
Tabla 25: Caudales y Altura Efectivas a diferentes RPM.....	122
Tabla 26: Alturas del Sistema a diferentes RPM .....	128
Tabla 27: Alturas del sistema en función del caudal a diferentes RPM.....	129
Tabla 28: Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 960 RPM.....	136
Tabla 29: Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 1920 RPM.....	136
Tabla 30: Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 2800 RPM.....	137

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Laboratorio de Ventilación de la Escuela de Ingeniería de Minas de la.....	4
Figura 2 Tipos de Ventilación natural en un edificio.....	15
Figura 3 Esquema del Sistema de Ventilación Forzada de una Mina Subterránea.....	16
Figura 4: Presiones estática, dinámica y de estancamiento.....	23
Figura 5: Líneas de traza de un flujo estacionari .....	25
Figura 6: Ilustración de los agujeros del Tubo de Pitot.....	26
Figura 7: Sonda de Pitot estática (tubo de Prandtl).....	27
Figura 8: Perfiles de velocidad para el flujo en tubería.....	29
Figura 9: Representación gráfica de la ecuación de continuidad .....	32
Figura 10: Representación del diámetro hidráulico para varias secciones.....	34
Figura 11: Diagrama de Moody .....	47
Figura 12 Ventilador Axial .....	48
Figura 13 Ventilador Helicocentrífugo .....	49
Figura 14 Ventilador Centrifugo .....	50
Figura 15 Rueda de Paletas .....	51
Figura 16 Rueda con álabes curvados hacia adelante .....	51
Figura 17 Rueda con álabes curvados hacia atrás .....	52
Figura 18 Curvas características de un ventilador .....	54
Figura 19 Ducto Circular.....	57
Figura 20 Ducto Rectangular .....	58
Figura 21 Ducto ovalado .....	58
Figura 22 Termo Anemometro Digital.....	63
Figura 23 TermoHigrometro .....	64
Figura 24: Tubo de Pitot.....	65
Figura 25 Manometro Vertical Inclinado.....	66
Figura 26 Distribución de equipos dibujado en software Autodesk Inventor.....	78
Figura 27 Datos de placa del ventilador Zhejiang Larissa seleccionada.....	82
Figura 28 Ventilador DF-6 Zhejiang Larissa .....	82
Figura 29 Catalogo de Variadores de Frecuencia Invertek .....	84
Figura 30 Variador de Frecuencia Optidrive E3 IP20.....	84
Figura 31 Determinación del punto de operación y potencia al eje .....	91
Figura 32 Factor de Corrección de Potencia.....	99
Figura 33 Soporte Ducto Circular .....	96
Figura 34 Simulación de tensión para Soporte de Ducto Circular .....	99
Figura 35 Simulación de Desplazamiento para Soporte de Ducto Circular.....	99
Figura 36 Simulación del Factor de Seguridad de Soporte de Ducto Circular .....	100
Figura 37 Soporte de Ducto Cuadrado .....	101
Figura 38 Simulación de Tensión de Soporte de Ducto Cuadrado .....	103
Figura 39 Simulación de Desplazamiento de Soporte de Ducto Cuadrado .....	104
Figura 40 Simulación de Factor de Seguridad de Soporte de Ducto Cuadrado.....	105
Figura 41 Módulo de ventilación en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería de Minas ....	106
Figura 42 Toma de medidas de las condiciones ambientales del laboratorio .....	108
Figura 43 Variador de frecuencia a 960 RPM.....	109
Figura 44 Uso del anemómetro digital para lectura de datos .....	110
Figura 45 Curva Característica del Ventilador a 960 RPM .....	123

Figura 46 Curva Característica del Ventilador a 1920 RPM .....	124
Figura 47 Curva Característica del Ventilador a 2800 RPM .....	127
Figura 48 Curva Sistema del Ventilador a 960 RPM .....	130
Figura 49 Punto de operación del sistema a 960 RPM .....	131
Figura 50 Curva Sistema del Ventilador a 1920 RPM .....	131
Figura 51 Punto de operación del sistema a 1920 RPM .....	133
Figura 52 Curva Sistema del Ventilador a 2800 RPM .....	134
Figura 53 Punto de operación del sistema a 2800 RPM .....	135



## SIMBOLOGÍA UTILIZADA

Símbolo	Descripción	Unidad
$\rho$	Densidad del aire	$\text{kg/m}^3$
$G$	Aceleración de la gravedad	$\text{m/s}^2$
$p$	Presión (absoluta o diferencial)	Pa o $\text{N/m}^2$
$T$	Temperatura absoluta	$^{\circ}\text{K}$ o $^{\circ}\text{C}$
$v$	Velocidad del aire	$\text{m/s}$
$Q$	Caudal volumétrico	$\text{m}^3/\text{s}$
$\dot{m}$	Caudal másico	$\text{kg/s}$
$H$	Altura manométrica o energía por unidad de peso	m
$H_e$	Altura efectiva del sistema	m
$\eta_t$	Eficiencia total del ventilador	(adimensional, %)
$\dot{W}_{\text{eje}}$	Potencia al eje del ventilador	W
$\Gamma$	Peso específico del aire	$\text{N/m}^3$
$F$	Factor de fricción	(adimensional)
$L$	Longitud del ducto	m
$D$	Diámetro del ducto	m
$A$	Área de sección transversal	$\text{m}^2$
$\Delta h$	Pérdida de carga por fricción o accesorios	m
$Re$	Número de Reynolds	(adimensional)
$c_p$	Calor específico a presión constante	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
$N$	Viscosidad cinemática	$\text{m}^2/\text{s}$
$\Lambda$	Coefficiente de conductividad térmica	$\text{W/m}\cdot\text{K}$

## ACRÓNIMOS UTILIZADOS

<b>Acrónimo</b>	<b>Significado</b>
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ISO	International Organization for Standardization
CFD	Computational Fluid Dynamics
PVC	Policloruro de Vinilo
RPM	Revoluciones por minuto
APA	American Psychological Association
VDI	Verein Deutscher Ingenieure (Asociación de Ingenieros Alemanes)
SMACNA	Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association
HMI	Human Machine Interface
VFD	Variable Frequency Drive (Variador de Frecuencia)
UCSM	Universidad Católica de Santa María
HVAC	Heating, Ventilation, and Air Conditioning
ABET	Accreditation Board for Engineering and Technology

## INTRODUCCIÓN

La ventilación en minería subterránea constituye un sistema crítico para garantizar la salud ocupacional, la seguridad y la eficiencia operativa en las labores mineras. Su óptimo diseño y la adecuada implementación permite el control de contaminantes, el suministro de oxígeno y la evacuación de gases nocivos, siendo por estas razones uno de los sistemas más críticos de la minería subterránea. En este contexto, la comprensión profunda de su diseño, funcionamiento y mantenimiento debe ser una prioridad en la formación de los futuros ingenieros.

No obstante, en el modelo educativo convencional, la formación en ventilación minera se ha basado principalmente en contenidos teóricos, lo que restringe a los estudiantes la posibilidad de trasladar esos conocimientos a contextos prácticos o situaciones simuladas. Esta brecha entre la teoría y la práctica representa un obstáculo en el desarrollo de competencias técnicas, analíticas y operativas, especialmente en un campo tan dinámico como la minería subterránea.

Esta tesis se desarrolla como una solución frente a dicha necesidad, proponiendo el diseño, la implementación y la validación experimental de un módulo didáctico de ventilación destinado al laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María. El módulo permitirá a los estudiantes interactuar con un sistema funcional de ventilación en condiciones controladas de laboratorio, permitiendo observar variables fundamentales como caudal, presión y velocidad del aire. Además, facilitará la comprensión de conceptos clave como el punto de operación, las curvas de relación entre altura de presión - caudal para ventiladores centrífugos y las pérdidas de carga en ductos. Todos estos conceptos están estandarizados según el marco teórico presentado en el libro Mecánica de Fluidos (Çengel, 2006).

Para el desarrollo del proyecto se aplicó la metodología de la Asociación de Ingenieros Alemanes o Verein Deutscher Ingenieure - VDI 2221, que establece un enfoque sistemático para el diseño de sistemas técnicos y productos, permitiendo estructurar el trabajo desde la definición de requisitos funcionales hasta la selección óptima de componentes. El sistema resultante integra un ventilador centrífugo, ductos modulares de aluminio, un variador de frecuencia monofásico, y sensores de presión y velocidad, garantizando así la reproducibilidad y control de los parámetros operativos.

La propuesta se sustenta no solo en criterios de ingeniería, sino también en una visión pedagógica, siendo un recurso didáctico para ventilación minera, alineado con estándares internacionales como Consejo de Acreditación para la Ingeniería y la Tecnología o Accreditation Board for Engineering and Technology - ABET, fomentando el aprendizaje activo, el desarrollo de habilidades prácticas y la integración de conocimientos multidisciplinarios. Se proyecta que este módulo se consolide como un recurso formativo fundamental dentro del plan de estudios, fortaleciendo la excelencia académica de la institución y capacitando a los estudiantes para afrontar los desafíos técnicos del sector minero contemporáneo.



## CAPÍTULO I

### 1. MARCO METODOLÓGICO

#### 1.1 Identificación y Descripción del Problema

En las operaciones mineras subterráneas, los sistemas de ventilación constituyen un componente crítico para garantizar condiciones seguras y saludables de trabajo, controlar la temperatura, diluir contaminantes y suministrar oxígeno suficiente. La comprensión de estos sistemas requiere no solo del dominio teórico de principios físicos, sino también de la experimentación práctica con equipos reales e instrumentos reales.

La falta de un laboratorio de ventilación limita la capacidad de los alumnos de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María, para comprender en profundidad los principios y desafíos asociados con los sistemas de ventilación en el campo de la minería. Abordar esta carencia se vuelve fundamental para preparar a los futuros ingenieros con las habilidades prácticas necesarias para enfrentar los desafíos del mundo real.

Los laboratorios representan espacios fundamentales en la formación de los futuros ingenieros, así como en el ámbito de la investigación y el desarrollo industrial. Actualmente, la educación, en todos sus niveles y modalidades, está atravesando una transformación significativa que rompe con los esquemas tradicionales de enseñanza. En este contexto, la educación superior avanza con rapidez, adoptando un enfoque centrado en el proceso de enseñanza-aprendizaje que deja atrás el modelo meramente observacional, para dar paso a uno donde docentes y estudiantes participan activamente en situaciones concretas vinculadas a su campo profesional.

Con esta premisa, se tiene como antecedente el Laboratorio de Ventilación de la Escuela de Ingeniería de Minas de la Pontificia Universidad Católica del Perú, tal como se muestra en

la Figura 1, se puede observar los diversos componentes que conforma a este módulo de ventilación.

Figura 1

*Laboratorio de Ventilación de la Escuela de Ingeniería de Minas de la Pontificia Universidad Católica del Perú*



*Nota.* La figura muestra la distribución de los componentes del módulo del laboratorio de ventilación. Fuente: Pontificia Universidad Católica del Perú (2024)

La Figura 1 muestra el equipamiento actual del módulo del laboratorio de ventilación, compuesto por instrumentos fundamentales para el estudio del comportamiento del flujo de aire. Entre los dispositivos más relevantes se encuentran los manómetros diferenciales portátiles, empleados para registrar variaciones de presión en distintos puntos del sistema; los anemómetros digitales, ideales para medir en campo la velocidad del aire, la presión y la humedad relativa; así como los psicrómetros y anemómetros de lectura directa, que permiten consolidar habilidades prácticas vinculadas a la ventilación en minería subterránea.

A partir de lo anterior, se identifica la necesidad de incorporar un módulo de ventilación en la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María, orientado a aplicaciones en minería subterránea. Este módulo incluirá el diseño e implementación de un Laboratorio de Ventilación, el cual servirá como entorno de estudio y experimentación para analizar sistemas de ventilación dentro de un espacio controlado.

Por lo expuesto, ¿Cómo se puede diseñar, implementar y validar experimentalmente un módulo didáctico de ventilación que, en un entorno controlado de laboratorio, permita a los estudiantes de la Escuela de Ingeniería de Minas de la UCSM experimentar, medir y comprender los principios de ventilación, transformando el aprendizaje teórico en una competencia práctica y significativa?

La respuesta a esta interrogativa busca cerrar la brecha identificada, proporcionando una herramienta pedagógica que materialice los conceptos y prepare a los estudiantes para los desafíos profesionales reales.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo General

- Diseñar e implementar un módulo didáctico de ventilación para el laboratorio de Ventilación la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María, para la experimentación y análisis de los principios de ventilación subterránea.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el módulo didáctico de ventilación mediante la selección y dimensionamiento de ventiladores, ductos y sistemas de control, aplicando normas técnicas y simulaciones que aseguren su funcionalidad en condiciones de ventilación subterránea.
- Construir físicamente el módulo con la configuración adecuada para generar caudales de hasta  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ , incluyendo secciones intercambiables que permitan modificar el circuito de ventilación.

- Realizar ensayos experimentales a diferentes condiciones de operación, recolectando y analizando datos para validar el comportamiento del sistema y la coherencia con los principios teóricos.
- Desarrollar un manual técnico de mantenimiento del módulo, junto con una guía de laboratorio que oriente a los estudiantes en la realización de prácticas experimentales sobre ventilación subterránea.

### 1.3 Justificación

La implementación de un laboratorio de ventilación en la Carrera de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María se justifica desde múltiples perspectivas y la puesta en marcha de un módulo didáctico de ventilación busca fortalecer la formación técnica de los estudiantes de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas, abordando una temática crucial como la ventilación en labores subterráneas. En la actualidad, la falta de un sistema experimental en el laboratorio dificulta la asimilación práctica de conceptos fundamentales como el caudal de aire, las pérdidas de presión y el rendimiento de los ventiladores.

Como justificación pedagógica y curricular. La formación en ingeniería de minas requiere equilibrar conocimientos teóricos con habilidades prácticas aplicadas. Según el modelo de competencias del Consejo de Acreditación para la Ingeniería y la Tecnología (ABET), los programas deben demostrar que los estudiantes "pueden desarrollar y conducir experimentos apropiados, analizar e interpretar datos". Actualmente, los estudiantes de la carrera carecen de espacios para experimentación directa en ventilación, limitando el desarrollo de competencias críticas como el diseño de circuitos, medición de parámetros y validación de modelos computacionales.

Como justificación técnica y profesional. En el contexto minero peruano, donde la mayoría de las minas son subterráneas. La ventilación representa un sistema crítico para la seguridad y productividad. La falta de experiencia práctica con equipos de medición (anemómetros,

manómetros, etc.) dificulta la transición hacia la industria actual, generando brechas formativas que este laboratorio pretende cerrar.

Este proyecto permite diseñar e implementar un módulo funcional que reproduce, en condiciones controladas, el comportamiento de un sistema de ventilación minera. Con ello, se facilita la realización de prácticas que complementan los conocimientos teóricos impartidos en los cursos relacionados.

Asimismo, el módulo contará con un manual técnico y una guía de laboratorio, lo cual permitirá su uso sostenido en futuras prácticas académicas. Esta iniciativa aportará de manera directa a la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje, brindando a los estudiantes una formación más sólida y aplicada que los capacite eficazmente para afrontar los retos operativos propios de la minería subterránea.

## **1.4 Alcances y Limitaciones**

### **1.4.1 Alcances**

Los alcances del presente proyecto de tesis son los siguientes:

- Diseñar y llevar a cabo la instalación de un sistema didáctico orientado a la ventilación minera, abarcando desde su conceptualización hasta la elaboración del diseño técnico completo. Este sistema tendrá como objetivo no solo transmitir fundamentos teóricos, sino también promover el desarrollo de competencias prácticas en los estudiantes.
- Desarrollar un manual de usuario que incluya procedimientos operativos estándar para el mantenimiento adecuado de los equipos e instrumentos del laboratorio. Este manual garantiza la longevidad y el funcionamiento óptimo del laboratorio, permitiendo a los estudiantes y al personal encargado llevar a cabo tareas de mantenimiento de manera eficiente y efectiva, asegurando así la sustentabilidad del módulo de ventilación a largo plazo.

### 1.4.2 Limitaciones

- **Limitaciones Presupuestarias:** Dado que la implementación implica la adquisición de materiales de alta calidad, cuyo costo suele ser considerable, la limitada disponibilidad de recursos económicos podría representar una restricción para la compra o renovación de estos componentes fundamentales.
- **Disponibilidad de Espacio en el Laboratorio:** La capacidad física del laboratorio puede ser insuficiente para albergar toda la gama de equipos y configuraciones de ventilación deseadas. Esta limitación espacial podría restringir la diversidad de experiencias prácticas ofrecidas, afectando la capacidad de los estudiantes para aprender sobre diferentes sistemas y configuraciones de ventilación en un entorno de laboratorio realista.
- **Capacidad de Simulación Realista:** A pesar de los avances en tecnología de simulación, puede existir una limitación en la capacidad del laboratorio para replicar fielmente condiciones de ventilación extremadamente complejas o variables ambientales específicas de ciertas operaciones mineras, lo cual podría afectar la profundidad del aprendizaje práctico.
- **Obsolescencia Tecnológica:** La rápida evolución de la tecnología en sistemas de ventilación podría hacer que los equipos y software seleccionados para el laboratorio se vuelvan obsoletos en un corto periodo, requiriendo actualizaciones constantes.

### 1.5 Antecedentes

La presente investigación se sitúa en un contexto donde la necesidad de fortalecer la formación práctica en ventilación minera subterránea es cada vez más evidente. En el ámbito nacional, son escasos los proyectos de implementación de módulos didácticos que permitan experimentar con sistemas reales de ventilación a escala de laboratorio. No obstante, algunas

universidades han desarrollado estudios orientados a la mejora de la ventilación en minas reales. Por ejemplo, Huamaní (2020) llevó a cabo una optimización del sistema de ventilación de la mina Condor IV utilizando el software VentSIM, con el fin de proponer soluciones técnicas viables que mejoren la seguridad y la eficiencia operativa.

En la Universidad Católica de Santa María, no se han registrado antecedentes de módulos didácticos de ventilación orientados a la enseñanza práctica de la ventilación minera subterránea. Esta ausencia resalta la importancia del presente proyecto como una propuesta innovadora dentro del entorno institucional, alineada con la mejora continua de la calidad educativa.

A nivel internacional, se han desarrollado proyectos más avanzados. En Colombia, Moreno et al. (2014) diseñaron y construyeron un prototipo didáctico que incorpora sensores de gases y estrategias de control como PID y On-Off para la enseñanza de ventilación subterránea. En Ecuador, la Escuela Politécnica Nacional implementó un módulo que usa microcontroladores y ventiladores de computadora para simular condiciones de ventilación según la temperatura ambiente (Arroyo y Rovayo, 2014). Estos proyectos muestran cómo la tecnología puede integrarse eficazmente en el ámbito educativo para la enseñanza de conceptos complejos.

Desde el punto de vista tecnológico, las normas de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), y la norma ISO 7231 de la International Organization for Standardization (ISO) y otras guías técnicas internacionales proporcionan criterios actualizados para el diseño de sistemas de ventilación. Asimismo, existen cursos especializados, como los ofrecidos por Ingeoexpert, que integran herramientas como VentSIM para el análisis y simulación de la ventilación en minería subterránea. Todo esto evidencia un creciente interés por incorporar recursos didácticos que promuevan el aprendizaje activo y la adquisición de competencias técnicas.

Frente a este panorama, el presente trabajo busca no solo implementar un módulo funcional, sino también validarlo experimentalmente mediante mediciones de caudal, presión, velocidad y eficiencia, replicando condiciones reales en un entorno de laboratorio. Además, se elabora un manual técnico y una guía de laboratorio que aseguren su uso didáctico a largo plazo, aportando significativamente a la formación profesional de los futuros ingenieros de minas.

## **1.6 Enfoque poblacional y muestral**

El presente trabajo corresponde a un proyecto de implementación tecnológica con validación experimental cuyo objetivo principal es diseñar, construir y validar un módulo didáctico de ventilación. Esta naturaleza determina un enfoque cualitativo interpretativo.

### **1.6.1 Población de referencia cualitativa**

El estudio se centra en comprender las experiencias, significados y procesos asociados con la implementación y uso del módulo didáctico de ventilación. La población de referencia está constituida por los estudiantes activos de la Escuela Profesional de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María que, durante el ciclo académico 2025-I, cursan o han cursado asignaturas relacionadas con ventilación minera.

### **1.6.2 Muestra cualitativa por validación experimental**

Para comprender la experiencia de implementación y uso del módulo didáctico, se empleará un muestreo teórico intencional por criterios, también llamado como muestreo teórico. Esto significa que los estudiantes, docentes y personal técnico, se seleccionarán por su capacidad para aportar perspectivas relevantes sobre las dimensiones clave del estudio. El tamaño de la muestra no es fijo y se regirá por el principio de saturación teórica. Los datos se obtendrán principalmente mediante entrevistas en profundidad y observación, y se analizarán mediante la técnica de análisis temático.

- Criterios de selección iniciales para estudiantes: Variación en el nivel académico, diferentes niveles de rendimiento en los cursos teóricos de ventilación y presencia o ausencia de experiencia laboral previa en el sector minero.
- Criterios de selección para docentes: Años de experiencia del docente, enfoques pedagógicos, grado de involucramiento en el proyecto del módulo.

## 1.7 Variables de estudio

### 1.7.1 Variables independientes

- VI<sub>1</sub>: Diseño e implementación del módulo didáctico de ventilación.  
Conjunto de decisiones pedagógicas, técnicas y materiales que dan forma al sistema de ventilación para uso educativo, incluyendo la selección de los equipos, configuración de ductos de integración de instrumentos de medición.
- VI<sub>2</sub>: Proceso de integración pedagógica  
Forma en que el módulo se incorpora a las actividades de enseñanza y aprendizaje, incluyendo el diseño de guías de práctica, la capacitación docente y la articulación con los contenidos teóricos del curso.

### 1.7.2 Variables dependientes

- VD<sub>1</sub>: Experiencia de Aprendizaje Práctico  
Vivencias, percepciones y significados que estudiantes y docentes construyen durante la interacción con el módulo, respecto a la comprensión de los principios de ventilación.
- VD<sub>2</sub>: Funcionamiento operativo del sistema  
Desempeño técnico del módulo en condiciones de uso real, incluyendo su fiabilidad, precisión de mediciones y adecuación a los objetivos didácticos.
- VD<sub>3</sub>: Pertinencia curricular recibida  
Grado en que los estudiantes, docentes, coordinadores consideran que el módulo contribuye efectivamente al logro de las competencias formativas del programa.

### 1.8 Matriz de consistencia

<b>PROBLEMA IDENTIFICADO</b>	<b>OBJETIVO ESPECÍFICO CORRESPONDIENTE</b>	<b>VARIABLE INDEPENDIENTE (VI)</b>	<b>VARIABLE DEPENDIENTE (VD)</b>	<b>RELACIÓN ESPERADA</b>
Brecha entre formación teórica y práctica en ventilación.	Diseñar e implementar el módulo didáctico.	VI <sub>1</sub> : Diseño e implementación del módulo.	VD <sub>1</sub> : Experiencia de aprendizaje práctico.	Un diseño adecuado facilitará experiencias de aprendizaje significativas.
Limitado acceso a equipos de medición reales.	Construir físicamente el módulo funcional.	VI <sub>1</sub> : Diseño e implementación del módulo.	VD <sub>2</sub> : Funcionamiento operativo del sistema.	La correcta implementación asegurará un funcionamiento confiable y pedagógicamente útil.
Dificultad para comprender conceptos aplicados sin práctica.	Validar experimentalmente el comportamiento del sistema.	VI <sub>2</sub> : Proceso de integración pedagógica.	VD <sub>1</sub> : Experiencia de aprendizaje práctico.	La integración pedagógica efectiva mejorará la comprensión de conceptos complejos.
Necesidad de alinear recursos con competencias profesionales.	Desarrollar manual técnico y guía de laboratorio.	VI <sub>2</sub> : Proceso de integración pedagógica.	VD <sub>3</sub> : Pertinencia curricular percibida.	La documentación y guía adecuadas aumentarán la percepción de pertinencia del recurso.
Desconexión entre simulación y condiciones reales.	Validar experimentalmente el comportamiento del sistema.	VI <sub>1</sub> : Diseño e implementación del módulo.	VD <sub>2</sub> : Funcionamiento operativo del sistema.	El módulo bien implementado proporcionará mediciones válidas y representativas.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Generalidades

El diseño de sistemas de ventilación es esencial para garantizar un entorno saludable y cómodo, controlando la temperatura, la humedad y la calidad del aire. Estos sistemas permiten la circulación del aire, eliminan contaminantes y regulan las condiciones ambientales, siendo fundamentales tanto para el bienestar de las personas como para los procesos industriales que requieren condiciones controladas (Chong et al., 2019).

En sectores industriales como la fabricación farmacéutica, la industria textil y los laboratorios, los sistemas de ventilación son cruciales para mantener condiciones adecuadas para la salud y la seguridad. Además, estos sistemas se implementan en edificios como oficinas, hospitales y escuelas, con el fin de ofrecer confort térmico y aire limpio a los ocupantes (Bennett et al., 2019).

El diseño de un sistema eficiente debe considerar factores como el tipo de espacio, las actividades realizadas y los equipos involucrados. Además, es fundamental integrar tecnologías de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) para un control óptimo de las condiciones ambientales, priorizando la eficiencia energética y la sostenibilidad (Rivas et al., 2019).

#### 2.2 Fundamentos de la ventilación

##### 2.2.1 Definición de Ventilación

La ventilación consiste en renovar y mover el aire dentro de un espacio, mediante la incorporación de aire fresco y la extracción simultánea del aire contaminado o viciado. Este proceso resulta fundamental para preservar la calidad del ambiente interior, ya que facilita la

eliminación de agentes contaminantes, regula los niveles de humedad y mantiene una temperatura estable, garantizando así condiciones adecuadas tanto para la salud de las personas como para el rendimiento eficiente de equipos y procesos industriales.

En el campo de la ingeniería, la ventilación abarca tanto los sistemas pasivos (naturales) como los activos (mecánicos). Los sistemas activos, que utilizan ventiladores y otros dispositivos para mover el aire, ofrecen un control preciso de parámetros críticos como el caudal, la presión y la velocidad del aire. Dicho control es fundamental en aplicaciones donde se requiere una gestión rigurosa de las condiciones ambientales, como en laboratorios, hospitales y espacios confinados. Según el ASHRAE Handbook - Fundamentals, un diseño adecuado de sistemas de ventilación debe garantizar una renovación suficiente del aire y el control efectivo de contaminantes, lo que resulta vital para la seguridad y el confort en espacios cerrados (ASHRAE, 2017).

Asimismo, múltiples estudios especializados en ingeniería ambiental y sistemas HVAC destacan que la ventilación no solo incide positivamente en la salud y el confort de los ocupantes, sino que también influye de manera significativa en la eficiencia energética y la sostenibilidad de las edificaciones. La adecuada implementación de los principios de ventilación permite optimizar el uso de energía y elevar la calidad del aire interior, factores clave en el diseño de espacios modernos, funcionales y resilientes.

## **2.2.2 Tipos de Ventilación**

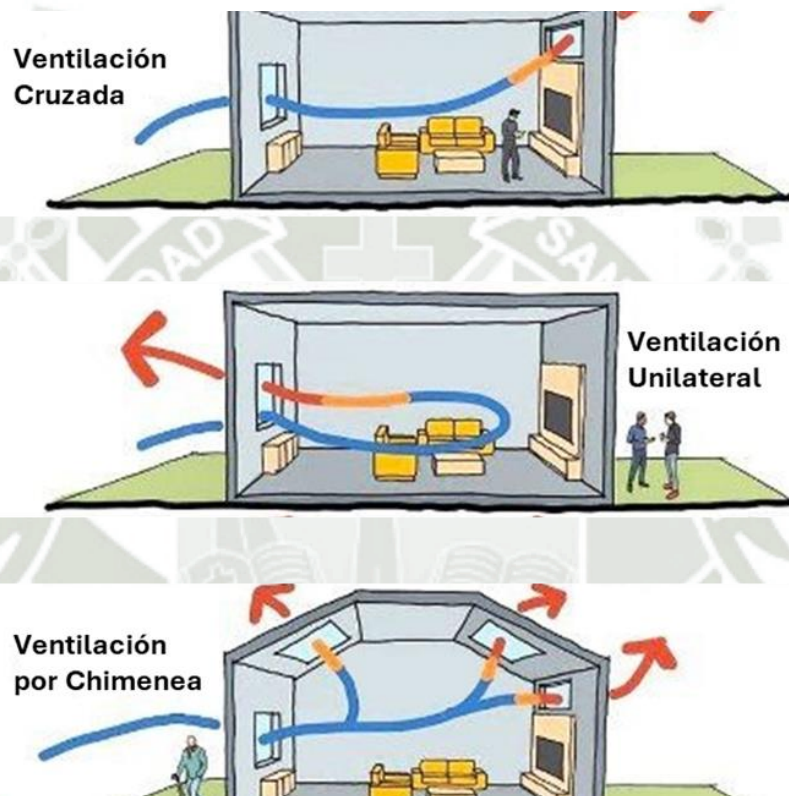
### **a. Ventilación Natural**

Se fundamenta en los fenómenos físicos asociados a las diferencias de temperatura y presión que existen entre el interior y el exterior de una edificación. Este método aprovecha la convección y la acción del viento para generar el movimiento del aire sin recurrir a equipos mecánicos. Aunque representa una alternativa con bajo consumo energético, su rendimiento está fuertemente condicionado por las condiciones ambientales, lo que puede restringir su uso

en espacios donde se exige un control estricto de la calidad del aire. En la Figura 2, se observa los tres tipos de ventilación natural en un edificio, las cuales se puede presentar en ventilación cruzada, ventilación unilateral y ventilación por chimenea.

**Figura 2**

*Tipos de Ventilación natural en un edificio.*



*Nota.* La figura ilustra los tres tipos fundamentales de ventilación natural en edificaciones: (1) Cruzada, (2) Unilateral y (3) Por Chimenea. Fuente: Prasad (2023).

#### **b. Ventilación Forzada:**

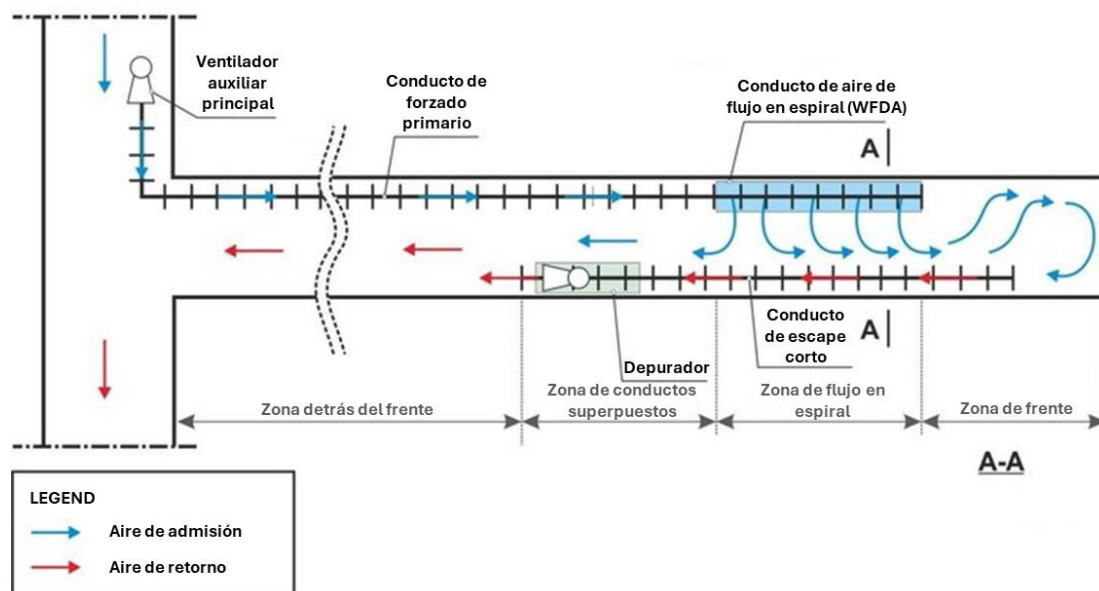
La ventilación forzada utiliza equipos mecánicos, como ventiladores y extractores, para generar un flujo de aire controlado. Este tipo de sistema permite ajustar parámetros clave como el caudal, la presión y la velocidad del aire, lo cual resulta indispensable en entornos que demandan una renovación constante y precisa del aire, como laboratorios, centros hospitalarios y módulos de enseñanza.

En la Figura 3, se detalla un sistema de ventilación forzada, diseñado para garantizar un flujo de aire eficiente. Se tiene ventilación auxiliar principal, conducto de forzado primario y conducto de aire de flujo en espiral. La ventilación auxiliar principal es encargada de impulsar el aire fresco hacia el interior de mina. El conducto de forzado primario es el canal principal que distribuye el aire desde el ventilador hacia diferentes zonas internas de la mina y el conducto de aire de flujo en espiral es encargado de optimizar el flujo de aire y reducir pérdidas de presión mediante un movimiento en espiral.

El uso de sistemas de ventilación forzada posibilita un diseño más preciso y eficiente de las redes de distribución de aire, ya que permite definir con exactitud los requerimientos de caudal y las pérdidas de presión en todo el sistema. Esta precisión resulta fundamental para asegurar el confort de los usuarios y, al mismo tiempo, optimizar el consumo energético. (McQuiston, Parker, & Spitler, 2005).

**Figura 3**

*Esquema del Sistema de Ventilación Forzada de una Mina Subterránea.*



*Nota.* La figura muestra un esquema integral de ventilación forzada en minería subterránea, destacando: (1) el flujo bidireccional aire fresco/contaminado, (2) el sistema de ductos primarios con ventilador auxiliar, y (3) la configuración especializada de conductos en espiral (WFDA). Fuente: Obracaj et al. (2021)

### 2.2.3 Objetivos de la Ventilación

En ambientes confinados o subterráneos, la ventilación tiene como principales objetivos:

- **Control de Gases:**

Se busca diluir y extraer los gases nocivos (como monóxido de carbono, metano u otros contaminantes potencialmente explosivos o tóxicos) que pueden acumularse en el ambiente. Mantener estos gases por debajo de los límites de exposición es fundamental para prevenir riesgos de explosión y problemas de salud.

- **Regulación de la Temperatura:**

Es esencial mantener condiciones térmicas adecuadas, evitando tanto el sobrecalentamiento como el exceso de frío. Esto no solo contribuye al confort de los trabajadores, sino que también es vital para el correcto funcionamiento de equipos y procesos industriales, especialmente en entornos donde la actividad genera altas cargas térmicas.

- **Control del Polvo y Partículas en Suspensión:**

La ventilación ayuda a eliminar el polvo y otras partículas que pueden estar presentes en el ambiente. La reducción de estos contaminantes es crucial para prevenir enfermedades respiratorias y asegurar la calidad del aire en zonas donde las actividades generan polvo (por ejemplo, en minas o talleres de procesos industriales).

Los sistemas de ventilación destinados a espacios confinados deben ser diseñados con el objetivo de mantener las concentraciones de contaminantes (tanto gaseosos como particulados) por debajo de los límites de exposición permisibles. Del mismo modo, deben asegurar una eficiente disipación del calor, evitando situaciones de sobrecalentamiento y favoreciendo condiciones seguras y saludables para los trabajadores. (American Conference of Governmental Industrial Hygienists [ACGIH], 2023).

## 2.3 Principios Físicos de la Ventilación

### 2.3.1 Características físicas del aire

El aire, como medio natural de intercambio gaseoso, es esencial para comprender los principios de diseño de sistemas de ventilación. Su composición, que incluye principalmente nitrógeno (78 %), oxígeno (21%) y trazas de otros gases, establece las condiciones de referencia para replicar ambientes controlados dentro de espacios confinados. En el caso de la atmósfera de mina, el aire presente en el interior de una mina o en una explotación a cielo abierto es una mezcla compleja de gases, polvo y partículas procedentes de procesos como oxidaciones, gases propios de la naturaleza de la mina y polvo de roca, entre otras sustancias. Estos factores alteran significativamente las propiedades físicas del aire, como su densidad, presión y temperatura, las cuales son determinantes para evaluar el comportamiento del flujo de aire en sistemas de ventilación.

Además, la temperatura, la humedad y el grado de contaminación son elementos clave que afectan la calidad del aire de la atmósfera de mina y deben ser considerados al diseñar sistemas de ventilación capaces de mantener condiciones seguras y confortables en espacios confinados. Este análisis es fundamental no solo para garantizar la salud de las personas expuestas, sino también para optimizar los procesos relacionados con la ventilación en contextos industriales y educativos. (Herrera, 2019)

**Tabla 1**

*Composición del Aire Seco*

Composición del aire seco		
Tipo de Gas	% en volumen	% en peso
Nitrógeno - N <sub>2</sub>	78.09%	75.53%
Oxígeno - O <sub>2</sub>	20.95%	23.14%
Anh. Carbónico - CO <sub>2</sub>	0.03%	0.05%
Argón y otros	0.93%	1.28%

*Nota.* Datos extraídos de la Universidad Politécnica de Madrid de Herbert (2019)

El diseño y evaluación de sistemas de ventilación requiere entender el comportamiento del aire bajo determinadas condiciones ambientales, considerando tanto su peso específico como su dinámica en movimiento. Este análisis se centra en tres variables interrelacionadas: caudal, velocidad y presión. A continuación, se detalla el significado de cada una de ellas.

#### a. Peso específico del aire ( $\gamma$ )

Dado que las condiciones ambientales pueden variar según el entorno operativo en minería, es fundamental determinar el peso específico del aire. Para ello, se emplea la Ley de los Gases Ideales, la cual establece que dicho valor depende directamente de las variaciones en la presión y la temperatura absolutas del gas, considerando siempre temperaturas superiores al cero absoluto.

- **Ley de los gases ideales**

$$p = R \left( \frac{T}{v} \right) = \rho RT \quad \text{Ecuación 2-1}$$

Donde:

$p$ : Presión absoluta del gas ( $kPa$ )

$R$ : Constante específica del gas ( $\frac{kJ}{mol \cdot K}$ )

$T$ : Temperatura absoluta del gas ( $K$ )

$v$ : Volumen específico del gas ( $m^3$ )

$\rho$ : Densidad del gas ( $\frac{kg}{m^3}$ )

- **Constante del aire específica**

$$R = \frac{R_u}{M}$$

Donde:

$R_u$ : Constante universal de los gases ( $8.3145 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ )

$M$ : Masa molar ( $kmol$ )

- **Peso específico del aire**

$$y = \rho * g$$

$y$ : Peso específico del gas ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$p$ : Presión absoluta del gas ( $\frac{kg}{m^2}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $\frac{m}{s^2}$ )

Reemplazando en la Ecuación 2-1, se obtiene la Ecuación 2-2

$$y = \frac{pg}{R x T} \quad \text{Ecuación 2-2}$$

$y$ : Peso específico del gas ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$p$ : Presión absoluta del gas ( $\frac{kg}{m^2}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $\frac{m}{s^2}$ )

$R$ : Constante específica del gas ( $\frac{kJ}{mol * K}$ )

$T$ : Temperatura absoluta del gas ( $K$ )

**b. Caudal ( $Q$ )**

El caudal de aire se entiende como el volumen de aire que fluye a través de una determinada sección transversal del sistema en un intervalo específico de tiempo. Es una magnitud esencial en el dimensionamiento de conductos y equipos de ventilación, ya que determina la capacidad del sistema para renovar el aire en un ambiente. (Munson, Young, & Okiishi, 2013)

- **Rapidez del flujo de volumen o caudal ( $Q$ )**

$$Q = A x v \quad \text{Ecuación 2-3}$$

Donde:

$Q$ : Rapidez del flujo de volumen o caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )

$A$ : Área de la sección ( $m^2$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

**Factores de conversión para la rapidez del flujo de volumen:**

$$1.0 \frac{L}{min} = 0.060 \frac{m^3}{h}$$

$$1.0 \frac{m^3}{s} = 60\,000 \frac{L}{min}$$

$$1.0 \frac{gal}{min} = 3.875 \frac{L}{min}$$

$$1.0 \frac{gal}{min} = 0.2271 \frac{m^3}{h}$$

$$1.0 \frac{ft^3}{s} = 449 \frac{gal}{min}$$

**Importancia en el Diseño:**

Un caudal adecuado garantiza que el sistema logre la ventilación deseada, ya sea para diluir contaminantes o para mantener condiciones térmicas óptimas. Por ejemplo, en un espacio confinado, se debe calcular un caudal mínimo que asegure la renovación total del aire en un periodo determinado, cumpliendo normativas de calidad del aire.

**c. Velocidad del flujo ( $v$ )**

La velocidad del flujo representa la rapidez con la que el aire se desplaza a lo largo de un conducto o espacio específico. Este parámetro es crucial, ya que afecta directamente la eficiencia en el transporte de energía y en la dispersión de contaminantes dentro del sistema.

**Relación con el Caudal:**

Dado la Ecuación 2-3, para un área fija, un aumento en la velocidad implica un aumento en el caudal, es directamente proporcional. Esto es importante en situaciones donde se requieren ajustes precisos en la cantidad de aire movilizado para evitar tanto insuficiencia como exceso de ventilación, lo cual puede generar ruidos o pérdidas energéticas.

#### d. Presión en el Sistema

La presión en un sistema de ventilación se manifiesta en varias formas y es crucial para entender cómo se mueve el aire a través de los conductos y dispositivos.

La ecuación de Bernoulli establece una relación aproximada entre la presión, la velocidad y la altura en un fluido, siendo aplicable en zonas donde el flujo es estacionario, incompresible y las fuerzas de fricción son despreciables.

Según esta ecuación, la suma de las energías de presión, cinética y potencial de una partícula de fluido se mantiene constante a lo largo de una línea de corriente. En consecuencia, durante el movimiento del fluido, la energía cinética y la potencial pueden transformarse en energía de presión y viceversa, generando así variaciones en la presión del sistema. (Çengel, 2006)

- **Ecuación de Bernoulli** entre dos puntos de un flujo estacionario e incompresible

$$p_{e_1} + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g z_1 = p_{e_2} + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g z_2 \quad \text{Ecuación 2-4}$$

Donde:

$p_e$ : Presión estática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

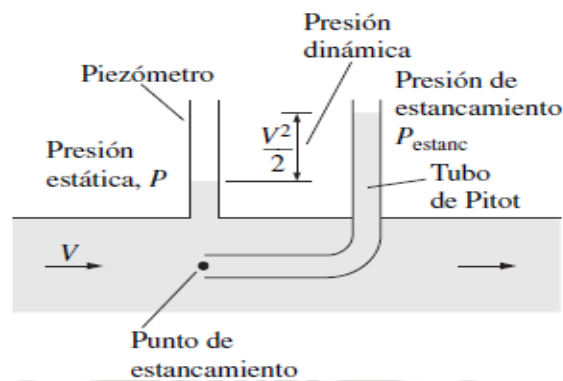
$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$z$ : Altura relativa(m)

Cada término de esta expresión tiene unidades de presión y, por tanto, cada uno representa alguna clase de presión.

**Figura 4**

*Presiones estáticas, dinámica y de estancamiento*



*Nota.* En la figura se ilustra los conceptos fundamentales de las presiones en un flujo de fluidos mediante un esquema que incluye un piezómetro y un tubo de Pitot. Se puede observar cómo estos instrumentos permiten medir las diferencias componentes de presión en un sistema de flujo. Fuente: Çengel (2006).

- **Presión Estática ( $p_e$ )**

Corresponde a la presión que ejerce el fluido en reposo desde una perspectiva termodinámica. Representa la fuerza con la que el aire presiona las paredes internas del conducto, y resulta esencial para evaluar la capacidad del sistema de ventilación para vencer las resistencias internas, tales como las originadas por accesorios o cambios en la dirección del flujo. (Çengel, 2006)

- **Presión Dinámica ( $p_d$ )**

Representa el aumento de presión cuando el fluido en movimiento se detiene de manera isoentrópica (Çengel, 2006). Está relacionada con la energía cinética del flujo, la cual, al estar en movimiento, puede transformarse en una forma de energía potencial expresada como presión.

$$p_d = \frac{1}{2} \rho v^2$$

**Ecuación 2-5**

Donde:

$p_d$ : Presión dinámica ( $\frac{N}{m^2}$ )

$v$ : Velocidad máxima del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

Esta presión refleja la energía del aire en movimiento y es esencial para el diseño de sistemas que requieren mantener un flujo constante y controlado. (Munson, Young, & Okiishi, 2013)

- **Presión hidrostática ( $p_h$ )**

La presión hidrostática no se considera una presión en sentido estricto, ya que su magnitud varía según el nivel de referencia elegido. Esta representa, más bien, el efecto del peso del fluido sobre el sistema, evidenciando cómo dicho peso incrementa la presión en función de la profundidad o elevación dentro del fluido. (Çengel, 2006)

$$p_h = \rho g z$$

**Ecuación 2-6**

Donde:

$p_h$ : Presión hidrostática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$z$ : Altura relativa ( $m$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

- **Presión Total ( $p_t$ )**

Es la suma de la presión estática, la presión dinámica y la presión hidrostática y se utiliza para evaluar la energía total disponible en el sistema para vencer las resistencias al flujo. Su conocimiento es fundamental para seleccionar ventiladores y otros componentes que aseguren un funcionamiento eficiente. (Munson, Young, & Okiishi, 2013)

$$p_t = p_e + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g z$$

**Ecuación 2-7**

Donde:

$p_t$ : Presión total ( $\frac{N}{m^2}$ )

$p_e$ : Presión estática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$z$ : Altura relativa ( $m$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$v$ : Velocidad máxima del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

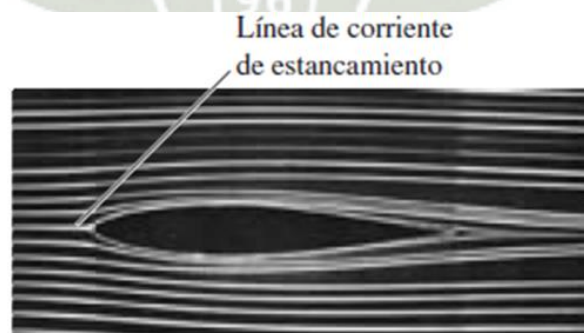
- **Presión de estancamiento** ( $p_{estanc}$ )

La presión de estancamiento corresponde al valor de presión que se obtiene en un punto donde el fluido se detiene completamente bajo condiciones isoentrópicas.

En la Figura 5, se observan las líneas de traza generadas por el fluido coloreado que se introduce desde la corriente ascendente hacia un perfil aerodinámico. Dado que el flujo es estacionario, las líneas de traza coinciden con las líneas de corriente y de trayectoria.

### Figura 5

*Líneas de traza de un flujo estacionario*



*Nota.* Simulación de líneas de traza en flujo estacionario incompresible, obtenidas mediante análisis CFD. Fuente: Çengel (2006).

En la Figura 4, se muestran la presión estática, la dinámica y de estancamiento.

La suma de la presión estática y la dinámica se llama presión de estancamiento.

$$p_{estanc} = p_e + \frac{1}{2} \rho v^2$$

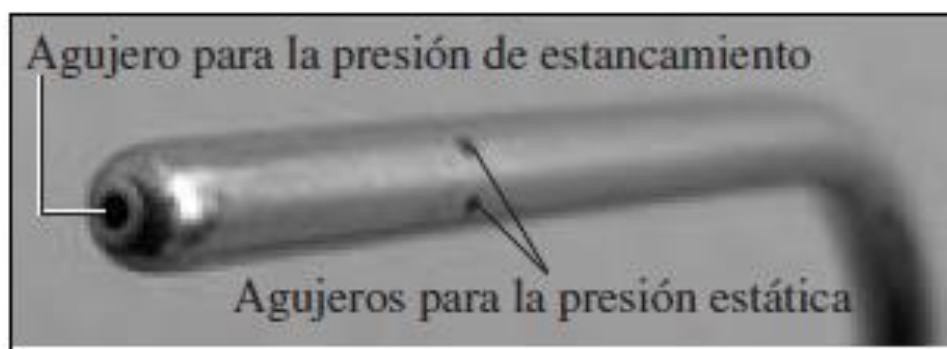
Ecuación 2-8

Donde:

 $p_{estanc}$ : Presión estancamiento ( $\frac{N}{m^2}$ ) $p_e$ : Presión estática ( $\frac{N}{m^2}$ ) $\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ ) $v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

- **Fórmula de Pitot**

La Figura 6 presenta la parte inferior del tubo de Pitot, donde se observa que el orificio central está destinado a medir la presión de estancamiento, mientras que dos de los cinco orificios periféricos captan la presión estática. En este sentido, la toma de presión estática se ubica de forma paralela a la dirección del flujo, mientras que la medición de la presión de estancamiento se realiza en el eje del flujo.

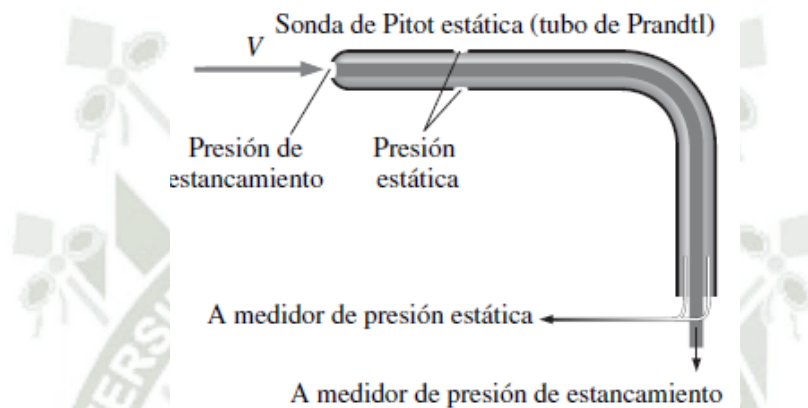
**Figura 6***Ilustración de los agujeros del Tubo de Pitot*

*Nota.* Representación de un tubo de Pitot mostrando: (1) orificio frontal para medición de presión de estancamiento, y (2) orificios laterales para presión estática. Fuente: Çengel (2006).

La Figura 7 ilustra una sonda Pitot-estática, comúnmente denominada tubo de Prandtl, diseñada para medir simultáneamente dos tipos de presión en un flujo de aire: la presión estática y la presión de estancamiento.

### Figura 7

*Sonda de Pitot estática - tubo de Prandtl*



*Nota.* Diagrama de una sonda de Pitot estática (tubo de Prandtl) mostrando: (1) el orificio frontal para medición de presión de estancamiento, (2) los orificios laterales para presión estática, y (3) las conexiones a los manómetros correspondientes. La diferencia de presión permite calcular la velocidad del fluido mediante la ecuación de Bernoulli para flujo incompresible. Fuente: Çengel (2006).

El orificio ubicado en la parte frontal del tubo (alineado con la dirección del flujo) capta la presión estancamiento, que incluye tanto la presión estática como la presión dinámica del fluido. Este orificio está conectado internamente con el manómetro o dispositivo de medición.

Por otro lado, la presión estática se obtiene a través de pequeños orificios laterales ubicados en la sección cilíndrica del tubo, orientados perpendicularmente al flujo. Estos orificios no están influenciados por la velocidad del aire, por lo que permiten medir únicamente la presión que ejerce el fluido en reposo contra las paredes.

Esta disposición permite calcular la velocidad del flujo mediante la aplicación de la ecuación de Bernoulli, dado que la diferencia entre la presión de estancamiento y la presión estática representa la presión dinámica del sistema.

Cuando se considera que las alturas geométricas en ambos puntos de medición son aproximadamente iguales ( $z_1 \cong z_2$ ), y que la velocidad en el punto de estancamiento es nula ( $v_1 = 0$ ), se puede aplicar la Ecuación de Bernoulli para deducir la velocidad del flujo ( $v$ ) a partir de la diferencia entre la presión de estancamiento y la presión estática.

Si se conocen los valores de presión estática y de estancamiento en un punto específico, es posible determinar la velocidad del fluido mediante su relación física.

$$v = \sqrt{\frac{2(p_{estanc} - p_e)}{\rho}}$$

**Ecuación 2-9**

Donde:

$p_{estanc}$ : Presión estancamiento ( $\frac{N}{m^2}$ )

$p_e$ : Presión estática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

La Ecuación 2.9 permite determinar la velocidad de un fluido en movimiento a partir de mediciones de presión, lo que la convierte en una herramienta clave para analizar el rendimiento de los sistemas de ventilación, tanto en condiciones de laboratorio como en aplicaciones en campo.

#### e. Flujo en secciones circulares

Es fundamental considerar la fricción que se produce durante el desplazamiento del fluido a través del ventilador y los ductos, ya que esta se encuentra estrechamente vinculada con la caída de presión y las pérdidas de carga. La caída de presión, a su vez, es un parámetro clave para calcular la potencia requerida en un sistema de ventilación.

El flujo se clasifica como laminar cuando presenta líneas de corriente suaves y un movimiento altamente ordenado. En contraste, se considera turbulento cuando manifiesta fluctuaciones irregulares en la velocidad y un patrón de desplazamiento caótico.

La transición entre flujo laminar y turbulento no ocurre de forma instantánea; se desarrolla progresivamente en una región donde el comportamiento del fluido alterna entre ambos regímenes antes de consolidarse como flujo completamente turbulento. En la mayoría de las aplicaciones prácticas, los flujos son predominantemente turbulentos.

Este cambio de régimen está influenciado por múltiples factores, como la geometría del sistema, la rugosidad de las superficies internas, la velocidad del fluido, la temperatura de las paredes y las propiedades físicas del fluido. Para clasificar el tipo de flujo, Osborne Reynolds formuló una relación entre las fuerzas inerciales y viscosas del fluido, conocida como Número de Reynolds, aplicable tanto a conductos circulares como no circulares.

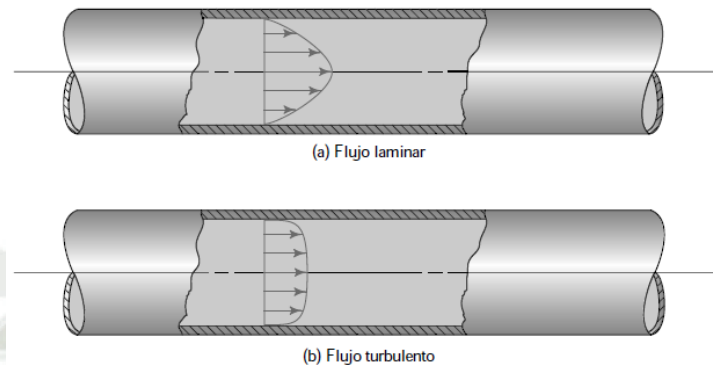
- **Perfil de velocidad**

La magnitud de la velocidad de flujo local es muy poco uniforme en toda la sección transversal de una tubería, un tubo o una manguera circular.

En la figura 8 se representan los perfiles de velocidad en flujos laminares y turbulentos. En ambos casos, la velocidad en la pared del tubo es nula. A medida que el fluido se aleja de la pared, la velocidad aumenta rápidamente en una zona cercana y luego lo hace de forma más gradual hasta alcanzar su valor máximo en el centro del tubo.

**Figura 8**

*Perfiles de velocidad para el flujo en tubería*



*Nota.* La figura muestra los perfiles de velocidad para un flujo en tubería.

(a) Flujo laminar: el fluido se desplaza en líneas paralelas, de forma suave y ordenada.

(b) Flujo turbulento: el movimiento presenta variaciones en la dirección del flujo.

Fuente: Çengel (2006).

Este comportamiento del perfil de velocidad resulta fundamental para el diseño y análisis de sistemas de ventilación y transporte de fluidos, ya que influye directamente en la distribución de presiones y pérdidas de carga a lo largo del conducto.

- **Perfil de velocidad para flujo laminar**

Gracias a la uniformidad del perfil de velocidad en el régimen laminar, es posible establecer una ecuación que permita determinar la velocidad media o la velocidad en un punto específico a lo largo de la trayectoria del flujo.

$$v_m = 2v \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$$

**Ecuación 2-10**

Donde:

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$r$ : radio local ( $mm$ )

$r_o$ : radio máximo ( $mm$ )

- **Perfil de velocidad para flujo turbulento**

El perfil de velocidad en régimen turbulento presenta diferencias marcadas respecto al perfil parabólico típico del flujo laminar. Cerca de las paredes del conducto, la velocidad del fluido aumenta bruscamente desde cero hasta estabilizarse en una distribución casi uniforme en el resto de la sección transversal. Esta configuración está determinada por el factor de fricción, el cual varía en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa del conducto.

$$v_m = v \left[ 1 + 1.43\sqrt{f} + 2.15\sqrt{f} \log_{10} \left( 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right) \right) \right] \quad \text{Ecuación 2-11}$$

Donde:

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$f$ : Factor de fricción

$r$ : radio local ( $mm$ )

$r_o$ : radio máximo ( $mm$ )

- **Número de Reynolds**

$$Re = \frac{v_m D}{\nu} = \frac{\rho v_m D}{\mu} \quad \text{Ecuación 2-12}$$

Donde:

$Re$ : Número de Reynolds (adimensional)

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$D$ : Longitud característica de la geometría ( $m$ )

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido ( $\frac{m^2}{s}$ )

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido ( $Pa * s$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es laminar, turbulento o de transición según los siguientes valores:

$$Re \leq 2300 \quad \text{Flujo Laminar}$$

$$2300 \leq Re \leq 4000 \quad \text{Flujo transicional}$$

$$Re \geq 4000 \quad \text{Flujo turbulento}$$

#### f. Flujo en secciones no circulares

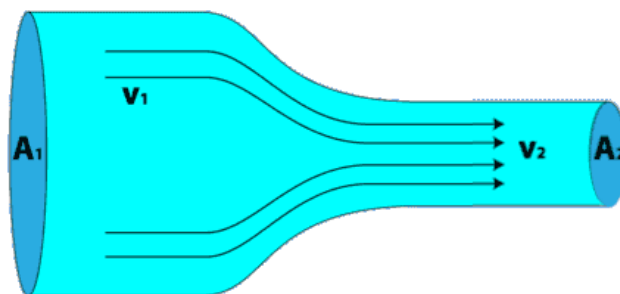
En los sistemas de ventilación, los conductos no siempre presentan geometría circular. Por ello, es fundamental adaptar los principios de conservación de masa y energía a secciones transversales irregulares. Se abordará a continuación, las herramientas y consideraciones necesarias para analizar correctamente el flujo en ductos de formas no circulares, asegurando precisión en los cálculos de velocidad, caudal y pérdidas de presión.

- **Velocidad promedio**

En un sistema que opera en estado estacionario, la masa total que entra a un volumen de control debe ser igual a la masa que lo abandona. Cuando se trata de un flujo incompresible, como es común en el caso del aire a bajas velocidades en numerosos sistemas de ventilación, este principio se reduce a la conocida ecuación de continuidad.

#### Figura 9

*Representación gráfica de la ecuación de continuidad*



Nota. La figura ilustra el principio de conservación de masa, mostrando cómo la reducción de área conduce a un aumento de velocidad. Fuente: Çengel (2006).

- **Ecuación de continuidad**

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

**Ecuación 2-13**

Donde:

$A$ : Área de la sección transversal ( $m$ )

$v$ : Velocidad del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

Esta relación establece que, cuando el área del conducto se reduce, la velocidad del aire debe incrementarse para conservar constante el caudal, y viceversa. En el diseño de sistemas de ventilación, la ecuación de continuidad resulta fundamental para dimensionar correctamente los ductos y garantizar una distribución uniforme del flujo de aire. Un dimensionamiento adecuado evita inconvenientes como pérdidas excesivas de presión o una renovación deficiente del aire, lo que podría afectar tanto el confort como la seguridad en espacios confinados. (White, 2016).

La Ecuación 2.13 puede aplicarse tanto a secciones circulares como no circulares, incluyendo tuberías, mangueras y conductos de diversas geometrías.

En el caso de secciones no circulares, es necesario calcular con precisión el área neta de paso del flujo, tomando en cuenta la geometría particular mediante el uso del radio hidráulico.

- **Radio hidráulico**

$$D_h = \frac{4A_c}{p}$$

**Ecuación 2-14**

Donde:

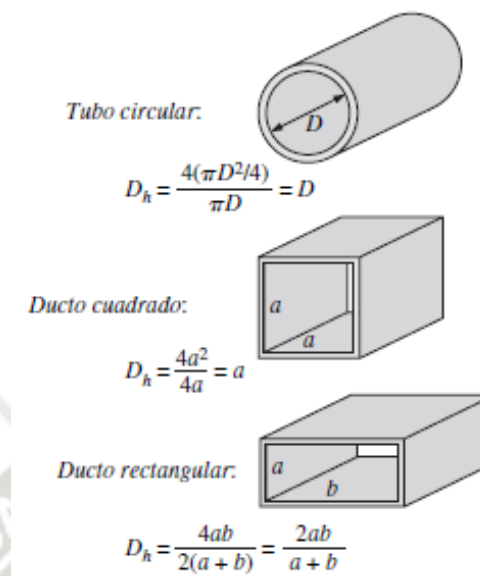
$A_c$ : Área de la sección transversal ( $m^2$ )

$D_h$ : Diámetro hidráulico (m)

$p$ : Perímetro húmedo (m)

**Figura 10**

*Representación del diámetro hidráulico para varias secciones*



*Nota.* Cálculo del diámetro hidráulico ( $D_h$ ) para diferentes geometrías de conductos: (1) tubo circular, (2) ducto cuadrado, y (3) ducto rectangular. El diámetro hidráulico, es fundamental para análisis de pérdidas de carga y diseño de sistemas de ventilación. Fuente: Çengel (2006).

En la Figura 10, se puede observar los diámetros hidráulicos correspondientes a cada configuración típica que se puede encontrar en ductos de ventilación.

- **Número de Reynolds para secciones transversales no circulares cerradas**

El número de Reynolds para flujos en secciones no circulares se determina de forma muy similar a como se calcula para tuberías o conductos circulares. La única diferencia en la Ecuación 2.12 consiste en reemplazar el diámetro por  $4R$ , es decir, cuatro veces el radio hidráulico.

$$N_R = \frac{v_m(4R)\rho}{\mu} = \frac{v_m(4R)}{\nu}$$

**Ecuación 2-15**

Donde:

$N_R$ : Número de Reynolds para secciones transversales (adimensional)

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$R$ : Radio hidráulico ( $m$ )

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido ( $\frac{m^2}{s}$ )

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido ( $Pa * s$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

### **g. Pérdidas de presión en ductos circulares y no circulares**

El diseño eficiente de sistemas de ventilación requiere considerar la caída de presión que se genera a lo largo de los ductos. Estas pérdidas se deben principalmente a tres factores: la fricción en las paredes del ducto, los accesorios instalados y las curvas o cambios de dirección. Conocer y cuantificar estas pérdidas es esencial para seleccionar adecuadamente los equipos (como ventiladores) y dimensionar correctamente los conductos.

La caída de presión  $\Delta P$  en un sistema de tuberías representa la pérdida de energía que experimenta un fluido durante su desplazamiento, provocada principalmente por la fricción contra las paredes del conducto y por los efectos viscosos internos del propio fluido. Este fenómeno está estrechamente vinculado con la cantidad de potencia que debe suministrar un ventilador o bomba para sostener el flujo.

En aplicaciones prácticas, resulta útil expresar las pérdidas de presión para cualquier tipo de flujo interno completamente desarrollado, ya sea laminar o turbulento, en tuberías circulares o no circulares, con superficies lisas o rugosas, y en trayectos tanto horizontales como inclinados.

Cuando el aire fluye a través de un ducto, se produce una resistencia continua debida a la interacción entre el fluido y la superficie interna del conducto. Esta resistencia se origina por la fricción entre las moléculas del aire y las imperfecciones de las paredes del ducto, lo que provoca una disipación de energía en forma de calor, manifestándose como una disminución de presión a lo largo del recorrido del flujo. (ASHRAE, 2017).

- **Pérdida de presión por fricción**

$$\Delta P_L = f \frac{L \rho v_m^2}{D} \quad \text{Ecuación 2-16}$$

Donde:

$\Delta P_L$ : Pérdida de presión ( $\frac{N}{m^2}$ )

$f$ : Factor de fricción de Darcy

$L$ : Longitud de la sección ( $m$ )

$D$ : Diámetro de la sección ( $m$ )

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

- **Factor de fricción de Darcy**

**Para una tubería circular con flujo laminar**

Factores como la rugosidad de la superficie interna del conducto, el régimen de flujo (laminar o turbulento) y la longitud del ducto influyen directamente en el valor del coeficiente de fricción, y, en consecuencia, en la magnitud de la caída de presión. Por ejemplo, en conductos con superficies altamente rugosas o en presencia de flujo turbulento, el valor de “ $f$ ” se incrementa, lo que genera una mayor pérdida de presión a lo largo del sistema.

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Ecuación 2-17}$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción de Darcy

$Re$ : Número de Reynolds

Esta ecuación muestra que, en el flujo laminar, el factor de fricción sólo es función del número de Reynolds y es independiente de la rugosidad de la superficie de la tubería.

**Para una tubería circular con flujo turbulento**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

**Ecuación 2-18**

Donde:

 $f$ : Factor de fricción de Darcy $Re$ : Número de Reynolds $\varepsilon$ : Irregularidades de la superficie interna del ducto $D$ : Diámetro del ducto ( $m$ )**• Rugosidad relativa del conducto**

La rugosidad relativa se expresa como la razón entre la rugosidad absoluta  $\varepsilon$  (una medida de las irregularidades de la superficie interna del ducto) y el diámetro  $D$  del mismo.

$$\text{rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D}$$

**Ecuación 2-19**

Donde:

 $\varepsilon$ : Irregularidades de la superficie interna del ducto $D$ : Diámetro del ducto ( $m$ )

En flujos turbulentos, un ducto con una mayor rugosidad (un valor mayor de  $\varepsilon/D$ ) presenta un mayor factor de fricción, lo que incrementa la caída de presión. En ductos con superficies muy lisas, la influencia de la rugosidad se reduce y el factor de fricción depende principalmente del número de Reynolds.

**• Diagrama de Moody**

El Diagrama de Moody es una herramienta gráfica fundamental en mecánica de fluidos que permite determinar el factor de fricción  $f$  para cualquier combinación de número de Reynolds y rugosidad relativa. Este diagrama consolida la información obtenida tanto de datos experimentales como de correlaciones empíricas y se utiliza de la siguiente manera:

- Eje Horizontal (abscisas), Representa el número de Reynolds, generalmente en una escala logarítmica, permitiendo visualizar tanto flujos laminares como turbulentos.
- Eje Vertical (ordenadas), Muestra el factor de fricción  $f$ .
- Curvas de rugosidad, cada curva en el diagrama corresponde a un valor constante de  $\varepsilon/D$ .  
Al ubicar el valor de  $Re$  en el eje horizontal y trazar una línea vertical, se interseca con la curva de la rugosidad correspondiente. En ese punto se lee el valor de  $f$  en el eje vertical.

- **Pérdida de carga mayor ( $h_{L,mayor}$ )**

La pérdida de carga  $h_L$  representa la altura adicional que el fluido requiere para ser impulsado mediante una bomba, con el fin de compensar las pérdidas ocasionadas por la fricción dentro de la tubería. Esta pérdida está asociada a la viscosidad del fluido y guarda una relación directa con el esfuerzo cortante ejercido sobre las paredes del conducto.

$$h_{L,mayor} = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L v_m^2}{D 2g}$$

**Ecuación 2-20**

Donde:

$\Delta P_L$ : Pérdida de carga ( $m$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$f$ : Factor de fricción de Darcy

$L$ : Longitud de la sección ( $m$ )

$D$ : Diámetro de la sección ( $m$ )

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

Esta ecuación es válida para flujo laminar y para flujo turbulento en tuberías circulares o no circulares.

- **Pérdida de carga menor ( $h_{L,menor}$ )**

Los accesorios en un sistema de ductos incluyen elementos como codos, transiciones, ramificaciones en forma de “T”, uniones, curvas, flexiones, válvulas. Cada uno de estos elementos interrumpe la continuidad del flujo, generando zonas de recirculación y turbulencia local, lo que resulta en pérdidas adicionales de presión.

En sistemas con tuberías largas, las pérdidas por accesorios o cambios de dirección suelen ser menores frente a las pérdidas por fricción, conocidas como pérdidas mayores. Sin embargo, en ciertas situaciones, esas pérdidas menores pueden superar a las mayores y volverse significativas.

Las pérdidas menores se expresan en términos del coeficiente de pérdida  $K_L$  (también llamado coeficiente de resistencia).

- **Coeficiente de Pérdida ( $K_L$ )**

Para cada accesorio se determina un coeficiente de pérdida  $K$  que encapsula la contribución de ese componente a la caída de presión.

$$K_L = \frac{h_L}{v^2/2g}$$

**Ecuación 2-21**

Donde:

$K_L$ : Coeficiente de pérdida o de resistencia

$h_L$ : Pérdida de carga adicional en el sistema (m)

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

Las pérdidas de carga irreversibles suelen concentrarse cerca de las válvulas, aunque parte de ellas se extiende aguas abajo debido a los remolinos turbulentos generados en su interior. Estos remolinos consumen energía mecánica, que eventualmente se transforma en calor, hasta que el flujo vuelve a estar completamente desarrollado. Para medir correctamente las pérdidas menores en accesorios como codos, es necesario hacerlo a una distancia considerable aguas

abajo (varias decenas de diámetros de la tubería), de modo que se incluyan las pérdidas adicionales causadas por la disipación de estos remolinos.

La acumulación de pérdidas por múltiples accesorios puede resultar en una caída de presión significativa que afecte el rendimiento global del sistema. Conocer estos valores permite ajustar el diseño del sistema (por ejemplo, reduciendo el número de accesorios o utilizando diseños más eficientes) y asegurar que el ventilador seleccionado tenga la capacidad necesaria para superar estas pérdidas. (ASHRAE, 2017).

- **Longitud equivalente ( $L_{equiv}$ )**

Las pérdidas menores también se expresan en términos de longitud equivalente, que se define como la Ecuación 2-22.

$$L_{equiv} = \frac{D}{f} K_L \quad \text{Ecuación 2-22}$$

Donde:

$K_L$ : Coeficiente de pérdida o de resistencia

$f$ : Factor de fricción

$D$ : Diámetro de la sección ( $m$ )

- **Pérdida de carga total**

Cuando estén determinados todas las pérdidas menores de cada accesorio, el cual es la sumatoria de diferentes pérdidas bajo la Ecuación 2-21 y la pérdida de carga mayor, el cual es la Ecuación 2-20.

$$h_{L,total} = h_{L,mayor} + h_{L,menor}$$

$$h_{L,total} = \sum_i f_i \frac{L_i v_i^2}{D_i 2g} + \sum_j K_{L,j} \frac{v_j^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2-23}$$

Donde:

$i$  representa cada tramo de tubería con diámetro constante

$j$  representa cada accesorio que provoca una pérdida menor

$f$ : Factor de fricción

$L$ : Longitud de la sección ( $m$ )

$D$ : Diámetro de la sección ( $m$ )

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$K_L$ : Coeficiente de pérdida o de resistencia

Si todo el sistema de tubería por analizar tiene un diámetro constante, la Ecuación 2-23 se reduce a la Ecuación 2-24.

$$h_{L,total} = \left( f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{v_m^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2-24}$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción

$h_{L,total}$ : Pérdida de carga total ( $m$ )

$L$ : Longitud de la sección ( $m$ )

$D$ : Diámetro de la sección ( $m$ )

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$K_L$ : Coeficiente de pérdida o de resistencia

#### **h. Altura efectiva ( $H$ )**

A partir de la Ecuación 2-7, el cual se obtiene bajo la Ecuación de Bernoulli (Ecuación 2-4) y la Ecuación 2-24 de sumatoria de pérdidas menores, se puede obtener el cálculo de la altura efectiva.

$$H = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\gamma} + \frac{v_{m2}^2 - v_{m1}^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_{L,total} \quad \text{Ecuación 2-25}$$

Donde:

$H$ : Altura efectiva ( $m$ )

$p_e$ : Presión estática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$\gamma$ : Peso específico del gas ( $\frac{N}{m^3}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$z$ : Altura relativa ( $m$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$v_m$ : Velocidad media del flujo ( $\frac{m}{s}$ )

$h_{L,total}$ : Pérdida de carga menor total ( $m$ )

### 2.3.2 Ley de Ventiladores

El desempeño de un ventilador en un sistema de ventilación se rige por las leyes de afinidad, las cuales establecen las relaciones entre el caudal ( $Q$ ), la presión ( $\Delta P$ ) y la potencia ( $W$ ) del ventilador en función de su velocidad de rotación ( $n$ ). Estas leyes se derivan de un análisis dimensional del comportamiento de los fluidos y permiten predecir cómo varían estos parámetros al cambiar las condiciones operativas del equipo.

#### a. Parámetros físicos

Para evaluar el desempeño de una bomba o ventilador, se emplean ciertos parámetros fundamentales. Uno de los más importantes es la razón de flujo de masa del fluido que atraviesa el equipo, ya que incide directamente en su funcionamiento. Asimismo, el rendimiento se describe mediante la carga hidrostática neta, la cual se define como la variación en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la salida del dispositivo. Esta carga tiene dimensiones de longitud y, habitualmente, se expresa como la altura equivalente de una columna de agua.

La carga hidrostática neta está directamente relacionada con la potencia útil transferida al fluido. Esta potencia, denominada potencia hidráulica o potencia útil, se refiere a la energía efectivamente entregada al fluido, independientemente de que el líquido no sea agua o de que no se exprese en caballos de fuerza. Desde el punto de vista dimensional, mantiene su expresión en términos de trabajo por unidad de tiempo.

- **Potencia útil**

$$\dot{W}_{potencia\ útil} = \rho g \dot{V} H = \gamma Q H$$

**Ecuación 2-26**

Donde:

$\dot{W}_{potencia\ útil}$ : Potencia útil entregada al fluido (W)

$\dot{V}$ : Caudal volumétrico ( $\frac{m^3}{s}$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \frac{m}{s^2}$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$\gamma$ : Peso específico del gas ( $\frac{N}{m^3}$ )

$Q$ : Rapidez del flujo de volumen o caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )

$H$ : Altura efectiva (m)

Todas las bombas presentan pérdidas irreversibles debido a factores como fricción interna, fugas, separación del flujo en los álabes y disipación turbulenta. Por ello, la energía mecánica que se entrega a la bomba debe ser mayor que la energía útil que proporciona. Esta energía suministrada externamente se conoce como potencia al freno o potencia absorbida (brake horsepower, bhp), y en muchos casos proviene de un eje rotatorio que transmite dicha potencia a la bomba.

- **Potencia al freno**

$$\dot{W}_{eje} = \omega T_{flecha}$$

**Ecuación 2-27**

Donde:

$\dot{W}_{eje}$ : Potencia al freno o suministrada (W)

$\omega$ : Velocidad rotacional del eje ( $\frac{rad}{s}$ )

$T_{eje}$ : Par de torsión (Nm)

Se define eficiencia del ventilador como la relación de la potencia útil y la potencia suministrada.

- **Eficiencia del ventilador**

$$\eta_{\text{ventilador}} = \frac{\gamma Q H}{\omega T_{eje}}$$

**Ecuación 2-28**

Donde:

$\gamma$ : Peso específico del gas ( $\frac{N}{m^3}$ )

$Q$ : Rapidez del flujo de volumen o caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )

$H$ : Altura efectiva (m)

$\omega$ : Velocidad rotacional del eje ( $\frac{rad}{s}$ )

$T_{eje}$ : Par de torsión (Nm)

- **Número específico de revoluciones de caudal**

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

**Ecuación 2-29**

Donde:

$N_q$ : Número específico de revoluciones de caudal

$Q$ : Rapidez del flujo de volumen o caudal ( $\frac{m^3}{h}$ )

$H$ : Altura efectiva (m)

$N$ : Velocidad rotacional (RPM)

## b. Relación entre Caudal, Presión y Potencia

### • Caudal (Q)

El caudal es la cantidad de aire que se mueve a través del sistema por unidad de tiempo. Según las leyes de afinidad, el caudal es directamente proporcional a la velocidad de rotación del ventilador:

$$Q \propto n$$

Esto significa que, si se incrementa la velocidad del ventilador, el caudal aumenta en la misma proporción. Por ejemplo, duplicar la velocidad de rotación del ventilador duplicará el caudal.

Esta relación es fundamental en el dimensionamiento de ventiladores, ya que permite predecir su comportamiento ante variaciones de velocidad sin necesidad de ensayos experimentales para cada condición.

### • Presión ( $\Delta P$ )

La presión generada por el ventilador es la fuerza que impulsa el aire a través del sistema y se relaciona con la energía necesaria para superar las pérdidas en los conductos. Esta presión es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación:

$$\Delta P \propto n^2$$

Así, si la velocidad del ventilador se duplica, la presión se incrementa por un factor de cuatro. Esta relación es esencial para dimensionar el equipo, ya que un aumento en la velocidad puede generar un incremento significativo en la presión requerida

### • Potencia

La potencia consumida por el ventilador para mover el aire está relacionada tanto con el caudal como con la presión. En términos de las leyes de afinidad, la potencia es proporcional al cubo de la velocidad de rotación:

$$W \propto n^3$$

Por ello, duplicar la velocidad del ventilador incrementa la potencia requerida por un factor de ocho. Este comportamiento resalta la importancia de optimizar la velocidad de operación para evitar consumos energéticos excesivos.

### c. Expresión comparativa entre condiciones operativas

Para dos condiciones de operación con velocidades  $n_1$  y  $n_2$ , se pueden expresar las relaciones comparativas de la siguiente forma:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad \frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Estas ecuaciones permiten predecir el rendimiento del ventilador ante cambios en la velocidad y ajustar el diseño del sistema de ventilación para cumplir con los requisitos de caudal y presión, a la vez que se optimiza el consumo energético.

## 2.4 Diseño de Sistemas de Ventilación

Un ventilador es un dispositivo mecánico cuya función principal es mover aire o gases, facilitando la renovación del ambiente o la transferencia de calor. Su acción se basa en la conversión de energía mecánica (proporcionada por un motor) en energía cinética y presión, lo que impulsa el aire a través de un sistema de conductos o directamente en el espacio a ventilar.

### 2.4.1 Principios de Funcionamiento

El ventilador opera mediante el giro de un rotor equipado con aspas o palas. Al rotar, estas aspas aceleran el aire, generando una diferencia de presión entre la entrada y la salida del dispositivo. Esta diferencia es la que mueve el aire y permite superar las resistencias del sistema, como las pérdidas por fricción en los ductos o la resistencia de los filtros. (S&P Sistemas de Ventilación SLU, 2024)

### 2.4.2 Curvas de rendimiento

Las curvas características de un ventilador muestran la relación entre el caudal, la presión estática y la potencia consumida. Estos gráficos son fundamentales para seleccionar el

ventilador adecuado en función de las exigencias del sistema, ya que ayudan a determinar el punto de operación óptimo. Por ejemplo, un aumento en la velocidad de rotación incrementa el caudal de forma lineal, la presión de forma cuadrática y la potencia de forma cúbica (leyes de afinidad). (S&P Sistemas de Ventilación SLU, 2024)

### 2.4.3 Tipos de Ventiladores

Existen diversos tipos de ventiladores que se emplean en sistemas de ventilación, cada uno con características propias que los hacen adecuados para aplicaciones específicas:

#### a. Ventiladores Axiales

Estos ventiladores mueven el aire en dirección paralela al eje del rotor. Su diseño es similar al de un propulsor y son ideales para mover grandes volúmenes de aire a baja presión.

Se utilizan en escenarios donde se requiere una alta cantidad de aire sin la necesidad de generar presiones elevadas, como en sistemas de refrigeración de espacios abiertos o en grandes instalaciones de ventilación natural. (Casals Ventilación Air Industrial, 2023)

Sus características son:

- Alto caudal y baja presión.
- Menos ruidosos y más compactos que los centrífugos.
- Eficientes en la ventilación de grandes espacios.
- Pueden ser de accionamiento directo o por correa

**Figura 11***Ventilador Axial*

*Nota.* Esquema de un ventilador axial mostrando sus componentes principales: (1) hélice o rotor de álabes y (2) carcasa externa. Este tipo de ventilador se caracteriza por su flujo paralelo al eje, alta eficiencia en aplicaciones de bajo a medio diferencial de presión y bajo consumo energético Fuente: S&P Sistemas de Ventilación SLU (2024)

**b. Ventiladores helicocentrífugos**

Los ventiladores helicocentrífugos integran propiedades tanto de los ventiladores centrífugos como de los axiales. El flujo de aire ingresa de forma axial y es expulsado en un ángulo, lo que permite movilizar grandes volúmenes de aire con un flujo continuo y eficiente.

Estos equipos se emplean comúnmente en sistemas de extracción por conductos en entornos domésticos, oficinas y establecimientos comerciales. Resultan particularmente eficaces en la renovación de aire en espacios como baños, ambientes reducidos y laboratorios. (Suministros Industriales, 2023)

Sus características son:

- Combinan alta presión y alto caudal.
- Extremadamente silenciosos.
- Compactos y eficientes en espacios reducidos.
- Aptos para manejar aire viciado o con malos olores

## Figura 12

### Ventilador Helicentrífugo



*Nota.* Diagrama de un ventilador helicentrífugo mostrando sus componentes clave: (1) rotor de diseño mixto (axial-centrífugo), (2) carcasa envolvente con difusor, y (3) motor eléctrico. Este tipo de ventilador combina las ventajas de los axiales (alto caudal) y centrífugos (mayor presión estática, siendo ideal para sistemas de ventilación que requieren vencer pérdidas de carga moderadas. Fuente: Suministros Industriales (2023)

### c. Ventiladores Centrífugos

Los ventiladores centrífugos operan a través de un impulsor que gira dentro de una carcasa en forma de voluta. El aire es admitido en dirección axial y, producto de la fuerza centrífuga generada por el impulsor en rotación, es expulsado radialmente hacia el exterior.

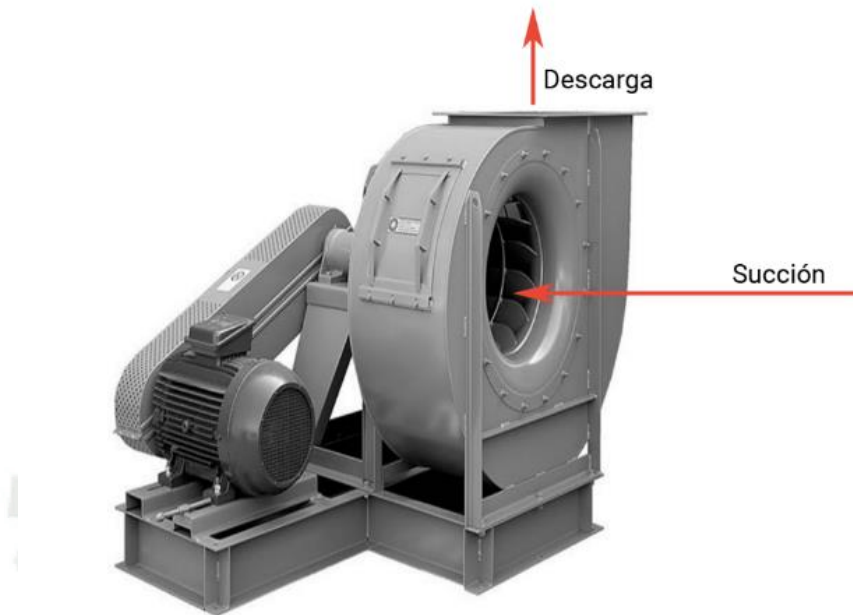
Son ideales para aplicaciones que requieren alta presión y bajo caudal, como sistemas de climatización, extracción de aire en cocinas industriales, y en procesos industriales donde se necesita mover aire a través de conductos largos. (ALG Aire Limpio Global, 2021)

Sus características son:

- Alta presión y bajo caudal.
- Eficientes en la eliminación de contaminantes del aire.
- Pueden manejar aire con partículas y polvo.
- Más voluminosos y ruidosos que otros tipos de ventiladores

### Figura 13

#### *Ventilador Centrifugo*

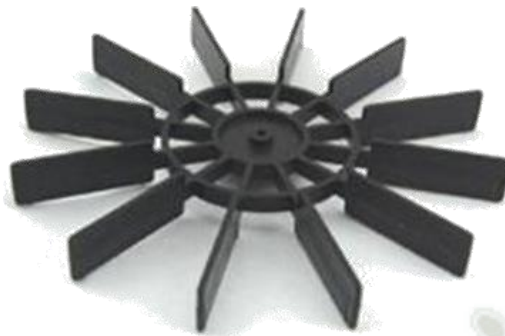


*Nota.* Diagrama de un ventilador centrífugo mostrando sus componentes principales: (1) rotor con álabes curvados hacia atrás, (2) carcasa espiral (voluta), y (3) bridas de conexión. Este tipo de ventilador opera con altos valores diferenciales de presión y caudal, siendo ideal para sistemas de ventilación que requieren vencer altas pérdidas de carga en ductos largos. Fuente: ALG Aire Limpio Global (2021)

#### **Tipos de hélice usados en un ventilador centrífugo**

En los ventiladores centrífugos, se utilizan principalmente tres tipos de hélices o impulsores, cada uno con características y aplicaciones específicas:

- **Hélice de Álabes Rectos (Radiales):** Los álabes de esta hélice son rectos y se extienden radialmente desde el centro del impulsor. Este diseño es simple y robusto, lo que le confiere una alta resistencia a la acumulación de polvo y partículas. Genera alta presión, aunque su eficiencia es menor en comparación con otros diseños. Es adecuado para manejar aire con partículas y polvo, siendo común en sistemas de extracción de aire contaminado y en procesos industriales donde el aire contiene partículas.

**Figura 14***Rueda de Paletas*

Nota. Este tipo de rotor genera mayores caudales a bajas velocidades (típicamente 10-50 m<sup>3</sup>/s a 500-1500 Pa), siendo ideal para aplicaciones donde se prioriza flujo sobre presión. Configuración común en sistemas de ventilación para espacios confinados en minería Fuente: ALG Aire Limpio Global (2021)

- **Hélice de Álabes Curvados hacia Adelante (forward):** Los álabes de esta hélice están curvados hacia adelante en la dirección de rotación del impulsor. Este diseño permite mover grandes volúmenes de aire a bajas velocidades, lo que lo hace altamente eficiente en el movimiento de grandes volúmenes de aire. Sin embargo, genera menor presión en comparación con los álabes rectos y es más silencioso. No es tan adecuado para manejar aire con partículas, pero es ideal para sistemas de climatización, ventilación general y aplicaciones donde se requiere mover grandes volúmenes de aire a baja presión.

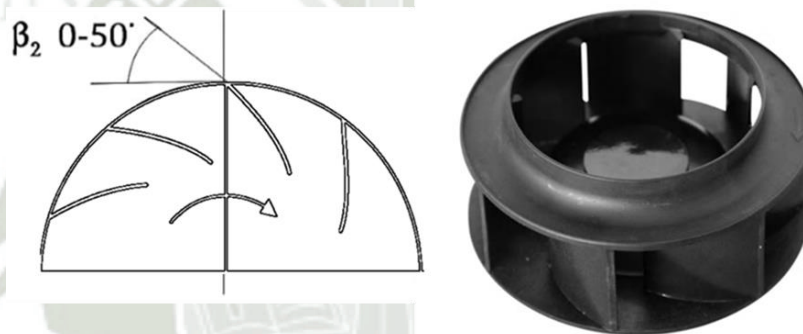
**Figura 15***Rueda con álabes curvados hacia adelante*

Nota. Este diseño optimiza el caudal de aire, a bajas velocidades de rotación, siendo ideal para aplicaciones de ventilación general donde se requiere bajo nivel sonoro y presión moderada. Fuente: ALG Aire Limpio Global (2021).

- **Hélice de Álabes Curvados hacia Atrás (backward):** Los álabes de esta hélice están curvados hacia atrás, en dirección opuesta a la rotación del impulsor. Este diseño es eficiente y genera alta presión, además de ser altamente eficiente energéticamente. Los álabes curvados hacia atrás son menos propensos a la acumulación de polvo y partículas y son más silenciosos que los álabes rectos. Se utilizan en sistemas de ventilación y climatización que requieren alta presión, en aplicaciones industriales y en sistemas de extracción de aire donde se necesita eficiencia y bajo ruido.

**Figura 16**

*Rueda con álabes curvados hacia atrás*



*Nota.* Este diseño es ideal para sistemas de ventilación minera que requieren alta presión con bajo consumo energético. Fuente: ALG Aire Limpio Global (2021).

#### 2.4.4 Selección de Ventiladores

La selección de un ventilador adecuado es fundamental para garantizar el correcto funcionamiento de un sistema de ventilación. Este proceso se basa en identificar dos parámetros críticos:

##### a. Presión Estática Requerida ( $\Delta P$ )

Hace referencia a la presión requerida para superar las resistencias presentes en el sistema, incluyendo las pérdidas por fricción en ductos, accesorios y cambios de dirección. Esta presión se calcula sumando todas las caídas de presión a lo largo del recorrido del flujo. Es fundamental

que el ventilador seleccionado sea capaz de generar, como mínimo, la presión estática necesaria para garantizar el caudal de aire deseado.

### **b. Caudal de Aire (Q)**

Es la cantidad de aire que se debe mover a través del sistema por unidad de tiempo, generalmente expresado en  $\text{m}^3/\text{s}$  o  $\text{m}^3/\text{min}$ . La demanda de caudal se determina en función del tamaño del espacio, el número de renovaciones de aire requeridas y otros criterios ambientales.

### **c. Uso de curvas de rendimiento**

La curva de rendimiento es una herramienta clave en el proceso de selección de ventiladores. Proporcionada por el fabricante, esta gráfica muestra la relación entre el caudal de aire y la presión estática que el ventilador puede generar a distintas velocidades de operación. Paralelamente, es posible construir la curva del sistema, la cual representa la pérdida total de presión en función del caudal, considerando las características del sistema de ductos y sus accesorios. (Air Movement and Control Association International [AMCA], 2003)

- **Intersección de Curvas:**

El punto de intersección entre la curva del ventilador y la curva del sistema se conoce como punto de operación. En este punto se determinan el caudal real y la presión estática que el ventilador suministrará bajo condiciones reales de funcionamiento. La elección adecuada del ventilador implica asegurar que dicho punto de operación se ubique dentro de una zona de alta eficiencia energética y funcionamiento confiable, adecuada a los requerimientos específicos de la aplicación.

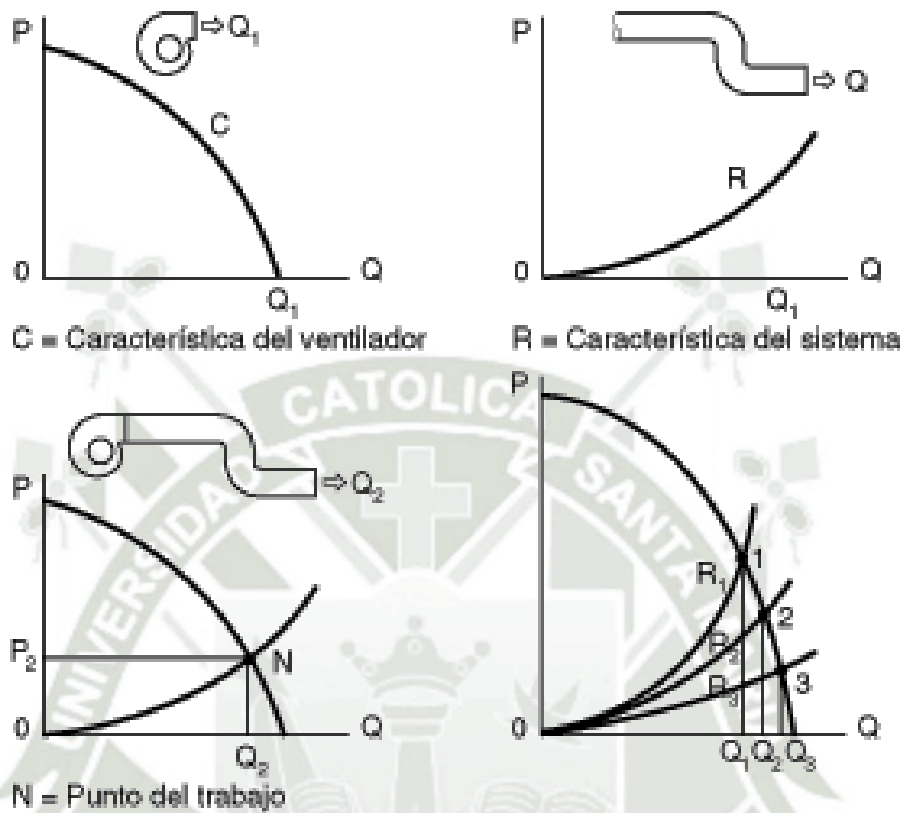
- **Optimización del Diseño:**

Además de cumplir con los requerimientos de caudal y presión, es importante considerar factores como el consumo energético, el nivel de ruido y la facilidad de mantenimiento. Esto permite que el ventilador opere de manera eficiente y segura durante el ciclo de vida del sistema.

(Air Movement and Control Association International [AMCA], 2003)

**Figura 17**

*Curvas características de un ventilador*



*Nota.* (a) Característica del ventilador (C): muestra cómo varía la presión con el caudal que puede generar un ventilador. (b) Característica del sistema (R): representa la relación entre presión y caudal que exige el sistema. (c) Punto de trabajo (N): es la intersección entre las curvas del ventilador y del sistema, indicando el caudal y presión de operación. (d) Variación del punto de trabajo: muestra cómo cambia el punto de operación al modificar la resistencia del sistema ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ ). Fuente: S&P Sistemas de Ventilación SLU (2024)

### 2.4.5 Diseño de Ductos

El dimensionamiento de ductos en sistemas de ventilación es fundamental para asegurar un flujo de aire adecuado y minimizar las pérdidas de presión. Los pasos básicos para dimensionar un ducto son los siguientes:

### a. Métodos para Dimensionar Ductos

- **Determinación del Caudal Requerido (Q)**

Se parte del requerimiento de renovación de aire del espacio, expresado en metros cúbicos por segundo ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) o por minuto ( $\text{m}^3/\text{min}$ ). Este caudal se define en función de las necesidades de ventilación y los estándares aplicables.

- **Selección de la Velocidad del Aire (v):**

Para evitar niveles excesivos de ruido o pérdidas energéticas, se elige una velocidad óptima. En sistemas residenciales, de oficina o educativas, se suelen emplear valores entre 3 y 7 m/s, mientras que en aplicaciones industriales o en sistemas forzados de alta presión, la velocidad puede ser mayor.

- **Cálculo del área transversal (A):**

Utilizando la Ecuación 2-3, se determina el área necesaria para el ducto. Con este valor, se puede seleccionar un ducto con dimensiones que se ajusten a la sección calculada.

- **Estimación de Pérdidas de Carga:**

Una vez dimensionado el ducto, se evalúan las pérdidas de presión a lo largo del recorrido del conducto, usando la ecuación de Darcy-Weisbach y considerando contribuciones por fricción, accesorios y curvas. Este paso es esencial para confirmar que el sistema de ventilación (y en particular, el ventilador) pueda superar dichas pérdidas.

- **Uso de Tablas y Herramientas Gráficas:**

Para facilitar estos cálculos, se emplean tablas y gráficos (como el Diagrama de Moody) que integran variables como el número de Reynolds y la rugosidad del material. Estas herramientas permiten ajustar de forma rápida y confiable el diseño de los ductos sin recurrir a cálculos complejos en cada iteración.

## **b. Materiales para Ductos**

La elección del material para la construcción de los ductos depende de varios factores, tales como la resistencia a la corrosión, la facilidad de fabricación, el costo y las propiedades acústicas. Algunos de los materiales más utilizados son:

- **Acero Galvanizado**

Es uno de los materiales más comunes en instalaciones de HVAC, debido a su durabilidad y resistencia a la corrosión. Además, permite una fabricación precisa de ductos y ofrece una buena resistencia mecánica.

- **Aluminio**

Es un material más ligero que el acero, lo que facilita su instalación y reduce la carga estructural. También presenta buena resistencia a la corrosión, aunque puede ser más costoso en comparación con el acero galvanizado.

- **Fibra de vidrio y ductos aislados**

Utilizados cuando se requiere aislamiento térmico y acústico. Estos ductos suelen tener una capa interna de material reflectante y un aislamiento que minimiza la pérdida de energía y el ruido generado por el flujo de aire.

- **Plásticos (PVC, Polipropileno)**

Empleados en aplicaciones específicas o en instalaciones donde la exposición a ciertos químicos y la ligereza sean prioritarias. Son menos comunes en sistemas de alta presión.

La elección del material influye no solo en la eficiencia del sistema sino también en su costo, mantenimiento y vida útil.

## **c. Tipos de Ductos**

Los ductos pueden tener diversas formas y configuraciones, las cuales se eligen en función de la aplicación y las restricciones espaciales:

- **Ductos Circulares:**

Son los más eficientes desde el punto de vista aerodinámico, ya que minimizan las pérdidas por fricción en comparación con otros formatos. Se utilizan ampliamente en instalaciones donde el espacio lo permite.

### Figura 18

*Ducto Circular*



*Nota.* Representación de un ducto circular para sistemas de ventilación industrial. Este perfil ofrece la menor relación perímetro/área, minimizando pérdidas por fricción y optimizando el flujo para caudales. Fuente: Wikipedia Foundations (2024)

- **Ductos Rectangulares:**

Son muy comunes en aplicaciones comerciales y residenciales, ya que se adaptan mejor a las limitaciones arquitectónicas y facilitan la integración con paredes y techos. Aunque pueden tener mayores pérdidas de presión que los ductos circulares, su versatilidad los hace muy populares.

**Figura 19***Ducto Rectangular*

*Nota.* Representación de un ducto rectangular para sistemas de ventilación industrial. Este perfil presenta un diámetro hidráulico, con mayores pérdidas por fricción que los ductos circulares para igual área de flujo, pero ventajas en espacios confinados. Fuente: Wikipedia Fundations (2024)

- **Ductos Ovalados y de Formas Especiales:**

Se emplean en situaciones particulares donde se deben ajustar a espacios con geometrías específicas. Estos ductos pueden optimizar el flujo en sistemas con restricciones de instalación, aunque suelen requerir un diseño más cuidadoso para minimizar pérdidas.

**Figura 20***Ducto ovalado*

*Nota.* Representación de un ducto ovalado para sistemas de ventilación. Este perfil combina ventajas de ductos circulares (bajas pérdidas por fricción) y rectangulares (bajo perfil vertical), siendo ideal para espacios con restricciones de altura. Fuente: Suministros Industriales (2023)

La selección del tipo de ducto está directamente relacionada con la eficiencia del sistema de ventilación y la facilidad de instalación y mantenimiento. La decisión final se toma considerando la interacción entre la geometría del ducto, el material elegido y las condiciones operativas del sistema.

## **2.5 Normativas Aplicables en el diseño de Sistemas de Ventilación**

El diseño de sistemas de ventilación debe atender a criterios estrictos que aseguren condiciones seguras, eficiencia energética y confort ambiental. Para cumplir con estos objetivos, existen diversas normas y estándares que definen los parámetros técnicos que deben considerarse tanto en los cálculos como en la ejecución de estos sistemas. A continuación, se presentan algunas de las normativas más importantes en esta materia:

### **2.5.1 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)**

- **ASHRAE 62.1**

Establece los criterios para la calidad del aire interior y los requerimientos mínimos de ventilación en edificios comerciales y residenciales, garantizando un ambiente saludable para los ocupantes.

- **ASHRAE 90.1**

Define los requisitos para la eficiencia energética de los edificios, incluyendo los sistemas de ventilación. Esta norma influye en la selección y dimensionamiento de equipos para minimizar el consumo energético sin comprometer el rendimiento. (ASHRAE, 2017)

### **2.5.2 International Organization for Standardization (ISO)**

- **ISO 7231**

Especifica los métodos de ensayo para determinar el rendimiento de los sistemas de ventilación, lo que permite la verificación y comparación objetiva de distintos equipos. (International Organization for Standardization [ISO], 2004)

- **ISO 3744**

Proporciona métodos para la medición del ruido emitido por equipos de ventilación, permitiendo evaluar y mitigar impactos sonoros en el diseño. (ISO, 2009)

### **2.5.3 European Norms (EN)**

- **EN 12237**

Define los requisitos para la resistencia y estanqueidad de los ductos de ventilación, asegurando que el sistema minimice pérdidas de presión y garantice la integridad estructural. (European Committee for Standardization [EN], 2005).

Además, estas normativas constituyen una referencia esencial para el diseño, fabricación y evaluación de sistemas de ventilación industrial y minera, ya que establecen criterios estandarizados a nivel internacional que aseguran el desempeño eficiente y seguro de los componentes involucrados. La adopción de dichas normas permite garantizar la compatibilidad de los elementos del sistema y facilita la implementación de buenas prácticas de ingeniería.

### **2.5.4 Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA)**

- **SMACNA HVAC Duct Construction Standards**

Estándares específicos para la construcción de ductos HVAC, orientados a asegurar una fabricación uniforme, resistencia mecánica adecuada y eficiencia en la conducción del aire. (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association [SMACNA], 2012)

### **2.5.5 American National Standards Institute (ANSI)**

- **ANSI S12.60:**

Normas que regulan el control del ruido en sistemas de ventilación, fundamentales para asegurar un ambiente laboral cómodo y minimizar la contaminación acústica. (American National Standards Institute [ANSI], 2007)

## **2.6 Herramientas Computacionales para la Simulación**

### **2.6.1 Autodesk Inventor**

Autodesk Inventor es un software de modelado 3D que permite crear representaciones precisas de los componentes mecánicos del sistema, tales como ductos, ventiladores y soportes. Su entorno paramétrico facilita la modificación de diseños en función de los resultados de simulaciones posteriores, lo cual es crucial para iterar y optimizar el diseño sin incurrir en costos elevados de prototipos físicos.

### **2.6.2 ANSYS**

ANSYS Fluent, parte de la suite de ANSYS, se utiliza para simular la dinámica de fluidos (CFD). Este software modela el comportamiento del aire en condiciones reales, permitiendo analizar la distribución del flujo, la presión y las pérdidas de energía en los ductos.

### **2.6.3 VentSim**

Software especializado en la simulación de sistemas de ventilación. VentSim facilita el análisis de la distribución del flujo de aire en instalaciones complejas, permitiendo ajustar el dimensionamiento de ductos y la selección de ventiladores según los requerimientos del proyecto.

## **2.7 Accesorios e Instrumentación**

### **2.7.1 Compuertas**

Las compuertas son dispositivos mecánicos instalados en los ductos que permiten regular y controlar el flujo de aire. Su función principal es ajustar el caudal en diferentes secciones del sistema, lo que facilita tanto el balanceo del flujo como el aislamiento de zonas para mantenimiento o en situaciones de emergencia. En el contexto de la tesis, el uso adecuado de compuertas garantiza que el aire se distribuya de forma óptima en función de la demanda, minimizando pérdidas energéticas y asegurando el confort ambiental.

Según el ASHRAE Handbook – Fundamentals (ASHRAE, 2017), las compuertas desempeñan un papel fundamental en la modulación y control de la distribución del flujo de aire en los sistemas HVAC, influyendo de manera directa en la eficiencia operativa y el desempeño global del sistema.

### **2.7.2 Variador de Frecuencia**

El variador de frecuencia es un equipo electrónico que permite regular la velocidad del motor de los ventiladores en función de la demanda real de aire. Al modificar la velocidad de operación, se optimizan tanto el caudal como la presión generada, lo que contribuye a una disminución en el consumo de energía y mejora la estabilidad del sistema. Este dispositivo permite adaptar el funcionamiento del sistema de ventilación a las condiciones variables del entorno y a los requerimientos específicos del módulo didáctico, posibilitando un control dinámico y eficiente.

Según Kou (2007), la regulación de velocidad mediante variadores de frecuencia resulta esencial para maximizar el rendimiento de los ventiladores en aplicaciones que demandan flujos variables, ya que permite reducir los costos operativos y extender la vida útil del equipo.

### **2.7.3 Instrumentos de Medición**

Para verificar y calibrar el rendimiento del sistema de ventilación, se utilizan diversos instrumentos de medición que permiten obtener datos precisos sobre las variables operativas. Entre ellas tenemos el anemómetro, termohigrómetro, manómetro digital y el tubo de Pitot. Cada uno de estos equipos cumple una función específica en la evaluación del sistema.

#### **a. Anemómetro**

Este dispositivo mide la velocidad del aire dentro de los ductos o en el ambiente. Es crucial para confirmar que el caudal de aire se encuentra dentro de los valores proyectados y para identificar posibles desviaciones en la distribución.

(Cengel, 2014) destaca la importancia del anemómetro en la validación de los modelos de flujo, asegurando que el diseño cumpla con los parámetros de eficiencia y confort.

Además, los anemómetros modernos permiten registrar datos de forma continua y almacenarlos para su posterior análisis, lo que resulta fundamental en estudios experimentales y validaciones de diseño. Esta capacidad contribuye a una mejor comprensión del comportamiento del flujo de aire en condiciones reales, permitiendo realizar ajustes precisos en los sistemas de ventilación y asegurando un entorno controlado y eficiente, especialmente en aplicaciones mineras, industriales y de laboratorios académicos.

### Figura 21

*Termo Anemómetro Digital*



*Nota.* Termo anemómetro digital para medición de parámetros de flujo de aire. Fuente: Dwyer Instruments (s.f.)

### b. Termohigrómetro

Mide tanto la temperatura como la humedad relativa del aire, lo que es fundamental para evaluar las condiciones ambientales y garantizar el confort térmico en el espacio. Su uso en la tesis permite ajustar el sistema para mantener niveles óptimos de calidad del aire.

La literatura técnica en HVAC resalta que la combinación de temperatura y humedad es determinante para la calidad del ambiente, como se explica en los estudios de (ASHRAE, 2017).

En aplicaciones de ventilación minera y laboratorios de ensayo, la utilización del termohigrómetro permite detectar variaciones súbitas en las condiciones internas, facilitando la

implementación de estrategias de control automático. Estos datos son esenciales no solo para el confort térmico, sino también para evitar la condensación, prevenir el deterioro de materiales sensibles y garantizar un ambiente seguro para equipos electrónicos o procesos experimentales que requieran condiciones específicas.

## Figura 22

### *Termohigrómetro*



*Nota.* Termohigrómetro digital para medición de parámetros ambientales. Fuente: Dwyer Instruments (s.f.)

### c. Manómetro Digital

Este instrumento mide la presión en distintos puntos del sistema, tanto la presión estática como la diferencial, permitiendo detectar pérdidas de carga en ductos y accesorios. La precisión de estos datos es vital para confirmar que el ventilador opera en el rango adecuado.

Según Cengel y Cimbala (2014), el uso de manómetros digitales permite un control riguroso de las presiones operativas, facilitando ajustes precisos en el balance del sistema.

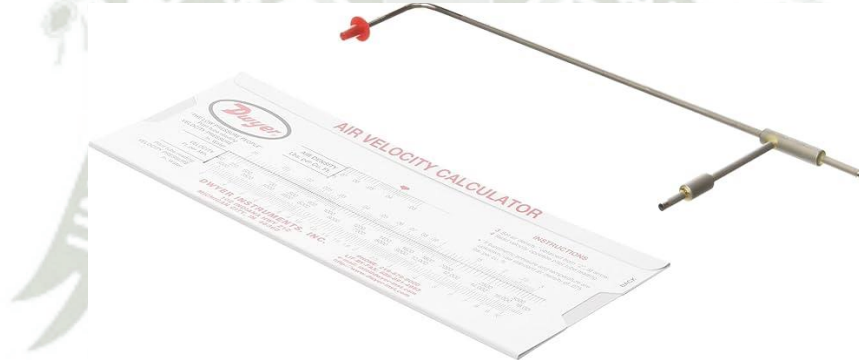
#### d. Tubo de Pitot

Se utiliza para medir la presión dinámica del flujo, la cual se relaciona directamente con la velocidad mediante el Principio de Bernoulli. Es una herramienta fundamental para calcular el caudal a partir de las mediciones de presión.

Este método es ampliamente reconocido en la literatura de mecánica de fluidos, permitiendo la conversión de la presión dinámica en velocidad del aire (Cengel & Cimbala, 2014).

#### Figura 23

*Tubo de Pitot*



*Nota.* Tubo de Pitot estático para medición de velocidad de fluidos. Fuente: Dwyer Instruments (s.f.)

#### e. Manómetro Vertical Inclinado

Diseñado para medir diferencias de presión muy bajas con alta precisión, este instrumento es ideal para detectar pequeñas variaciones que pueden ser críticas en sistemas de baja pérdida de carga.

Estudios sobre balanceo de sistemas HVAC indican que el uso de manómetros inclinados es esencial para asegurar una calibración final del sistema, garantizando uniformidad en la distribución del flujo (ASHRAE, 2017).

**Figura 24**

*Manómetro Vertical Inclinado*



*Nota. Manómetro vertical inclinado. para medición diferencial de presión. Fuente: Dwyer Instruments (s.f.)*

## CAPÍTULO III

### 3. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA

#### 3.1 Metodología VDI 2221

La metodología VDI 2221, definida por la Asociación de Ingenieros Alemanes (Verein Deutscher Ingenieure) y según Kesselring y Halsen (1971), plantean un enfoque sistemático para el diseño de sistemas técnicos complejos. En esta tesis, se emplea esta metodología para abordar el problema de diseñar e implementar un módulo de ventilación didáctico, dividido en cuatro subsistemas: mecanismos, estructura, energía y control. Cada uno de ellos se analizará siguiendo las etapas de la metodología: definición del problema, conceptualización, desarrollo y elaboración de detalles.

#### 3.2 Desarrollo de la Metodología

El problema consiste en diseñar un módulo didáctico funcional que simule condiciones de ventilación subterránea en un entorno de laboratorio. Se requiere que sea modular, seguro, didáctico, y que represente un sistema de ventilación a escala.

Los requerimientos funcionales y técnicos incluyen:

- Simulación de caudales variables.
- Mediciones de presión, velocidad y temperatura.
- Seguridad eléctrica y estructural.
- Portabilidad e integración al laboratorio.

Cuando se definen estos puntos, continuamos utilizando la metodología para dividir este problema clave en varios problemas parciales para resolverlos por separado y un problema inicial óptimo al final de la solución. Entonces tenemos los siguientes problemas parciales.

- Determinar un tipo de ventilador que cumpla con caudales y presiones requeridos por el laboratorio.
- Diseñar un sistema de ductos que permita modificar su configuración para prácticas variadas.
- Seleccionar una estructura que soporte todo el sistema sin comprometer movilidad o resistencia.
- Implementar un sistema de control que permita variar las condiciones de operación del ventilador.

### **Posibilidad de solución**

Para evaluar la viabilidad de implementar la solución propuesta, es necesario analizarla desde dos perspectivas fundamentales: la técnica y la económica.

### **Situación técnica**

Con el fin de diseñar una solución óptima al problema identificado, se ha procedido a descomponerlo en 4 subproblemas específicos. Cada uno de estos requiere un enfoque tecnológico particular, permitiendo así identificar y abordar de manera precisa las necesidades técnicas asociadas a cada componente del sistema.

- Ventilación: Ventilador Axial, Ventilador Centrifugo.
- Ductos Modulares: Ductos de PVC, ductos de aluminio, Ductos de Acero inoxidable.
- Estructura de soporte: Perfiles acero estructural, perfiles de aluminio, Soporte tipo bancada metálica.
- Sistema de Control: Variador de frecuencia

Todo lo mencionado es posible conseguirlo.

### 3.2.1 Elaboración de Lista de Exigencias

Ahora nuestro siguiente paso es determinar cómo se quiere resolver el problema, de acuerdo con el método que estamos desarrollando en la lista de requisitos, descrito en la siguiente tabla.

**Tabla 2**

*Lista de Exigencias*

<b>Características</b>	<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>
<b>Costos</b>	E	Los costos deben ser lo más bajos posible, asegurando la máxima calidad del producto final.
<b>Durabilidad</b>	D	Los materiales seleccionados deben ser resistentes.
<b>Estructura</b>	E	La estructura debe tener componentes móviles y desmontables y livianos
<b>Ventilación</b>	E	Caudal del ventilador entre 700 – 1000 m <sup>3</sup> /h Según ASHRAE 62.1 establece este caudal mínimo para renovar aire en espacios cerrados.
<b>Ventilación</b>	D	Nivel de Ruido: 50 – 70dB. Niveles recomendados por ANSI S12.60 para funcionamiento de equipos industriales.
<b>Tipo de Alimentación</b>	E	Se requiere una alimentación monofásica, por el tipo de conexiones existentes en el laboratorio.
<b>Variador de frecuencia</b>	E	Al requerir un tipo de alimentación el variador de frecuencia debe ser Monofásico.



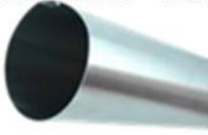



*Nota.* Especificaciones técnicas basadas en análisis de requisitos del laboratorio y estándares internacionales. Elaboración propia con datos de ASHRAE (2022), ANSI (2010) y NEC (2023).

### 3.2.2 Elaboración de la Matriz Morfológica

A continuación, se presenta la matriz morfológica de los conceptos y soluciones, para nuestras funciones.

**Tabla 3**

*Matriz Morfológica*

Función	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Ventilación	 Ventilador Centrifugo	 Ventilador Axial	
Ductos Modulares	 Ducto de PVC	 Ducto de Aluminio	 Ducto de Acero Inoxidable AISI 304
Soportes Estructurales	 Perfil de Acero Estructural ASTM A36	 Perfil de Acero Inoxidable AISI 304	
Variador de Frecuencia	 Optidrive E Inverterk monofásico	 Variador ABB ACS150	 Variador con HMI de monitoreo

*Nota.* Análisis comparativo de alternativas técnicas para el sistema de ventilación. Realizado por elaboración propia

Estando descritos las soluciones, solución 1 por las flechas azules, solución dos por las flechas naranjas y la solución tres por las flechas verdes.

A continuación, se describirá cada solución de la matriz morfológica para facilitar su comprensión y así seleccionar el concepto más adecuado.

Para Ventilación tenemos:

- Opción 1: Ventilador Centrifugo, El ventilador centrífugo cambia la dirección del flujo de aire en 90 grados y lo impulsa de forma radial. Es ampliamente utilizado en sistemas de ventilación donde se requiere vencer pérdidas de carga importantes, como ocurre en minería subterránea, HVAC industrial y sistemas de filtración.
- Opción 2: Ventilador Axial, el ventilador axial impulsa el aire en la misma dirección que el eje del motor. Es comúnmente utilizado en aplicaciones donde se requiere movilizar grandes volúmenes de aire a baja presión. Su capacidad para vencer pérdidas de presión es limitada, lo que lo hace menos adecuado para sistemas con ductos largos, curvas o restricciones.

Para Ductos Modulares:

- Opción 1: Ducto de PVC, es un material plástico ampliamente utilizado en sistemas de ventilación domésticos, agrícolas y de laboratorio. Tiene un bajo costo, resistencia a la corrosión y es fácil de instalar. Su resistencia mecánica es baja, se deforma fácilmente con el calor, es frágil frente a impactos y no soporta bien cargas estructurales ni fijaciones rígidas.
- Opción 2: Ducto de Aluminio, El aluminio 3003 es una aleación conocida por su excelente resistencia a la corrosión, buena maleabilidad y peso reducido. Es ampliamente utilizado en aplicaciones arquitectónicas, ventilación liviana, etc. Su ligereza facilita la manipulación, montaje y modificación, mientras que su

resistencia estructural es suficiente para soportar el flujo de aire en sistemas de laboratorio.

- Opción 3: Ducto de Acero Inoxidable, ofrece una excelente resistencia a la corrosión, alta durabilidad y gran rigidez estructural. Es común en instalaciones industriales, plantas de procesamiento, minería y ambientes agresivos. Su principal ventaja es su resistencia mecánica y longevidad. No obstante, es un material denso y pesado. Además, es la opción más costosa.

Para Soportes Estructurales:

- Opción 1: Acero Estructural ASTM A36, es un acero al carbono de uso general ampliamente utilizado en estructuras metálicas. Tiene buena soldabilidad, resistencia mecánica suficiente y es económico. Su principal desventaja es la oxidación rápida si no se protege con pintura o galvanizado.
- Opción 2: Acero Inoxidable AISI 304, ofrece alta resistencia a la corrosión, excelente durabilidad y buena resistencia mecánica. Es ideal para ambientes exigentes o donde se busca una presentación limpia y duradera. Su desventaja es el alto costo y la mayor dificultad de fabricación

Para el Variador de Frecuencia:

- Opción 1: Optidrive E (Invertek), es un variador compacto y económico, monofásico, diseñado para aplicaciones simples. Permite regular la velocidad del motor de forma eficiente y confiable. Su interfaz es sencilla, ideal para uso didáctico, y su instalación no requiere conocimientos avanzados.
- Opción 2: ABB ACS150, es un variador más robusto y versátil, también monofásico, con mayor capacidad de programación. Permite control de rampas, frenado y protección avanzada del motor, pero su configuración es menos intuitiva para estudiantes sin experiencia.

- Opción 3: HMI Touchscreen (con variador integrado), opción avanzada que incluye una interfaz gráfica táctil para monitoreo en tiempo real. Permite visualizar curvas, registrar datos y controlar el sistema desde una pantalla. Sin embargo, es costoso, requiere programación adicional (PLC o microcontrolador) y supera el alcance funcional del módulo propuesto.

### 3.2.3 Solución Óptima

El objetivo de todo este proceso es identificar la solución más adecuada para el desarrollo del proyecto. Para ello, a partir de las alternativas generadas en la matriz morfológica, se procede a evaluar cada una de ellas en función de criterios técnicos y económicos.

Esta evaluación se realiza asignando puntajes conforme a los valores establecidos en la siguiente tabla.

**Tabla 4**

*Puntaje según calificación*

Calificación	Puntaje
Ideal	4
Bien	3
Suficiente	2
Aceptable	1
No satisface	0

*Nota.* Datos realizados por elaboración propia

A continuación, se elaboró la siguiente tabla con el propósito de sumar las calificaciones asignadas y determinar, como solución óptima, aquella alternativa que obtenga el mayor puntaje desde ambas perspectivas: técnica y económica. Este procedimiento permite asegurar que la

opción seleccionada representa, efectivamente, la mejor entre todas las propuestas. Para ello, se construyó una tabla de ponderación que integra ambos criterios de evaluación.

**Tabla 5**

*Sumatoria según criterios técnicos y económicos de los conceptos solución*

N°	Criterio	Soluciones		
		S1	S2	S3
1	Compatibilidad	3	4	2
2	Facilidad de Integración	2	3	1
3	Durabilidad y resistencia	1	2	4
4	Mantenibilidad	1	3	3
5	Seguridad Operativa	3	4	4
6	Adecuación par uso Didáctico	1	4	0
7	Costo de la solución	4	3	0
8	Disponibilidad en el mercado local	4	4	2
9	Costo de fabricación	4	3	3
<b>Total</b>		23	30	19

*Nota.* Datos realizados por elaboración propia

Como se puede observar, el concepto de solución número 2 obtuvo el puntaje más alto en la evaluación, por lo que, conforme a los lineamientos de la metodología VDI 2221, se selecciona como la alternativa óptima.

Con esta elección definida, se procede al desarrollo del proyecto preliminar y, posteriormente, al proyecto final, los cuales serán abordados en los capítulos siguientes.

## CAPÍTULO IV

### 4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL MODULO DE VENTILACIÓN

#### 4.1 Introducción

La Escuela Profesional de Ingeniería de Minas cuenta actualmente con un laboratorio de Ventilación. No obstante, dicho espacio no dispone aún de un módulo didáctico específico. Por esta razón, se consideró como criterio principal para la selección de los componentes del módulo de ventilación las dimensiones físicas del laboratorio, las cuales son de 11 metros de largo por 6 metros de ancho. Estas medidas servirán como referencia fundamental al momento de elegir los equipos a implementar.

El funcionamiento del módulo propuesto cuenta con variador de frecuencia el cual permitirá ajustar la velocidad del ventilador según las necesidades específicas del momento. Además, se contarán con diversas secciones móviles de los ductos, unidos por bridas para poder tener mayores variaciones durante la experimentación. Así mismo cada ducto contará con puntos de medición para utilizar los instrumentos donde sean requeridos.

Asimismo, el diseño modular del sistema permitirá realizar configuraciones adaptativas, facilitando la simulación de distintos escenarios presentes en labores mineras reales, como bifurcaciones, cambios de sección y presencia de accesorios que generan pérdidas de carga. Esta versatilidad será clave para la formación de los estudiantes, quienes podrán observar y analizar el comportamiento del flujo de aire ante diferentes condiciones de operación. Con ello, se fomenta un aprendizaje más dinámico y aplicado, reforzando la comprensión de los principios de ventilación subterránea.

## 4.2 Selección de Componentes

Se determinó la distribución del módulo de ventilación según la figura 24 realizada en el software Autodesk Inventor, así mismo se presenta una tabla resumen donde podemos visualizar cuales son las partes del módulo didáctico.

Cada uno de los componentes listados fue seleccionado o diseñado considerando criterios de funcionalidad, disponibilidad en el mercado y facilidad de montaje en el laboratorio. El uso de materiales como acrílico permite una visualización directa del flujo de aire, lo cual es ideal para fines didácticos, mientras que los ductos de acero inoxidable aportan durabilidad y resistencia estructural al sistema. Por otro lado, las transiciones y codos permiten recrear cambios de dirección y sección que simulan condiciones reales de ventilación en minería subterránea. La incorporación de una plancha de autoprotección responde a la necesidad de garantizar la seguridad del equipo y los usuarios frente a posibles daños o accidentes durante los ensayos.

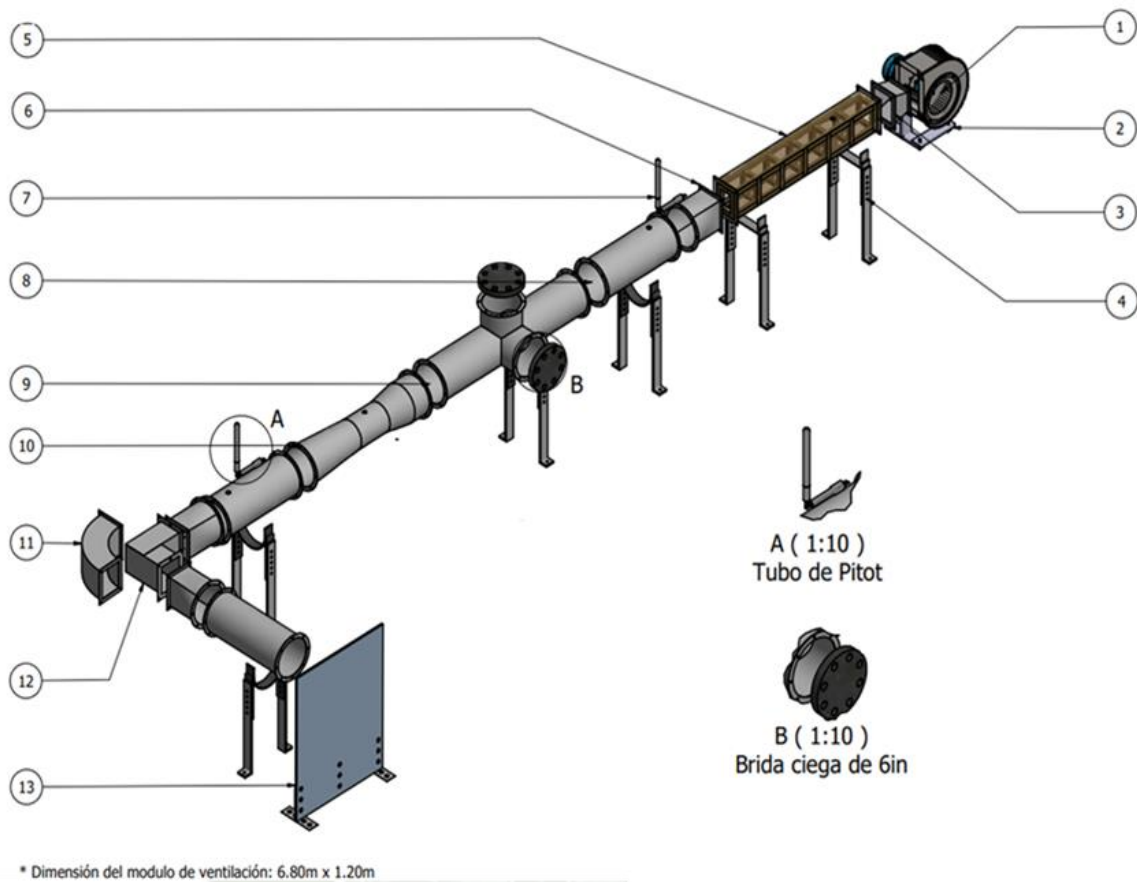
**Tabla 6***Lista de Partes del Módulo Didáctico de Ventilación*

<b>Lista de partes</b>			
<b>Ítem</b>	<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Comentarios</b>
1	1	Motor ventilador – centrífugo.	SELECCIÓN
2	2	Base para ducto acrílico	DISEÑO
3	2	Ducto acrílico de 1.2 m	DISEÑO
4	2	Transición rectangular - circular	SELECCIÓN
5	3	Ducto de acero inoxidable de 1.2 m	SELECCIÓN
6	1	Ducto de acero inoxidable con salidas	SELECCIÓN
7	1	Ducto de sección variable de 1.2 m	SELECCIÓN
8	1	Codo de 45°	SELECCIÓN
9	1	Codo de 90°	SELECCIÓN
10	1	Plancha antiproyección	DISEÑO
11	1	Variador de frecuencia 960 RPM a 2800 RPM	SELECCIÓN
12	1	Tablero eléctrico	SELECCIÓN

*Nota.* Datos realizados por elaboración propia

**Figura 25**

*Distribución de equipos dibujado en software Autodesk Inventor*



*Nota.* Datos realizados por elaboración propia

Se evaluó y seleccionó la opción más adecuada en cada parte del módulo de enfriamiento, se detallan las partes en los planos en el Anexo. Planos Estructurales

#### 4.2.1 Selección del Ventilador

Para la selección del ventilador, se consideró distintos fabricantes de Ventiladores, teniendo como parámetros a considerar los sugeridos en las normas ASHRAE 62.1 y EN 13779.

Se consideró los siguientes puntos:

- **Tipo de Ventilador:** Ventilador Centrifugo

Se requiere un ventilador que pueda generar altas presiones, lo cual es fundamental en sistemas de ventilación para demostrar las pérdidas de carga y la

relación entre caudal y presión. Además, las curvas de rendimiento del ventilador deben ser claras y permiten un análisis práctico de las leyes de afinidad.

- **Caudal de Aire (CFM o m<sup>3</sup>/h):** 700 – 1000 m<sup>3</sup>/h.

Este rango es adecuado para simular condiciones reales en sistemas de ventilación y permite a los estudiantes observar la relación entre el caudal, la presión y las pérdidas de carga. ASHRAE 62.1 establece que los sistemas de ventilación deben proveer caudales suficientes para renovar el aire en espacios cerrados y lograr un ambiente saludable, lo que se refleja en estos valores.

- **Potencia del ventilador:** 750 W

Una potencia en este rango es suficiente para impulsar el caudal y generar la presión requerida (1210 Pa, por ejemplo) sin exceder un consumo energético elevado. Esto permite que el equipo sea seguro, manejable y representativo de equipos industriales de tamaño medio, facilitando el análisis práctico de la eficiencia energética conforme a las directrices de ASHRAE 90.1.

- **Nivel de Ruido (dB):** 50 - 70 dB

Un nivel de ruido dentro de este rango es aceptable para un entorno didáctico industrial. Aunque en ambientes de oficinas o aulas se recomiendan niveles mucho más bajos (por debajo de 40 dB), en un módulo de prácticas donde se desea evidenciar el funcionamiento de equipos industriales, niveles que permiten que el ruido sea perceptible para análisis sin generar incomodidad excesiva (según recomendaciones generales de ruido en equipos industriales y normas como ANSI S12.60).

Se realizó las consultas con diversas marcas y se realizó una selección en base a las características antes mencionadas y el precio del equipo.

Se optó por el fabricante de ventiladores Zhejiang Larissa Co. Ltd., ya que dentro del catálogo de productos encontramos un ventilador que se ajusta a los requerimientos para el laboratorio de la universidad.

**Tabla 7**

*Tabla de Parámetros Principales del ventilador*

N° de Máquina	Potencia (W)	Velocidad (RPM)	Voltaje (V)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Presión Total (Pa)
DF-A2	60	2800	220/380	240	310
DF-1	120	2800	220/380	350	390
DF-2	180	2800	220/380	405	450
DF-3	250	2800	220/380	505	860
DF-4	370	2800	220/380	660	860
DF-5	550	2800	220/380	850	1020
DF-6	750	2800	220/380	1200	1210
DF-7	1100	2800	220/380	1800	1500

*Nota.* El Ventilador utilizado es el ventilador DF-6. Datos extraídos de Zhejiang Larissa (2024).

Seleccionamos el ventilador centrífugo DF-6 de Zhejiang Larissa ya que es un equipo usado en industria y cumple con las características adecuadas para el módulo.

Estas características técnicas demuestran que el ventilador DF-6 es una opción adecuada para el módulo didáctico, ya que permite alcanzar condiciones reales de operación dentro del laboratorio. La velocidad de rotación de 2800 RPM junto con un flujo de aire de 1200 m<sup>3</sup>/h asegura una ventilación eficaz para los distintos escenarios de prueba. Asimismo, la presión total de 1210 Pa proporciona el empuje necesario para vencer las pérdidas de carga generadas por los ductos y accesorios instalados en el sistema. Estas especificaciones garantizan un

comportamiento representativo del ventilador en aplicaciones mineras subterráneas simuladas, cumpliendo con los objetivos pedagógicos del proyecto.

Las características del ventilador centrífugo son las siguientes:

**Tabla 8**

*Características del Ventilador Centrífugo Zhejiang Larissa*

Característica	Descripción
Número de Modelo	DF-6
Potencia	750 W
Velocidad	2800 RPM
Flujo de Aire	1200 m <sup>3</sup> /h
Presión Total	1210 Pa

*Nota.* Datos extraídos de Zhejiang Larissa (2024).

La placa técnica del ventilador centrífugo proporciona información esencial para la validación de los parámetros nominales del equipo, entre los que se encuentran la potencia eléctrica de 750 W, el flujo de aire de 1200 m<sup>3</sup>/h y una presión nominal de 1220 Pa. Estos valores fueron considerados durante la etapa de diseño para asegurar que el ventilador cumpla con los requerimientos del sistema didáctico propuesto. Asimismo, su operación a 220 V y 60 Hz lo hace compatible con la red eléctrica convencional, facilitando su integración en el laboratorio. El modelo DF-6 seleccionado es representativo de las condiciones reales que se pueden encontrar en aplicaciones de ventilación subterránea a escala reducida.

**Figura 26**

*Datos de placa del ventilador Zhejiang Larissa seleccionada*



*Nota.* Datos obtenidos de la placa del ventilador centrífugo Zhejiang Larissa

En la siguiente figura se muestra el ventilador seleccionado. Este ventilador ha sido seleccionado no solo por sus características técnicas, sino también por su diseño compacto y su capacidad de integración en entornos educativos. Su estructura robusta y configuración centrífuga lo convierten en un equipo ideal para simular condiciones reales de ventilación en túneles y labores subterráneas. Además, su compatibilidad con variadores de frecuencia permite realizar pruebas a distintas velocidades, contribuyendo significativamente a la enseñanza práctica sobre curvas características y análisis de sistemas de ventilación.

**Figura 27**

*Ventilador DF-6 Zhejiang Larissa*



*Nota.* Datos extraídos de Zhejiang Larissa (2024).

#### 4.2.2 Variador de Frecuencia

Para seleccionar un variador de frecuencia adecuado para el módulo didáctico de ventilación, es esencial que las especificaciones del variador sean compatibles con las características del ventilador previamente seleccionado.

Este modelo de variador ha sido ampliamente utilizado en aplicaciones industriales de pequeña y mediana escala, demostrando un desempeño eficiente en el control de velocidad de motores trifásicos a partir de una alimentación monofásica. Su interfaz de usuario amigable permite a los estudiantes manipular fácilmente los parámetros de operación, favoreciendo el aprendizaje práctico. Asimismo, su integración en el módulo didáctico garantiza una regulación continua del caudal de aire, permitiendo replicar distintas condiciones de ventilación subterránea según los objetivos del experimento.

- **Compatibilidad de Potencia y Corriente:**

Potencia del Ventilador: El ventilador seleccionado tiene una potencia de 750 W (0.75 kW). El variador de frecuencia debe ser capaz de manejar, al menos, la misma potencia que el ventilador.

- **Tipo de Alimentación:**

Dado que la fuente de alimentación disponible es monofásica a 220V, el variador debe ser compatible con esta configuración.

- **Velocidad del Ventilador:**

El ventilador opera a 2800 RPM. El variador debe ser capaz de ajustar la frecuencia de salida para permitir un control preciso de la velocidad del motor, adaptándose a las necesidades del sistema de ventilación.

Analizando todas las variables y los requerimientos previos se seleccionó como variador de frecuencia a Optidrive E de la marca Invertek.

**Figura 28**

*Catálogo de Variadores de Frecuencia Inverterk*

**OPTIDRIVE™ E<sup>3</sup>**  
For Single Phase Motors

	kW	HP	Amps	Size	Model Code									
					Product Family	Generation	Frame Size	Voltage Code	Capacity	Supply Phases	EMC Filter	Brake Transistor	Enclosure Type	Single Phase Output
110-115V ± 10% 1 Phase Input	0.37	0.5	7	1	ODE - 3 - 1 1 0070 - 1	#	1	#	-	01				
	0.55	0.75	10.5	2	ODE - 3 - 2 1 0105 - 1	#	4	#	-	01				
200-240V ± 10% 1 Phase Input	0.37	0.5	4.3	1	ODE - 3 - 1 2 0043 - 1	#	1	#	-	01				
	0.75	1	7	1	ODE - 3 - 1 2 0070 - 1	#	1	#	-	01				
	1.1	1.5	10.5	2	ODE - 3 - 2 2 0105 - 1	#	4	#	-	01				

*Nota.* Catálogo técnico de variadores de frecuencia Inverterk modelo Optidrive mostrando la selección de potencia 0.75 kW o 1 HP, compatibilidad con motores (200 a 240 V). Datos extraídos del catálogo de Inverterk Drives (2019)

**Figura 29**

*Variador de Frecuencia Optidrive E3 IP20*



*Nota.* Variador de frecuencia Optidrive E3 (IP20) mostrando: (1) conexiones para motor monofásico/trifásico (0.25-4 kW, 200-240V ±10%), (2) interfaz de usuario con pantalla LED y 5 teclas programables. Configuración óptima para control de ventiladores según curva cuadrática V/f, con eficiencia del 96.5% (IE3) y protección contra sobrecarga. Datos extraídos del catálogo de Inverterk Drives (2019)

### 4.3 Cálculo de Ventilación

Según los componentes seleccionados se procederá a establecer las fórmulas necesarias que permitan analizar el comportamiento del sistema de ventilación. Esto incluye el cálculo de caudales de aire, pérdidas de carga en conductos y eficiencia del sistema.

#### 4.3.1 Dimensionamiento de los conductos de aire

Dado que se presenta un flujo de aire paralelo en dirección horizontal, el método de fricción equivalente se considera un enfoque práctico para sistemas en los cuales las caídas de presión no varían significativamente a lo largo del conducto. Este método permite un diseño del sistema de ventilación más eficiente y rápido.

Las variables por considerar incluyen el caudal volumétrico, la velocidad del aire, el gradiente de presión y los diámetros de los conductos. Al restringir el diámetro de los ductos a 20 cm, obtenemos un área de:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times (0.2)^2}{4} = 0.0314 \text{ m}^2$$

Así mismo definimos una velocidad a partir del manual de Soler y Palau según el ruido permitido para espacios industriales, siendo nuestros límites para encontrar nuestras pérdidas de presión estática y dinámica.

**Tabla 9**

*Velocidad del aire atendiendo al ruido (m/s)*

Tipo instalación	Caudal máximo	Conducto principal	Ramal secundario
Instalaciones individualizadas	500 a 1000	1 a 3	1
	1000 a 5000	3 a 5	1 a 3
	5000 a 10000	5 a 7	2 a 4
Instalaciones centralizadas:			
- Residencias, salones, hoteles		3 a 5	1 a 3
- Locales públicos, oficinas		5 a 7	1 a 3
- Espacios industriales		5 a 10	2 a 5

*Nota.* El tipo de instalación escogida fue la de espacios industriales con una velocidad en el conducto principal de 10 m/s. Datos extraídos de S&P Sistemas de Ventilación SLU (2024)

**a. Cálculo de Caudal:**

Ahora continuamos con el cálculo de caudal de cada sección del ducto de ventilación

• **Tramo A-B:**

$$Q = 0.0314 \text{ m}^2 \times 600 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$Q = 1130.40 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

• **Tramo D-E:**

$$Q = 0.0314 \text{ m}^2 \times 450 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$Q = 847.8 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

• **Tramo B-C:**

$$Q = 0.0314 \text{ m}^2 \times 550 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$Q = 942 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

• **Tramo E-F:**

$$A = \frac{\pi \times (0.15)^2}{4} = 0.01767 \text{ m}^2$$

$$Q = 0.0176 \text{ m}^2 \times 565 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 599 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

• **Tramo B-C:**

$$Q = 0.0314 \text{ m}^2 \times 550 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$Q = 942 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

• **Tramo F-G y G-H:**

$$Q = 0.0314 \text{ m}^2 \times 500 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$Q = 942 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Del mismo modo, partimos por considerar una presión constante para encontrar nuestros caudales óptimos; sin embargo, es necesario corregir este gradiente para disminuir las pérdidas.

Considerando:

- La velocidad del aire está inversamente relacionada con el área de la sección transversal del ducto, que depende del diámetro. Por lo que, a mayor diámetro, mayor área, y, por tanto, menor velocidad para un caudal constante.
- El caudal volumétrico es independiente del diámetro si el sistema mantiene una tasa constante de transporte de aire. Sin embargo, un ducto más grande puede reducir las pérdidas por fricción, lo que puede mejorar la eficiencia y facilitar mayores caudales con menos resistencia.

- A mayor diámetro, las pérdidas por fricción disminuyen porque la velocidad del aire es menor.
- La presión dinámica es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad.
- La presión estática es la fuerza que impulsa al aire a través del sistema para vencer las pérdidas por fricción y accesorios. Con ductos de mayor diámetro, las pérdidas son menores, lo que permite mantener una presión estática más baja.

**b. Cálculo de las presiones dinámicas:**

• **Tramo A-B:**

$$V_m = \frac{600 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{din} = \frac{1.2 \times 10^2}{2} = 60 \text{ Pa}$$

$$P_{din} = \frac{60 \text{ Pa}}{9.81 \text{ m}^2/\text{s}} = 6.12 \frac{\text{m. c. a}}{\text{m}}$$

• **Tramo B-C:**

$$V_m = \frac{550 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 9.17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{din} = \frac{1.2 \times 9.17^2}{2} = 50.4 \text{ Pa}$$

$$P_{din} = \frac{50.4 \text{ Pa}}{9.81 \text{ m}^2/\text{s}} = 5.14 \frac{\text{m. c. a}}{\text{m}}$$

• **Tramo C-D:**

$$V_m = \frac{500 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 8.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{din} = \frac{1.2 \times 8.33^2}{2} = 41.7 \text{ Pa}$$

$$P_{din} = \frac{41.7}{9.81 \text{ m}^2/\text{s}} = 4.25 \frac{\text{m. c. a}}{\text{m}}$$

• **Tramo D-E:**

$$V_m = \frac{450 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{din} = \frac{1.2 \times 7.5^2}{2} = 33.8 \text{ Pa}$$

$$P_{din} = \frac{33.8 \text{ Pa}}{9.81 \text{ m}^2/\text{s}} = 3.45 \frac{\text{m. c. a}}{\text{m}}$$

• **Tramo F-G y G-H:**

$$V_m = \frac{500 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 8.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{din} = \frac{41.7 \text{ Pa}}{9.81 \text{ m}^2/\text{s}} = 4.25 \frac{\text{m. c. a}}{\text{m}}$$

$$P_{din} = \frac{1.2 \times 8.33^2}{2} = 41.7 \text{ Pa}$$

Además, al seleccionar un diámetro adecuado para los ductos, se debe considerar no solo la eficiencia del sistema, sino también los criterios de diseño como el espacio disponible, los

materiales y la facilidad de mantenimiento. En contextos educativos como el presente módulo didáctico, un diámetro de ducto que equilibre eficiencia y visibilidad del flujo puede facilitar la comprensión de los fenómenos físicos implicados. Esta elección, por tanto, no solo responde a necesidades técnicas, sino también pedagógicas, asegurando una experiencia de aprendizaje más completa.

En sistemas de ventilación subterránea, el cálculo preciso de pérdidas de carga es fundamental para garantizar un flujo de aire eficiente y seguro. Los tramos analizados en la Tabla 10 representan un circuito típico de descarga, donde:

- **Tramos rectos (A-B, D-E):** Las pérdidas predominantes son por fricción, con incrementos locales en zonas de curvatura. La corrección del gradiente de presión refleja el impacto de los accesorios, cuyo coeficiente  $K$  se calculó para flujo turbulento ( $Re > 10^5$ ).
- **Transiciones y válvulas (B-D, E-F):** La reducción de diámetro en y la válvula semicerrada generan pérdidas significativas, lo que exige ajustes en la selección del ventilador. Para estos casos, se recomienda:
- **Bifurcaciones (F-G):** La sección “T” introduce una variación de presión  $\Delta P$  adicional frente a tramos rectos equivalentes.

Es decir, se observa cómo la presión dinámica disminuye progresivamente conforme se reduce la velocidad del flujo de aire en cada tramo del sistema. Esta tendencia es coherente con la relación cuadrática entre velocidad y presión dinámica. Es importante destacar que estas variaciones reflejan las pérdidas energéticas por fricción y cambios geométricos en los ductos, lo que debe considerarse en el diseño para mantener un sistema eficiente y balanceado. Además, la conversión de pascales a metros de columna de aire permite una mejor interpretación de los resultados en el contexto de ventilación subterránea, facilitando su comparación con parámetros técnicos estándar.

Se muestra la tabla de los parámetros obtenidos, teniendo una pérdida total de presión estática y dinámica de 20.261 Pa y 201.085 Pa, respectivamente. Partiendo que se necesita transportar al laboratorio un flujo de calor de 3711.48 W.

Del mismo modo, según las tablas las conexiones rectangulares que se requieren deben estar dimensionadas en 150 x 225 mm.

**Tabla 10**

*Perdidas por accesorios y tubería en el circuito de descarga*

Tramos	Longitud (mm)	Diámetro Hidráulico $\varnothing$ (mm)	Caudal del tramo (m <sup>3</sup> /hr)	Velocidad (m/s)	Gradiente de presión estática $\Delta P$	Gradiente de presión corregido $\Delta P$	Pérdida de presión estática Pa
A-B	1000	200	1,130.40	10	0.28	0.55	5.4
B-D	500	200	942	8.33	0.28	0.4	1.23
D-E	1000	200	847.8	7.5	0.28	0.33	3.24
E-F	800	200	598.8	9.42	0.28	0.7	5.49
F-G	500	200	942	8.33	0.28	0.4	1.96
G-H	250	200	942	8.33	0.28	0.4	0.981

*Nota.* Cálculos basados en ecuación de Darcy-Weisbach. Datos realizados por elaboración propia

#### 4.3.2 Selección del ventilador

- El ventilador que seleccionemos deberá proporcionar un caudal de  $1130.4 \frac{m^3}{h} = 665.38 \text{ CFM}$  y una presión estática de  $32.89 \text{ m.c.a} = 1.296 \text{ in.c.a.}$
- Consideramos para la ciudad de Arequipa una altura de 2335 msnm y una temperatura de 21°C.
- Consideramos una eficiencia de 70% para el sistema.
- Calculamos el BHP

$$BHP = \frac{665.38 \times 1.296}{6350 \times 0.70}$$

$$BHP = 0.2 \text{ HP} = 149.14 \text{ W}$$

Determinamos el factor de corrección:

**Tabla 11**

*Factor de Corrección por Altitud*

Altitud (m)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7
0	1	0.971	0.946	0.876	0.803	0.697	0.616
305	0.964	0.936	0.912	0.844	0.774	0.668	0.591
610	0.93	0.903	0.88	0.815	0.747	0.641	0.567
914	0.896	0.87	0.848	0.785	0.72	0.615	0.543
1219	0.864	0.839	0.818	0.757	0.692	0.588	0.518
1524	0.832	0.808	0.788	0.73	0.664	0.562	0.494
1829	0.801	0.778	0.758	0.702	0.643	0.558	0.493
2134	0.772	0.75	0.73	0.676	0.62	0.538	0.476
2438	0.743	0.722	0.703	0.651	0.596	0.518	0.458
2743	0.714	0.694	0.676	0.626	0.573	0.498	0.44
3048	0.688	0.668	0.651	0.602	0.552	0.48	0.423
4572	0.564	0.548	0.533	0.493	0.45	0.391	0.344
6096	0.46	0.447	0.435	0.403	0.369	0.321	0.283

*Nota.* La ubicación del laboratorio es la ciudad de Arequipa, la cual se encuentra a 2335 m.s.n.m. Se considera los valores de 2134m y 2438m para interpolar los valores. Datos extraídos de S&P Sistemas de Ventilación SLU (2024)

Realizamos la interpolación:

$$\frac{2335 - 2134}{2438 - 2134} = \frac{x - 0.772}{0.743 - 0.772}$$

$$x = 0.753$$

Dividimos la presión entre el factor de corrección determinado:

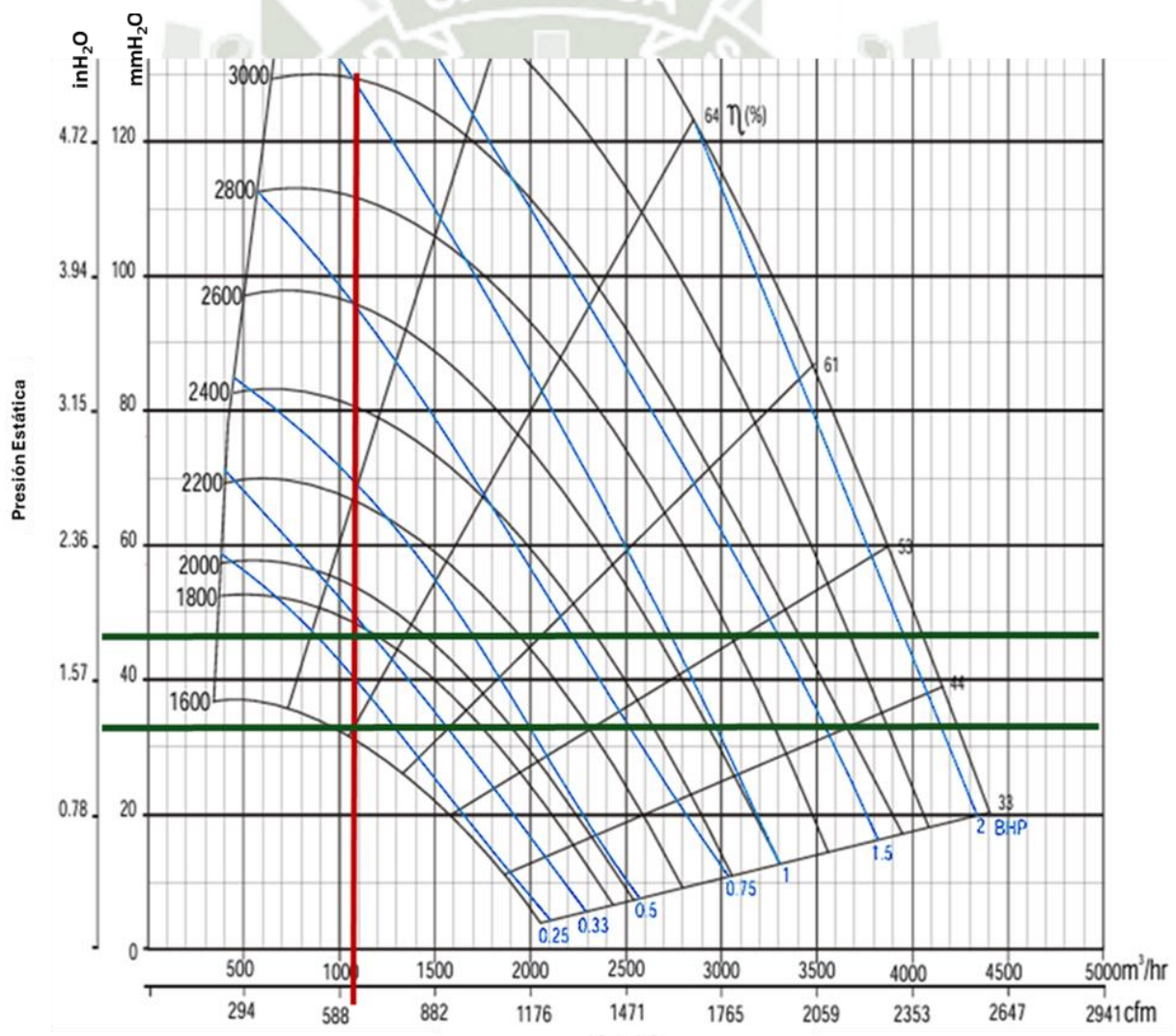
$$\frac{32.89}{0.743} = 44.27 \text{ mm. c. a}$$

Para el BHP:

$$BHP \times 0.743 = 0.2 \times 0.743 = 0.149 \text{ HP} = 111.11 \text{ W}$$

**Figura 30**

*Determinación del punto de operación y potencia al eje*



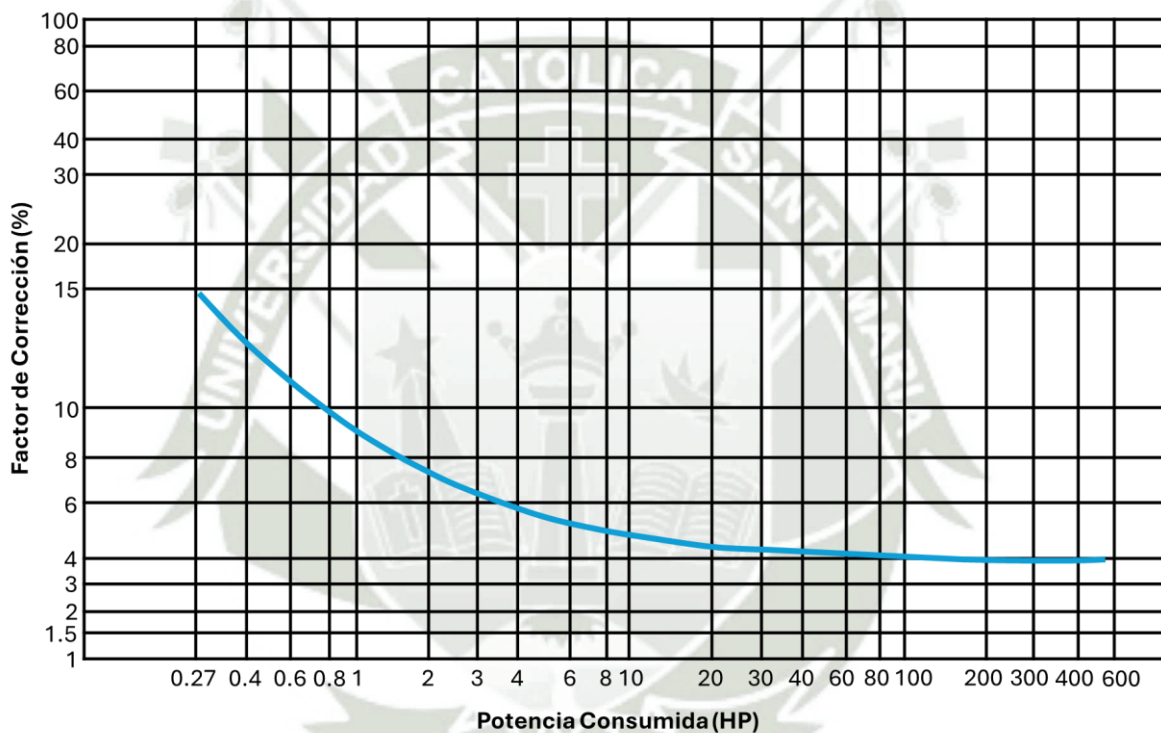
*Nota.* Diagrama para determinación del punto de operación de un sistema de ventilación, mostrando la intersección entre la curva característica del ventilador (H-Q) y la curva del sistema. Datos extraídos de Munson et al. (2013).

La intersección del caudal con la presión corregida es la curva real de trabajo del ventilador con 2200 RPM de potencia y 0.33 HP o 246.08 W.

Se debe hacer corrección por las pérdidas que genera la transmisión de las poleas, porque si no el motor no cumplirá con lo requerido.

### Figura 31

*Factor de Corrección de Potencia*



*Nota.* Gráfico del factor de corrección de potencia para ventiladores en función del número de Reynolds ( $Re$ ) y la rugosidad relativa ( $\epsilon/D$ ), aplicable al redimensionamiento de sistemas de ventilación según condiciones operativa. Datos extraídos de Munson et al. (2013).

De la gráfica consideramos un 14% para el factor de corrección, teniendo 1.14:

$$0.33 \text{ BHP} \times 1.14 = 0.169 \text{ HP} = 126.02 \text{ W}$$

Cabe resaltar que los ventiladores de aleta recta atrasada son menos susceptibles a cambios de presión ya que las curvas de potencia están propiamente paralelas; caso contrario para los de aleta curva adelantada, en donde la potencia corta las curvas. Para ambos casos, es necesario

precisar el cálculo de la presión ya que si al equipo se le suministra más caudal del requerido este puede quemarse, vibrar y hacer mucho ruido.

#### 4.4 Cálculo de Soportes de Ductos

Los ductos deben ser diseñados para soportar condiciones ambientales adversas, como la humedad, el polvo y los cambios de temperatura. A menudo, se les aplica tratamientos para aumentar su resistencia a la corrosión, especialmente en ambientes húmedos

Para un tubo de 200 mm de diámetro, un espesor de 1.5 a 2 mm es común para garantizar rigidez estructural y prevenir deformaciones debido a la presión del aire y otros efectos ambientales.

Considerar un acabado anodizado o recubrimientos protectores para mejorar aún más la resistencia a la corrosión.

Entre sus ventajas:

- **Ligereza:** Facilita la instalación y manejo.
- **Resistencia a la Corrosión:** Vital en entornos donde puede haber exposición a sustancias químicas.
- **Eficiencia:** Permite un buen flujo de aire, crucial para mantener un ambiente controlado.

Para el análisis estructural de los ductos de ventilación en ANSYS Workbench 2022 R2, se definieron las siguientes propiedades mecánicas y térmicas de la aleación de aluminio 3003-H14, obtenidas de la librería de materiales del software y validadas experimentalmente según ASTM B209.

Los ductos serán de aleación de aluminio 3003, teniendo las siguientes propiedades:

**Tabla 12**

*Características del Aluminio el en Software ANSYS*

<b>Aleación de aluminio 3003</b>		
<b>Propiedades</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Módulo elástico	69000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	27000	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	2700	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	110.297	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	41.3613	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	2.30E-05	/K
Conductividad térmica	170	W/(m·K)
Calor específico	1000	J/(kg·K)

*Nota.* Datos extraídos de Software ANSYS Workbench 2022 R2

Los soportes serán de acero inoxidable AISI 304, teniendo las siguientes propiedades:

**Tabla 13**

*Características del Acero Inoxidable AISI 304*

<b>Acero inoxidable AISI 304</b>		
<b>Propiedades</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Módulo elástico	190000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	75000	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	8000	kg/m <sup>3</sup>

Límite de tracción	517.017	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	206.807	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.80E-05	/K
Conductividad térmica	16	W/(m·K)
Calor específico	500	J/(kg·K)

*Nota.* Datos extraídos de Software ANSYS Workbench 2022 R2

Para el cuadro de madera del conducto rectangular consideraremos la madera tipo pino, extraemos del ANSYS los siguientes datos.

**Tabla 14**

*Características de la Madera-Pino*

<b>Madera - Pino</b>		
<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Módulo elástico	9000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.35	N/D
Módulo cortante	650	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	500	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	90	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión	40	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	40	/K
Coefficiente de expansión térmica	3.60E-06	W/(m·K)
Conductividad térmica	0.12	J/(kg·K)
Calor específico	1600	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material	0.03	N/D

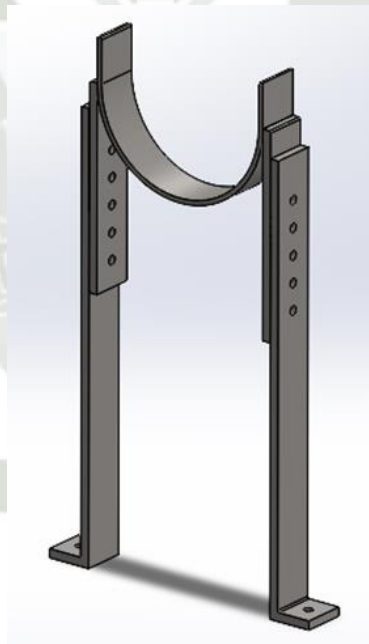
*Nota.* Datos extraídos de Software ANSYS Workbench 2022 R2.

#### 4.4.1 Soporte para el ducto Circular:

Este soporte fue diseñado para sostener firmemente el ducto circular en posición vertical dentro del módulo de ventilación. Su estructura incluye una abrazadera semicircular que se adapta al diámetro del ducto, permitiendo su fijación sin generar deformaciones. Además, cuenta con una base amplia y perforaciones para anclaje, lo que garantiza la estabilidad del sistema durante los ensayos experimentales. El diseño contempla ajustes de altura para adaptarse a diferentes configuraciones de ductos y asegurar la alineación con los demás componentes del sistema.

**Figura 32**

*Soporte Ducto Circular*



*Nota.* Diseño de soporte estructural para ducto circular. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- **Cálculo del peso total del tubo de 1m:**

$$\text{Peso total} = \text{Masa} \times \text{Gravedad}$$

$$\text{Peso total} = 5.7 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 55.92 \text{ N}$$

- **Carga en cada soporte:**

$$Carga\ por\ soporte = \frac{Peso\ total}{2} = \frac{55.92\ N}{2} = 27.96\ N$$

- **Momento máximo flector:**

El momento flector ocurre en la base del soporte, por lo que usamos el brazo de palanca que es la distancia desde el centro de carga hasta el soporte. Sabemos que el tubo está soportado en ambos extremos y la carga se aplica en el centro.

$$Brazo\ de\ palanca = \frac{Distancia\ entre\ soportes}{2} = \frac{0.8\ m}{2} = 0.4\ m$$

$$Momento\ flector = Carga\ por\ soporte \times Brazo\ de\ palanca$$

$$M_f = 27.96\ N \times 0.4\ m = 11.184\ N \cdot m$$

- **Momento de inercia:**

Aplicando la fórmula, el momento de inercia:

Altura de la sección ( $h_s$ ): 0.01 m

Ancho de la sección ( $b_s$ ): 0.05 m

Sustituyendo:

$$I_x = \frac{0.05 \times (0.01)^3}{12} = 4.16 \times 10^{-9} m^4$$

Para el momento de inercia total de la pieza utilizaremos el obtenido en la simulación, eligiendo el  $I_x$ , ya que se encuentra en el eje perpendicular a la dirección de la carga, siendo:

$$I_x = 0.35845719\ kg \cdot m^2$$

- **Esfuerzo máximo por flexión:**

Aplicando la fórmula () esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma_m = \frac{11.184\ N \cdot m \times \left(\frac{0.01\ m}{2}\right)}{0.35845719\ kg \cdot m^2} = 0.1560\ Mpa$$

- **Verificación de esfuerzo permitido:**

$$\sigma_p = \frac{\sigma_y}{\text{Factor de seguridad}} = \frac{517.017 \times 10^6}{2} = 258.51 \text{ MPa}$$

El material cumple con los requisitos de seguridad, debido a:

$$\sigma_m < \sigma_p$$

- **Deflexión máxima:**

El desplazamiento máximo que experimentará el tubo en el punto central debido a la carga se calcula usando la fórmula () de deflexión para una viga simplemente apoyada:

$$\delta = \frac{27.96 \text{ N.m} \times (0.8\text{m})^3}{3 \times (190 \times 10^9 \text{ Pa}) \times (0.35845719 \text{ kg.m}^2)} = 7 \times 10^{-11} \text{ m} = 7 \times 10^{-8} \text{ mm}$$

El diseño cumple con los requisitos de seguridad, ya que el esfuerzo máximo está por debajo del esfuerzo permitido, y la deflexión está dentro de los límites aceptables.

#### a. Simulación de Soporte de ducto Circular

Las simulaciones muestran que el soporte de ducto circular presenta niveles de tensión y desplazamiento dentro de los límites permisibles del material, garantizando así su integridad estructural durante la operación del sistema de ventilación.

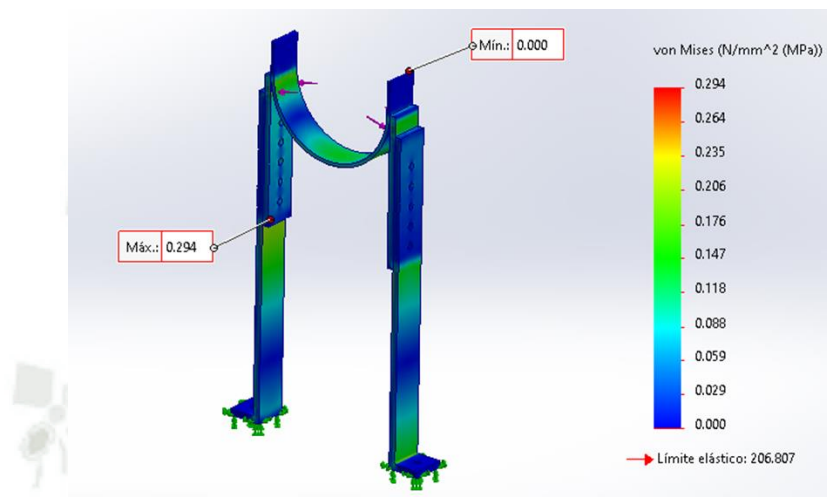
- **Tensión máxima:** Los valores obtenidos no superan el límite elástico del material, lo que evita deformaciones permanentes.
- **Desplazamiento:** Los movimientos registrados son mínimos y no comprometen la funcionalidad del ducto.
- **Factor de Seguridad:** El diseño cumple con los factores de seguridad establecidos en las normativas aplicables.

El soporte de ducto circular es adecuado para las condiciones operativas previstas, asegurando un rendimiento confiable y duradero. A continuación se mostrará a detalle en las Figura 33, Figura 34 y en la Figura 35, las simulaciones realizadas.

- Simulación de Tensión Soporte de ducto Circular

**Figura 33**

*Simulación de tensión para Soporte de Ducto Circular*

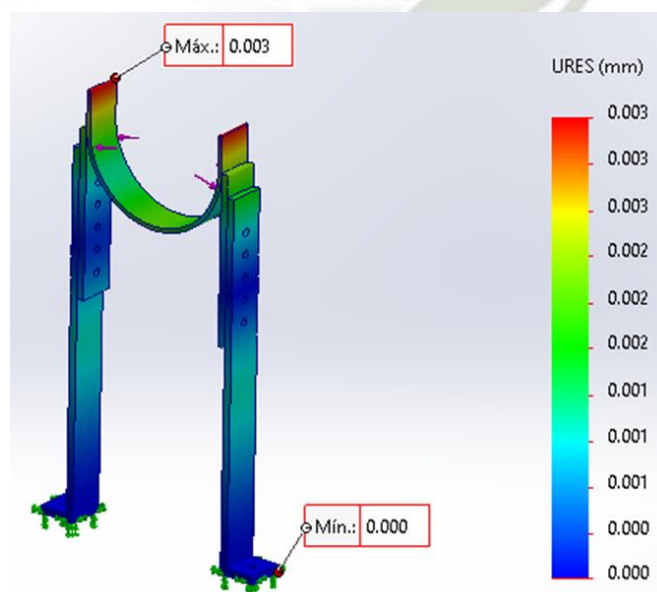


*Nota.* Valores Min: 0 MPa - Valores Max: 0.294 MPa. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- Simulación de tensión para Soporte de ducto Circular

**Figura 34**

*Simulación de Desplazamiento para Soporte de Ducto Circular*

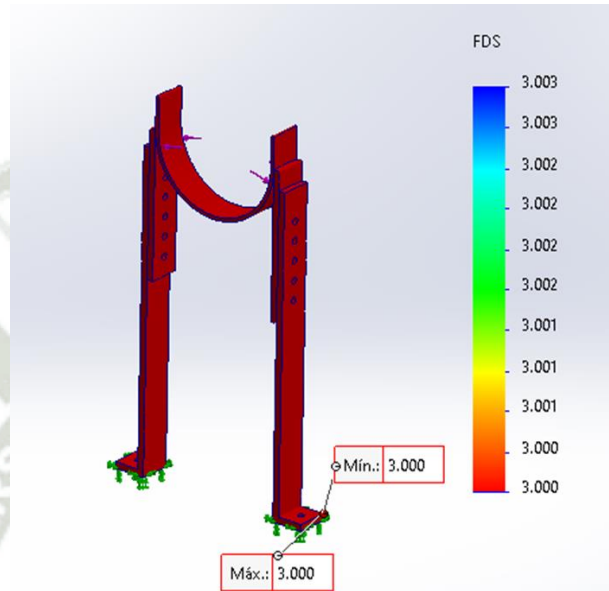


*Nota.* Valores Min: 0 mm - Valores Max: 0.003 mm. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- Factor de Seguridad

**Figura 35**

*Simulación del Factor de Seguridad de Soporte de Ducto Circular*



*Nota.* Valores Min: 0 mm - Valores Max: 0.003 mm. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

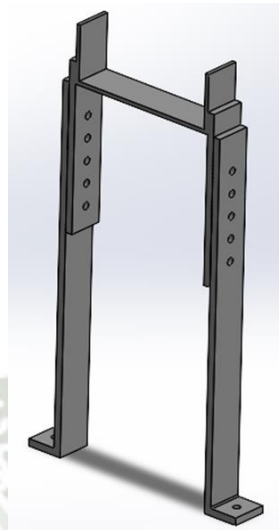
#### 4.4.2 Soporte para el ducto Cuadrado:

Este soporte está diseñado para sostener de manera segura los ductos cuadrados del sistema de ventilación, garantizando estabilidad estructural.

- **Tensión máxima:** La distribución de tensiones muestra que los valores máximos se encuentran dentro de los límites admisibles del material, sin superar su resistencia a la fluencia.
- **Desplazamiento:** Los desplazamientos máximos registrados son mínimos ( $\leq 0.5$  mm), lo que garantiza que el ducto mantenga su alineación y funcionalidad durante la operación.
- **Factor de Seguridad:** El análisis confirma un factor de seguridad mínimo de **2.5**, cumpliendo con los estándares de diseño industrial.

**Figura 36**

*Soporte de Ducto Cuadrado*



*Nota.* Diseño de soporte estructural para ducto rectangular. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- **Cálculo del peso total del tubo de 1m:**

$$\text{Peso total} = \text{Masa} \times \text{Gravedad}$$

$$\text{Peso total} = 7.32 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 71.81 \text{ N}$$

- **Carga en cada soporte:**

$$\text{Carga por soporte} = \frac{\text{Peso total}}{2} = \frac{71.81 \text{ N}}{2} = 35.905 \text{ N}$$

- **Momento máximo flector:**

El momento flector ocurre en la base del soporte, por lo que usamos el brazo de palanca que es la distancia desde el centro de carga hasta el soporte. Sabemos que el tubo esta soportado en ambos extremos y la carga se aplica en el centro.

$$\text{Brazo de palanca} = \frac{\text{Distancia entre soportes}}{2} = \frac{0.8 \text{ m}}{2} = 0.4 \text{ m}$$

$$\text{Momento flector} = \text{Carga por soporte} \times \text{Brazo de palanca}$$

$$M_f = 35.905 \text{ N} \times 0.4 \text{ m} = 14.362 \text{ N.m}$$

- **Momento de inercia:**

Aplicando la formula () momento de inercia:

Altura de la sección ( $h_s$ ): 0.01 m

Ancho de la sección ( $b_s$ ): 0.05 m

Sustituyendo:

$$I_x = \frac{0.05 \times (0.01)^3}{12} = 4.16 \times 10^{-9} m^4$$

Para el momento de inercia total de la pieza utilizaremos el obtenido en la simulación, eligiendo el  $I_x$ , ya que se encuentra en el eje perpendicular a la dirección de la carga, siendo:

$$I_x = 1.3870 \text{ kg} \cdot m^2$$

- **Esfuerzo máximo por flexión:**

Aplicando la formula () esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma_m = \frac{14.362 \text{ N} \cdot m \times \left(\frac{0.01 \text{ m}}{2}\right)}{1.3870 \text{ kg} \cdot m^2} = 0.0518 \text{ MPa}$$

Verificación de esfuerzo permitido:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_y}{\text{Factor de seguridad}} = \frac{517.017 \times 10^6}{2} = 258.51 \text{ MPa}$$

El material cumple con los requisitos de seguridad, debido a:

$$\sigma_m < \sigma_p$$

- **Deflexión máxima:**

El desplazamiento máximo que experimentará el tubo en el punto central debido a la carga se calcula usando la fórmula () de deflexión para una viga simplemente apoyada:

$$\delta = \frac{35.905 \text{ N} \cdot m \times (0.8 \text{ m})^3}{3 \times (190 \times 10^9 \text{ Pa}) \times (1.3870 \text{ kg} \cdot m^2)} = 2.33 \times 10^{-11} \text{ m} = 2.33 \times 10^{-8} \text{ mm}$$

El diseño cumple con los requisitos de seguridad, ya que el esfuerzo máximo está por debajo del esfuerzo permitido, y la deflexión está dentro de los límites aceptables.

#### a. Simulación de Soporte de ducto Cuadrado

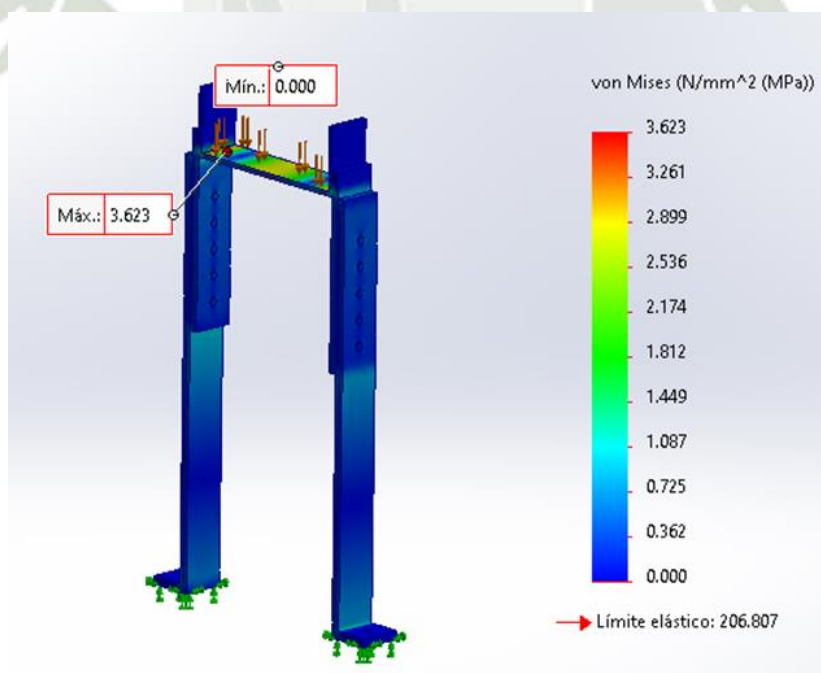
- Simulación de Tensión Soporte de ducto Cuadrado

La Figura 37 presenta los resultados de un estudio de simulación numérica realizado para evaluar el comportamiento mecánico de un soporte de ducto cuadrado bajo condiciones de carga operativa.

El modelo muestra la distribución de tensiones (esfuerzos) en la estructura del soporte, con valores que varían entre 0 MPa (zonas sin carga) y un máximo de 3.623 MPa (puntos críticos de concentración de esfuerzo)

#### Figura 37

*Simulación de Tensión de Soporte de Ducto Cuadrado*



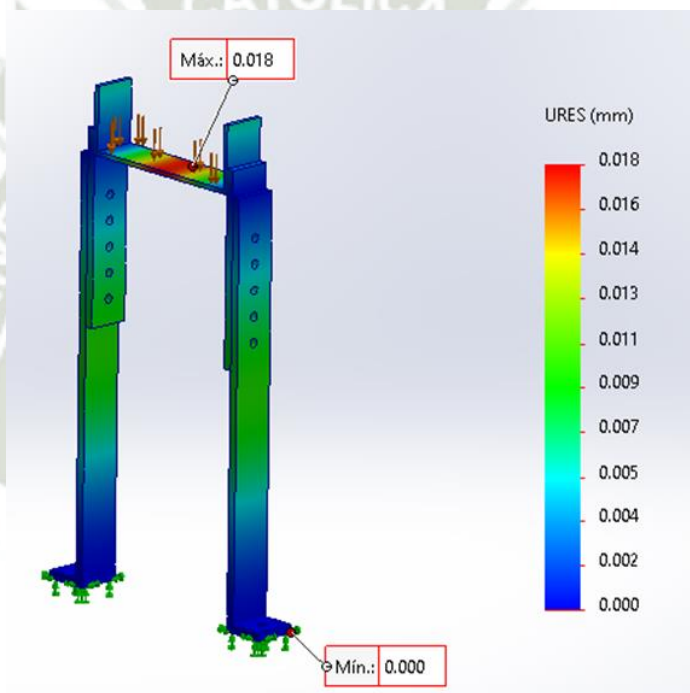
*Nota.* Valores Min: 0 MPa - Valores Max: 3.623 MPa. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- Simulación de Desplazamiento de Soporte de Ducto Cuadrado

Complementando el análisis de tensiones, se evaluó el desplazamiento estructural del soporte bajo carga. Esta simulación revela cómo se deforma el material, asegurando que las deformaciones permanezcan dentro de límites aceptables para evitar colapsos o interferencias con otros componentes del sistema

### Figura 38

Simulación de Desplazamiento de Soporte de Ducto Cuadrado



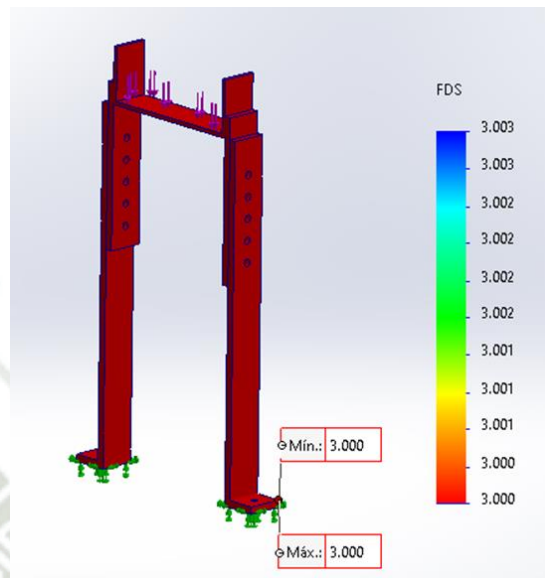
*Nota.* Valores Min: 0 mm - Valores Max: 0.018 mm. Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

- Simulación de Factor de Seguridad Soporte de ducto Cuadrado

La Figura 39 presenta los resultados de una simulación del factor de seguridad aplicado a un soporte de ducto cuadrado, un parámetro crítico en el diseño de sistemas de ventilación y distribución de fluidos.

**Figura 39**

*Simulación de Factor de Seguridad de Soporte de Ducto Cuadrado*



*Nota.* Valor de Factor de Seguridad de  $V_{max} = 3.003$  y  $V_{min} = 3.000$ . Realizado por elaboración propia en ANSYS Workbench 2022 R2.

## CAPÍTULO V

### 5. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

En el ensayo del ventilador es necesario medir y calcular parámetros clave como la presión total, presión estática, potencia útil, potencia al freno, eficiencia total, volumen de aire (caudal) y las revoluciones por minuto (RPM) del ventilador. El propósito de este análisis es verificar si el ventilador cumple con los requerimientos del sistema. En particular, se busca caracterizar el comportamiento del ventilador centrífugo a distintas velocidades de operación.

A una velocidad constante (RPM), se determinarán distintos valores de caudal ( $Q$ ), altura efectiva ( $H$ ), eficiencia total ( $\eta_t$ ), potencia útil y potencia al freno. El procedimiento de ensayo recomendado se centra en la obtención de las curvas características del ventilador.

#### 5.1 Procedimiento del ensayo experimental

Para el presente ensayo se realizará una serie de pasos con la finalidad de obtener los cálculos técnicos del ventilador centrífugo a raíz de las condiciones ambientales, datos físicos e inherentes al laboratorio donde se encuentra el módulo de ventilación.

#### Figura 40

*Módulo de ventilación en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería de Minas*



*Nota.* Distribución de componentes en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería de Minas de la Universidad Católica de Santa María.

Pasos por realizar:

- Colocar un elemento de obstrucción cuya función es de regular el caudal, bajo cuatro medidas de diámetro para el presente ensayo.
- Medir las condiciones ambientales como presión atmosférica, humedad relativa, Temperatura del Bulbo Seco y Temperatura del Bulbo Húmedo.
- Identificar los datos técnicos del motor - ventilador centrífugo para obtener el torque.
- Encender el motor y fijar un RPM en el variador de velocidad. Para el presente ensayo se realizará con tres medidas de RPM.
- Para cada posición de obstrucción, tomar los datos de Presión estática y Presión Total con el Tubo de Pitot en el ducto de salida.
- Una vez realizado el experimento, llevar la velocidad de rotación al mínimo y apagar el motor.
- Calcular la velocidad media en la sección ( $v_m$ ), altura efectiva ( $H$ ), Potencia de freno ( $\dot{W}_{eje}$ ), Potencia útil ( $\dot{W}_{potencia\ útil}$ ) y el cálculo de eficiencia Total ( $\eta_{ventilador}$ ). Así mismo, cálculo de pérdidas primarias, pérdidas secundarias, altura de presión estática y altura de presión de velocidad a los distintos RPM.

### 5.1.1 Regulación de caudal

Para controlar el caudal de aire que atraviesa el sistema, se utiliza una tapa reguladora de caudal, la cual puede ajustarse en diferentes posiciones. A medida que se reduce el diámetro libre mediante la tapa, se genera una mayor restricción al flujo, disminuyendo así el caudal volumétrico. Esta estrategia permite simular condiciones de carga parcial y es fundamental para analizar el comportamiento del ventilador bajo distintas condiciones operativas.

**Tabla 15**

*Diámetro correspondiente a cada posición del regulador*

Posición del regulador del Caudal		
Ítem	Diámetro (cm)	Descripción
1	15	Apertura total del regulador (flujo sin restricción)
2	12	Apertura parcial amplia (flujo - media alto)
3	8	Apertura parcial media (flujo - intermedio)
4	4	Apertura reducida (alta restricción, bajo caudal)

*Nota.* Los valores de diámetro permiten ajustar el caudal del sistema de ventilación según los requerimientos operativos. Realizado por elaboración propia.

Se tienen cuatro medidas de diámetro correspondiente a cada una de las posiciones de apertura del regulador.

### 5.1.2 Medición de condiciones ambientales

Con el uso de los instrumentos de medición como el higrómetro, obtendremos los valores de Temperatura de Bulbo Seco, Temperatura de Bulbo Húmedo. Con el uso de manómetro diferencial, obtendremos la presión atmosférica en la que se encuentra el módulo de ventilación.

**Figura 41**

*Toma de medidas de las condiciones ambientales del laboratorio.*



*Nota.* Uso del higrómetro Sauer mann Si-HH3 para obtener las condiciones ambientales. Realizado por elaboración propia.

### 5.1.3 Datos técnicos del ventilador centrífugo

Es necesario conocer el torque que tiene el motor de nuestro ventilador centrífugo. Para ello, los datos técnicos del motor se encontrarán en la placa que viene por fabricante, tal como se observa en la Figura 26.

### 5.1.4 Puesta en operación del motor y fijación del RPM

Con el variador de frecuencia se fijará los valores de 960 RPM, 1820 RPM y 2800 RPM para fines de obtención de distintos parámetros requeridos para el cálculo.

#### Figura 42

*Variador de frecuencia a 960 RPM*



*Nota.* Se fija la velocidad inicial en 960 RPM. Realizado por elaboración propia.

### 5.1.5 Uso del Tubo de Pitot

Durante la toma de datos, se acopló el tubo de Pitot al anemómetro digital, tal como se observa en la Figura 44. Este instrumento permitió medir con precisión la velocidad del flujo de aire en diversos puntos del sistema, registrándose las lecturas correspondientes de presión estática y presión total. A partir de la diferencia entre ambas se calculó la presión dinámica, un

parámetro clave para analizar el desempeño del sistema de ventilación. Las mediciones se realizaron bajo condiciones controladas y fueron repetidas para garantizar la fiabilidad de los resultados obtenidos.

### Figura 43

*Uso del manómetro digital para lectura de datos*



*Nota.* Procedimiento de medición de presión mediante un manómetro digital, instrumento clave para monitorear el rendimiento del sistema de ventilación. El operador realiza una lectura directa de los valores de presión en tiempo real, garantizando precisión en la recolección de datos. Realizado por elaboración propia.

En el módulo diseñado para analizar el comportamiento de un ventilador centrífugo a distintas revoluciones por minuto (RPM), se llevaron a cabo tres ensayos experimentales a 960 RPM, 1920 RPM y 2800 RPM. El objetivo de estas pruebas fue comprobar que los resultados obtenidos se ajustaran a la teoría que describe el funcionamiento de los ventiladores centrífugos, validando así el diseño y la construcción del módulo implementado para su uso en los laboratorios.

Con el uso del tubo de Pitot y un anemómetro digital, se obtendrá los datos experimentales como la presión estática y total para diferentes regulaciones de diámetro y RPM.

**Tabla 16**

*Ensayo a 960 RPM*

Posición del regulador del Caudal		Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem	Diámetro (cm)		
1	15	34.30	34.60
2	12	27.70	28.80
3	8	14.70	17.80
4	4	7.20	11.50

*Nota.* La pérdida de presión aumenta progresivamente al reducir el diámetro (mayor restricción al flujo). Además, La diferencia entre presión total y estática es mínima en apertura total (flujo libre), pero se amplía en posiciones más cerradas, indicando mayor energía cinética (velocidad del aire). Realizado por elaboración propia.

**Tabla 17**

*Ensayo a 1920 RPM*

Posición del regulador del Caudal		Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem	Diámetro (cm)		
1	15	67.20	67.60
2	12	57.20	58.60
3	8	35.60	40.10
4	4	19.40	26.40

*Nota.* Al duplicar la velocidad (de 960 a 1920 RPM), las presiones se incrementan aproximadamente al doble, siguiendo principios aerodinámicos. Además, La diferencia entre presión total y estática es más marcada, especialmente en posiciones cerradas, debido a la mayor energía cinética generada por la alta velocidad. Realizado por elaboración propia.

**Tabla 18**

*Ensayo a 2800 RPM*

Posición del regulador del Caudal		Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem	Diámetro (cm)		
1	15	104.30	104.80
2	12	88.80	91.10
3	8	52.10	60.30
4	4	28.90	41.40

*Nota.* Operar a 2800 RPM con posiciones cerradas genera altas pérdidas, recomendándose usar solo para necesidades puntuales de alto caudal. Realizado por elaboración propia.

## 5.2 Cálculo de los parámetros del ensayo

Como ejemplo del procedimiento de cálculo, se presenta el análisis correspondiente a la última posición del regulador de caudal operando a 2800 RPM. Los parámetros obtenidos en esta condición permitieron determinar las coordenadas del primer punto en las gráficas de las curvas H-Q tanto del ventilador como del sistema, además de otros indicadores clave del comportamiento del ventilador.

De manera similar, se realizaron los cálculos para las demás posiciones del regulador de caudal, cuyos resultados se organizan en las respectivas tablas de datos.

### 5.2.1 Condiciones Ambientales

Las condiciones ambientales obtenidas del módulo de ventilación son las siguientes:

$$P_{\text{atm}} = 771 \text{ mmHg} = 1.048 \text{ kgf/cm}^2 = 102.79 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{amb}} = 69.3^{\circ}\text{F} = 20.7^{\circ}\text{C}$$

Peso específico del aire:

Previamente se reemplaza lo datos correspondientes en la Ecuación 2-2, para obtener la constante de aire específica del aire bajo las condiciones ambientales.

$$R = \frac{8.3145 \frac{kJ}{mol * K}}{0.02897 \frac{kg}{mol}}$$

$$R = 287.00 \left( \frac{kJ}{kg * K} \right)$$

De la Ecuación 2-1 se colocan los datos, para obtener:

$$y_{aire} = \frac{102.79 kPa * 9.81 \frac{m}{s^2}}{287.00 \left( \frac{kJ}{kg * K} \right) * (20.7 + 273) ^\circ K}$$

$$y_{aire} = 1.24 N/m^3$$

### 5.2.2 Datos técnicos del ventilador centrífugo del Módulo de ensayo

Para el par o torque, se usará la Ecuación 2-26. Siendo el brazo de palanca y fuerza:

$$b = 0.18 m$$

$$F = 0.40 N$$

$$T = 0.40 N * 0.18 m$$

$$T = 0.07 N * m$$

Adicionalmente, es necesario identificar también la longitud del ducto entre los puntos de ingreso (1) y salida (2) y el diámetro del ducto circular. Siendo:

$$L = 3.80 m$$

$$D = 6 in = 152.40 mm$$

### 5.2.3 Cálculo del Caudal (Q)

Para su medición se emplea el tubo de Pitot, que nos permite calcular la velocidad del aire, tanto en el punto de ingreso (1) y el punto de salida (2).

De los datos obtenidos con el Tubo de Pitot, seleccionaremos un valor de la Tabla 16 el cual será 2800 RPM y una apertura de 4cm de diámetro como regulador de caudal.

$$p_{estanc} = 41.40 mm H_2O = 41.40 x 10^{-3} m H_2O$$

$$p_{estática} = 28.90 mm H_2O = 28.90 x 10^{-3} m H_2O$$

Previamente podemos considerar la diferencia entre estos dos valores como el  $\Delta h$  para la posición del regulador de caudal y al determinado, igual a:

Con los valores de la, para 2800 RPM y una apertura de 4 mm de diámetro del regulador de Caudal

$$\Delta h = 41.40 - 28.90 = 7.62 \text{ mm } H_2O = 12.50 \times 10^{-3} \text{ m } H_2O$$

Se tiene un peso específico de  $\gamma_{aire} = 1.243 \text{ N/m}^3$  y el  $\gamma_{agua} = 1000 \text{ kgf/m}^3$

Reemplazando en la Ecuación 2-9.

$$v = \sqrt{\frac{2 * \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} * (12.50 \times 10^{-3} \text{ m } H_2O * 1000 \text{ N/m}^3)}{1.24 \text{ N/m}^3}}$$

$$v = 14.04 \text{ m/s}$$

Es necesario considerar el diámetro hidráulico para el cálculo del Número de Reynolds, para que posteriormente se tenga el régimen de flujo y la velocidad media.

Siendo nuestro ducto inicial del módulo de ventilación de forma rectangular y reemplazando en la Ecuación 2-14.

Las dimensiones de nuestro ducto acrílico son de 150mm x 125mm.

$$D_h = \frac{2(0.150 * 0.125) \text{ m}^2}{(0.150 + 0.125) \text{ m}}$$

$$D_h = 0.152 \text{ m}$$

Reemplazando en la Ecuación 2-14 para obtener el Numero de Reynolds

Siendo:  $\mu = 1.81 \times 10^{-5} \text{ Pa} * \text{s}$

$$Re = \frac{1.24 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * 14.04 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.152 \text{ m}}{1.81 \times 10^{-5} \text{ Pa} * \text{s}}$$

$$Re = 1.47 \times 10^5$$

Siendo de régimen turbulento al ser un número de Reynolds  $Re > 4000$

Para calcular la velocidad media en nuestro sistema de régimen turbulento y ducto no circular. Para ello es necesario calcular primero el factor de fricción y la rugosidad relativa.

Del diagrama de Moody para nuestro ducto de acero estructural, diámetro hidráulico de 0.14 m y número de Reynolds  $1.13 \times 10^5$ , se obtiene:

$$\varepsilon = 0.000045$$

$$D = 0.152 \text{ m}$$

Reemplazando en la Ecuación 2-19 para obtener la rugosidad relativa.

$$\text{rugosidad relativa} = \frac{0.000045}{0.152}$$

$$\text{rugosidad relativa} = 2.96 \times 10^{-4}$$

Reemplazando en la Ecuación 2-18 para obtener el factor de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{2.96 \times 10^{-4}}{3.7} + \frac{2.51}{1.47 \times 10^5 \sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0.019$$

Para flujo turbulento que circula por la sección de salida del ducto se considera la velocidad media en dicha sección como:

$$v_m = 14.04 \frac{\text{m}}{\text{s}} * [1 + 1.43\sqrt{0.019}]$$

$$v_m = 16.81 \text{ m/s}$$

Reemplazando en la Ecuación 2-3:

$$Q = 16.81 \text{ m/s} * \frac{\pi * (0.152\text{m})^2}{4}$$

$$Q = 0.31 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 1098.25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

#### 5.2.4 Cálculo de la altura efectiva (H)

Para el cálculo de la altura efectiva se aplicará la Ecuación de Bernoulli entre dos puntos, el cual es la sumatoria de las presiones estáticas, dinámicas, gravitacionales, la altura de pérdida primaria y las alturas de pérdidas secundarias. Para ello se calculará cada una de ellas para que al final se haga la suma correspondiente.

Para el cálculo de la presión estática en términos de altura a nivel del mar, se realizará el cociente con el factor de corrección, nos apoyaremos con los datos experimentales de la Tabla 16, donde se tiene una presión total de 41.40 mmH<sub>2</sub>O para una abertura de 4 cm de regulador de caudal.

$$\frac{P_{e2}}{\text{factor de corrección}} = \frac{41.40 * 10^{-3} m H_2O}{0.753}$$

$$P_e = 21.76 m. c. H_2O$$

Esta presión estática en términos de altura o carga fue tomada es en el punto central, razón por la que la presión es contante en toda la sección.

La de presión de velocidad en términos de altura en la sección de salida se obtiene de la Tabla 16, donde se tiene una presión total de 12.5 mmH<sub>2</sub>O para una abertura de 4 cm de regulador de caudal.

$$p_d = 0.125 m. c. H_2O$$

Por lo tanto, la suma de la presión estática y dinámica en términos de altura o carga es la presión o carga total. Reemplazando en la Ecuación 2-21.

$$P_t = 21.76 m. c. H_2O + 0.125 m. c. H_2O$$

$$P_t = 21.89 m. c. H_2O$$

Para el cálculo de las perdidas primarias o pérdida de carga mayor, tenemos los siguientes datos:  $f = 0.019$ ,  $L = 3.25 m$ ,  $D_h = 0.14 m$ . Reemplazando en la Ecuación 2-20

$$h_{p1} = 0.019 * \frac{3.25 m}{0.152 m} * \frac{(16.81 m/s)^2}{2 * 9.81 m/s^2}$$

$$h_{p1} = 5.85 \text{ m. c. } H_2O$$

En nuestro módulo de ventilación se presentan varios elementos que generan pérdidas de carga menor: una entrada cuadrada y una salida libre. Por lo que, para el cálculo de las pérdidas secundarias o pérdida de carga menor, se reemplaza en la Ecuación 2-21, obteniendo

$$h_{p2} = (0.5 + 0.75) * \frac{(16.81 \text{ m/s})^2}{2 \left( \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \right)}$$

$$h_{p2} = \frac{1.85 * (16.81 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_{p2} = 18.00 \text{ m. c. } H_2O$$

En conclusión, la altura efectiva será:

$$H = 21.76 \text{ m. c. } H_2O + 0.125 \text{ m. c. } H_2O$$

$$H = 21.89 \text{ m. c. } H_2O$$

La altura del sistema será:

$$h_{tp} = 5.85 \text{ m. c. } H_2O + 18 \text{ m. c. } H_2O$$

$$h_{tp} = 23.86 \text{ m. c. } H_2O$$

### 5.2.5 Cálculo de parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo

Finalmente, es necesario realizar el cálculo de nuestros parámetros intrínsecos del ventilador como la potencia útil, potencia al freno o suministrada, eficiencia del ventilador y el número específico de revoluciones de caudal. Para ello calcularemos la potencia útil inicialmente.

#### b. Potencia al eje del ventilador o Potencia útil ( $\dot{W}_{potencia \text{ útil}}$ )

Reemplazando en la Ecuación 2-26, con los datos de  $\gamma_{aire} = 1.24 \frac{N}{m^3}$ ,  $Q = 0.31 \frac{m^3}{s}$ ,  $H = 21.89 \text{ m. c. } H_2O$

$$\dot{W}_{potencia \text{ útil}} = 1.24 \frac{N}{m^3} * 0.31 \frac{m^3}{s} * 21.89 \text{ m. c. } H_2O$$

$$\dot{W}_{potencia\ útil} = 8.41\ N \cdot \frac{m}{s} * \frac{9.81\ W}{1\ kgf \cdot \frac{m}{s}}$$

$$\dot{W}_{potencia\ útil} = 81.45\ W$$

**c. Cálculo de la potencia suministrada o potencia al freno ( $\dot{W}_{eje}$ )**

Reemplazando en la Ecuación 2-27, con el dato de 2800 RPM en análisis y un torque o par de  $0.07\ kgf \cdot m$ , se obtiene:

$$\dot{W}_{eje} = 0.07\ N \cdot m * 2800\ RPM * \frac{2\pi}{60}$$

$$\dot{W}_{eje} = 21.11\ N \cdot \frac{m}{s} * 9.81\ W$$

$$\dot{W}_{eje} = 207.75\ W$$

**d. Eficiencia total del ventilador ( $\eta_t$ )**

Finalmente, para obtener la eficiencia del ventilador, reemplazamos en la Ecuación 2-28, los datos de potencia útil y potencia suministrada

$$\eta_t = \frac{81.45\ W}{207.75\ W}$$

$$\eta_t = 0.39 = 39\%$$

**e. Número específico de revoluciones de Caudal ( $\eta_q$ )**

El número específico de revoluciones de caudal  $\eta_q$  es un parámetro de funcionamiento del ventilador, cuyo valor indica si el ventilador está funcionando eficientemente.

El rango para un ventilador centrífugo o radial debe estar en el rango:

$$20 < \eta_q < 80$$

Si está en este rango el ventilador está funcionando eficientemente, reemplazamos en la

Ecuación 2-29, con los datos de 2800 RPM,  $Q = 0.31\ \frac{m^3}{s}$  y  $H = 21.89\ m.c.H_2O$

$$N_q = \frac{2800\ RPM \sqrt{0.31\ \frac{m^3}{s}}}{(21.89\ m)^{3/4}}$$

$$N_q = 152.83$$

Por lo tanto:

$$20 < 152.83 < 80$$

Al estar fuera del rango, no está funcionando eficientemente.

### 5.3 Determinación de caudales del sistema

En la Tabla 19, Tabla 20 y Tabla 21 se visualiza los cálculos realizados para todos los RPM y diámetros de abertura correspondiente. Estos cálculos nos permitirán obtener las alturas efectivas bajo cada condición.

**Tabla 19**

*Cálculo de Caudales para  $N = 960$  RPM*

Ítem	Altura de presión de velocidad ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Velocidad máxima (m/s)	Velocidad media (m/s)	Re x 10 <sup>5</sup>	Caudal Q (m <sup>3</sup> /s)
1	0.24	2.18	2.60	0.27	0.05
2	0.88	4.17	4.98	0.44	0.09
3	2.49	6.99	8.37	0.73	0.15
4	3.45	8.23	9.86	0.86	0.17

*Nota.* Cálculo de caudales a 960 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

**Tabla 20**

*Cálculo de Caudales para  $N = 1920$  RPM*

Ítem	Altura de presión de velocidad ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Velocidad máxima (m/s)	Velocidad media (m/s)	Re x 10 <sup>5</sup>	Caudal Q (m <sup>3</sup> /s)
1	0.32	2.51	3.01	0.26	0.05
2	1.13	4.70	5.63	0.49	0.10
3	3.62	8.43	10.09	0.88	0.18
4	5.62	10.51	12.59	1.09	0.22

*Nota.* Cálculo de caudales a 1920 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

**Tabla 21**

*Cálculo de Caudales para  $N = 2800$  RPM*

Ítem	Altura de presión de velocidad ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Velocidad máxima (m/s)	Velocidad media (m/s)	Re x 10 <sup>5</sup>	Caudal Q (m <sup>3</sup> /s)
1	0.40	2.81	3.36	0.29	0.06
2	1.85	6.02	7.21	0.63	0.13
3	6.59	11.37	13.62	1.19	0.25
4	10.05	14.04	16.81	1.47	0.31

*Nota.* Cálculo de caudales a 2800 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

#### 5.4 Cálculo de las alturas efectivas

En la Tabla 22, Tabla 23 y Tabla 24 se presentan los resultados obtenidos para el cálculo de caudales volumétricos bajo distintas condiciones de operación del módulo de ventilación, considerando diferentes velocidades de giro del ventilador. Se muestran los valores de presión dinámica convertida a altura de velocidad. Finalmente, se presenta el caudal total expresado en metros cúbicos por hora.

**Tabla 22**

*Cálculo de Alturas efectivas para  $N = 960$  RPM*

Ítem	Altura de presión estática ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Altura de presión velocidad ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Altura efectiva ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Pérdidas primarias $h_{p1}$ ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Pérdidas secundarias $h_{p2}$ ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )	Altura sistema ( <i>m. c. H<sub>2</sub>O</i> )
1	34.3	0.03	34.6	0.14	0.43	0.57
2	27.7	1.1	28.8	0.51	1.58	2.09
3	14.7	3.1	17.8	1.45	4.47	5.91
4	7.2	4.3	11.5	2.01	6.19	8.21

*Nota.* Cálculo de Alturas efectivas a 960 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

**Tabla 23**

*Cálculo de Alturas efectivas para  $N = 1920$  RPM*

Ítem	Altura de presión estática (m. c. $H_2O$ )	Altura de presión velocidad (m. c. $H_2O$ )	Altura efectiva (m. c. $H_2O$ )	Pérdidas primarias $h_{p1}$ (m. c. $H_2O$ )	Pérdidas secundarias $h_{p2}$ (m. c. $H_2O$ )	Altura sistema (m. c. $H_2O$ )
1	67.2	0.4	67.6	0.19	0.58	0.76
2	57.2	1.4	58.6	0.65	2.02	2.67
3	35.6	4.5	40.1	2.11	6.48	8.89
4	19.4	7	26.4	3.28	10.08	13.36

*Nota.* Cálculo de Alturas efectivas a 1920 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

**Tabla 24**

*Cálculo de Alturas efectivas para  $N = 2800$  RPM*

Ítem	Altura de presión estática (m. c. $H_2O$ )	Altura de presión velocidad (m. c. $H_2O$ )	Altura efectiva (m. c. $H_2O$ )	Pérdidas primarias $h_{p1}$ (m. c. $H_2O$ )	Pérdidas secundarias $h_{p2}$ (m. c. $H_2O$ )	Altura sistema (m. c. $H_2O$ )
1	104.3	0.5	104.8	0.23	0.72	0.95
2	88.8	2.3	91.1	1.08	3.32	4.39
3	52.1	8.2	60.3	3.84	11.81	15.65
4	28.9	12.5	41.4	5.85	18.00	23.86

*Nota.* Cálculo de Alturas efectivas a 2800 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

### 5.5 Relación caudal vs. altura en el ventilador centrífugo

La Tabla 25, presenta un resumen de los resultados obtenidos para construir las curvas características de comportamiento del ventilador centrífugo, relacionando el caudal volumétrico con la altura total de presión, expresada en metros de columna de aire. Se han considerado tres velocidades de operación del ventilador: 960, 1920 y 2800 RPM. Los valores muestran cómo, a medida que incrementa la velocidad de rotación, se logra transportar un mayor caudal y vencer una mayor altura de presión. Esta información es fundamental para

evaluar el rendimiento del ventilador bajo distintas condiciones de operación y para definir su punto de funcionamiento óptimo en aplicaciones reales.

**Tabla 25**

*Caudales y Altura Efectivas a diferentes RPM*

Ítem	960 RPM		1920 RPM		2800 RPM	
	Q (m <sup>3</sup> /h)	H (m.c.H <sub>2</sub> O)	Q (m <sup>3</sup> /h)	H (m.c.H <sub>2</sub> O)	Q (m <sup>3</sup> /h)	H (m.c.H <sub>2</sub> O)
1	170.14	25.83	196.46	50.61	219.65	78.54
2	325.79	20.86	367.54	43.09	471.10	66.89
3	546.92	11.10	658.95	26.85	889.51	39.31
4	644.14	5.47	821.86	14.68	1098.25	21.89

*Nota.* Relación entre Caudal y Altura efectiva a 960, 1920 y 2800 RPM para diversas aberturas realizadas en el laboratorio. Realizado por elaboración propia

### 5.6 Curvas de comportamiento del ventilador centrífugo

- Las Figura 44, De manera análoga, de la Tabla 25 se tabula los puntos a 1920 RPM, para obtener la curva característica del ventilador, siendo el caudal en el eje de las abscisas y la presión en el eje de las ordenadas.

Figura 45 y Figura 46, muestran las curvas características H–Q correspondientes al comportamiento del ventilador centrífugo a diferentes velocidades de operación. En estas gráficas se observa cómo la altura efectiva disminuye conforme incrementa el caudal volumétrico, lo cual es característico del funcionamiento de este tipo de ventiladores. Además, se han ajustado curvas polinomiales de segundo grado para representar el comportamiento teórico del sistema, permitiendo establecer ecuaciones que describen la relación funcional entre el caudal y la altura. Estas representaciones gráficas permiten evaluar el rendimiento del equipo, comparar el comportamiento en distintas condiciones de operación y seleccionar el punto de trabajo más eficiente para aplicaciones prácticas.

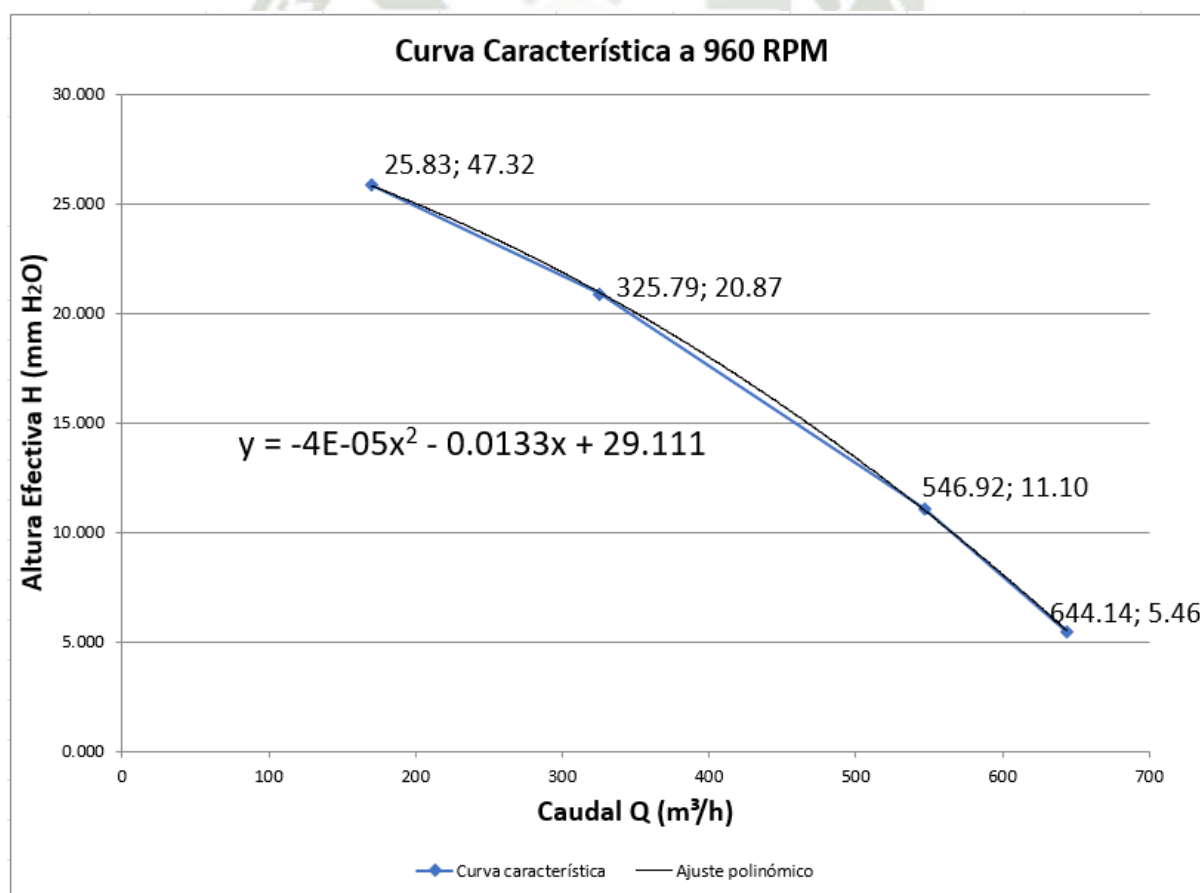
A continuación, se visualizará la curva del ventilador a diferentes RPM, los cuales con la curva sistema nos brinda el punto óptimo de operación.

**a. Curva característica del ventilador a 960 RPM**

- De la Tabla 25, se tabula los puntos a 960 RPM, para obtener la curva característica del ventilador, siendo el caudal en el eje de las abscisas y la presión en el eje de las ordenadas.

**Figura 44**

*Curva Característica del Ventilador a 960 RPM*



*Nota.* La gráfica muestra la relación entre el caudal (Q) y la altura efectiva (H) del ventilador operando a 960 RPM, junto con un ajuste polinómico que modela su comportamiento. Realizado por elaboración propia

La altura efectiva (H) disminuye de forma no lineal a medida que aumenta el caudal (Q), típico de sistemas de ventilación centrífugos. El término cuadrático domina en caudales altos, reflejando pérdidas por turbulencia.

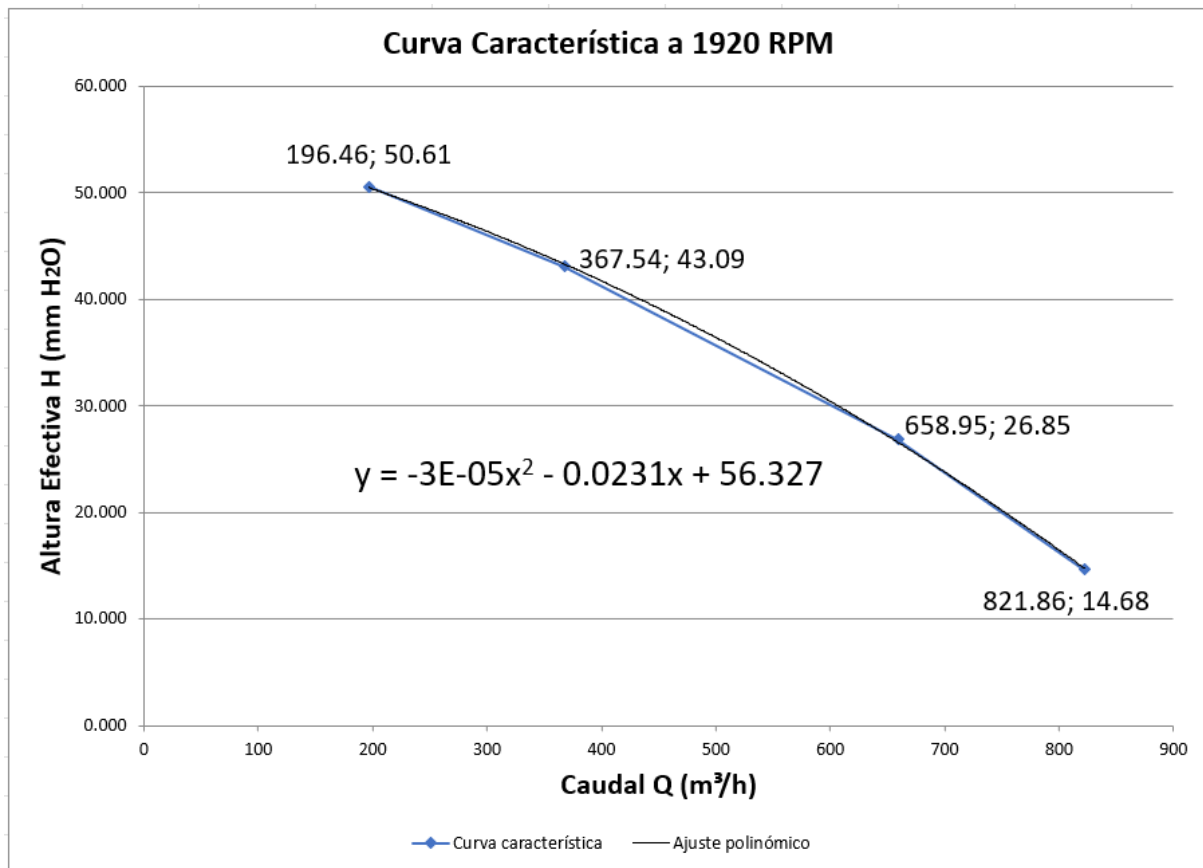
A 960 RPM, el caudal máximo teórico es aproximadamente 180 m<sup>3</sup>/h o 0.05 m<sup>3</sup>/s, coherente con los 338 m<sup>3</sup>/h o 0.094 m<sup>3</sup>/s medidos en apertura reducida (4 cm). La discrepancia se explica porque la curva característica asume flujo libre, mientras que las tablas incluyen restricciones por diámetros variables.

#### **b. Curva característica del ventilador a 1920 RPM**

- De manera análoga, de la Tabla 25 se tabula los puntos a 1920 RPM, para obtener la curva característica del ventilador, siendo el caudal en el eje de las abscisas y la presión en el eje de las ordenadas.

#### **Figura 45**

*Curva Característica del Ventilador a 1920 RPM*



*Nota.* La curva característica a 1920 RPM muestra que la altura efectiva (H) disminuye de forma cuadrática con el caudal (Q), según el ajuste polinómico presentado. Realizado por elaboración propia

### c. Curva característica del ventilador a 2800 RPM

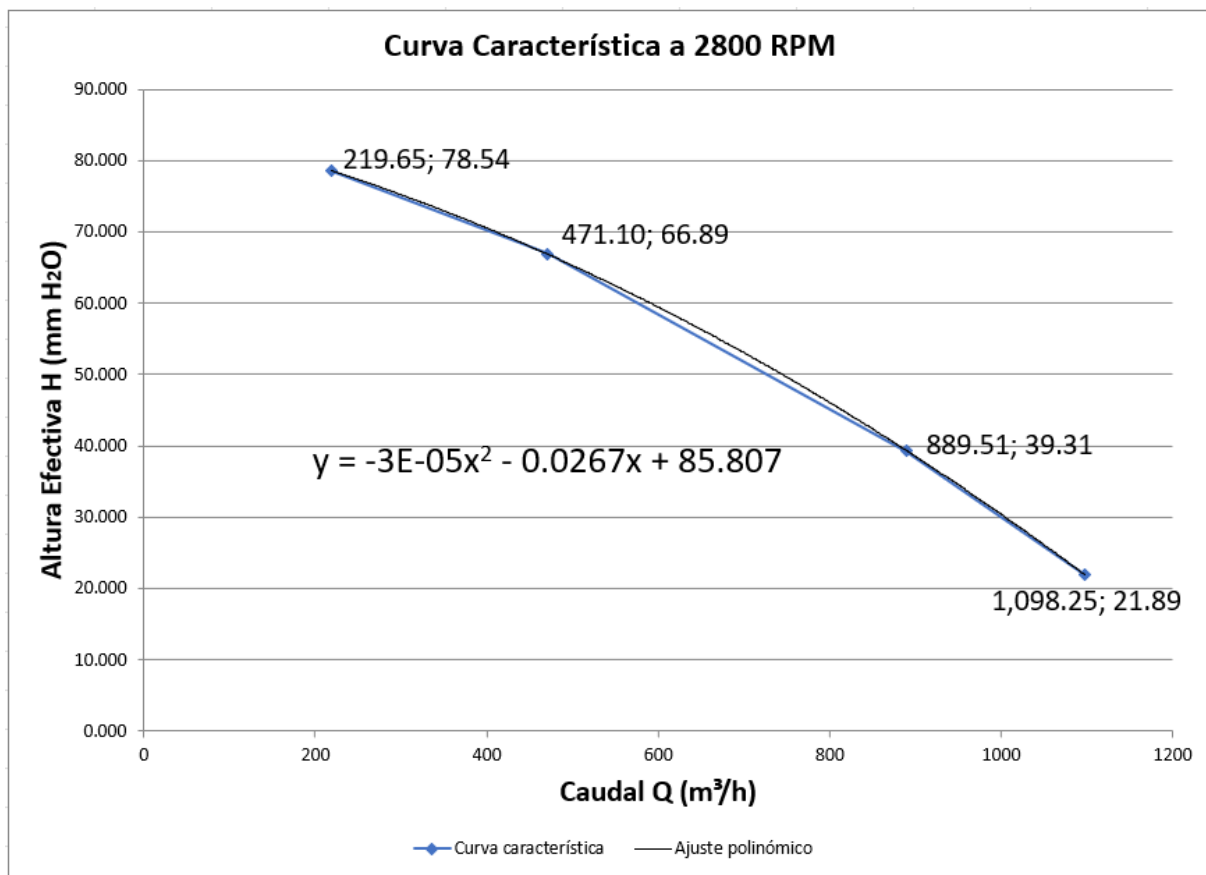
- Finalmente, para la sección de curvas características. De la Tabla 25 se tabula los puntos a 2800 RPM, para obtener la curva característica del ventilador, siendo el caudal en el eje de las abscisas y la presión en el eje de las ordenadas.
- La Figura 46 presenta la curva característica del ventilador funcionando a 2800 RPM. En ella se aprecia cómo la altura efectiva disminuye progresivamente conforme el caudal aumenta, lo que refleja el comportamiento típico de los ventiladores bajo esta condición de operación. Se observa que, a bajos caudales, la presión generada es considerablemente alta (84.46 mm H<sub>2</sub>O), mientras que al aumentar el caudal hasta aproximadamente 305.44 m<sup>3</sup>/h, la presión disminuye a 37.86 mm H<sub>2</sub>O. Este comportamiento se ajusta mediante una función polinómica de segundo grado, que

permite modelar la tendencia de forma continua, facilitando la identificación del punto de operación cuando se superpone con la curva del sistema correspondiente.



**Figura 46**

*Curva Característica del Ventilador a 2800 RPM*



*Nota.* La curva característica a 1920 RPM muestra que sigue el comportamiento cuadrático típico, pero con pendiente más suave, indicando menor impacto de las pérdidas turbulentas a altos caudales. Realizado por elaboración propia

### 5.7 Cálculos para la construcción de las curvas del sistema

Para la elaboración de las curvas correspondientes al sistema de ventilación con ventilador centrífugo a distintas RPM, se utilizaron los caudales como valores en el eje de las abscisas, mientras que en el eje de las ordenadas se representaron las alturas del sistema ( $H_{sist}$ ). Estas alturas se calcularon sumando las pérdidas primarias y las pérdidas secundarias, a partir de los parámetros obtenidos en los ensayos.

Este procedimiento se aplicó para cada una de las posiciones del regulador de caudal, permitiendo así construir las curvas del sistema en función de las diferentes condiciones de operación.

Cabe resaltar que todas las presiones que se muestran a continuación están expresadas en (m. c.  $H_2O$ ).

**Tabla 26**

*Altura de pérdida secundaria y primaria del sistema a diferentes RPM*

Ítem	960 RPM			1920 RPM			2800 RPM		
	$h_{p1}$	$h_{p2}$	$H_{sist}$	$h_{p1}$	$h_{p2}$	$H_{sist}$	$h_{p1}$	$h_{p2}$	$H_{sist}$
1	0.14	0.43	0.57	0.18	0.57	0.76	0.23	0.72	0.95
2	0.51	1.58	2.10	0.65	2.01	2.67	1.07	3.31	4.39
3	1.45	4.46	5.91	2.11	6.48	8.59	3.83	11.81	15.65
4	2.01	6.19	8.21	3.28	10.08	13.36	5.85	18.00	23.86

*Nota.* La altura total del sistema escala con el incremento de RPM y restricción de flujo, alcanzando valores máximos a 2800 RPM con menor apertura del ducto. Realizado por elaboración propia

### 5.8 Resumen de Resultados de las Curvas del Sistema Ventilador Centrifugo

La Tabla 27 presenta la variación de la altura del sistema en función del caudal volumétrico para tres velocidades de operación del ventilador centrífugo: 960, 1920 y 2800 RPM. Se evidencia que, conforme aumenta el caudal, la altura del sistema también se incrementa, lo cual concuerda con el comportamiento cuadrático característico de las pérdidas hidráulicas. Esta información resulta esencial para trazar las curvas del sistema y determinar el punto de operación, definido por la intersección con las curvas características del ventilador.

**Tabla 27**

*Altura del sistema en función del caudal a diferentes RPM*

Ítem	960 RPM			1920 RPM			2800 RPM		
	Q (m <sup>3</sup> /s)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Hsist (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Hsist (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Hsist (m)
1	0.05	170.14	0.57	0.05	196.46	0.76	0.06	219.65	0.95
2	0.09	325.79	2.10	0.10	367.54	2.67	0.13	471.09	4.39
3	0.15	546.92	5.92	0.18	658.95	8.59	0.24	889.51	15.65
4	0.18	644.14	8.21	0.23	821.86	13.36	0.31	1098.25	23.86

*Nota.* La relación entre caudal y altura del sistema sigue un patrón no lineal, con incrementos más pronunciados a mayores RPM. Realizado por elaboración propia

### 5.9 Gráfico de las Curvas del Sistema y Punto de Operación del Sistema

A continuación, se presentan las curvas del sistema para distintas velocidades de operación del ventilador centrífugo, expresadas en RPM. Estas curvas reflejan la relación entre el caudal y la altura del sistema, determinada por la suma de las pérdidas de carga mayores y menores en función del flujo transportado. Su forma cuadrática ascendente es consistente con la teoría, dado que las pérdidas por fricción aumentan proporcionalmente al cuadrado del caudal.

Estas curvas del sistema son esenciales para identificar el punto de operación del ventilador, ya que su intersección con la curva característica del equipo —la cual describe la altura que el ventilador puede generar a distintos caudales— define el equilibrio entre la capacidad del ventilador y las exigencias del sistema. Este punto permite establecer el funcionamiento óptimo en términos de eficiencia energética y desempeño volumétrico.

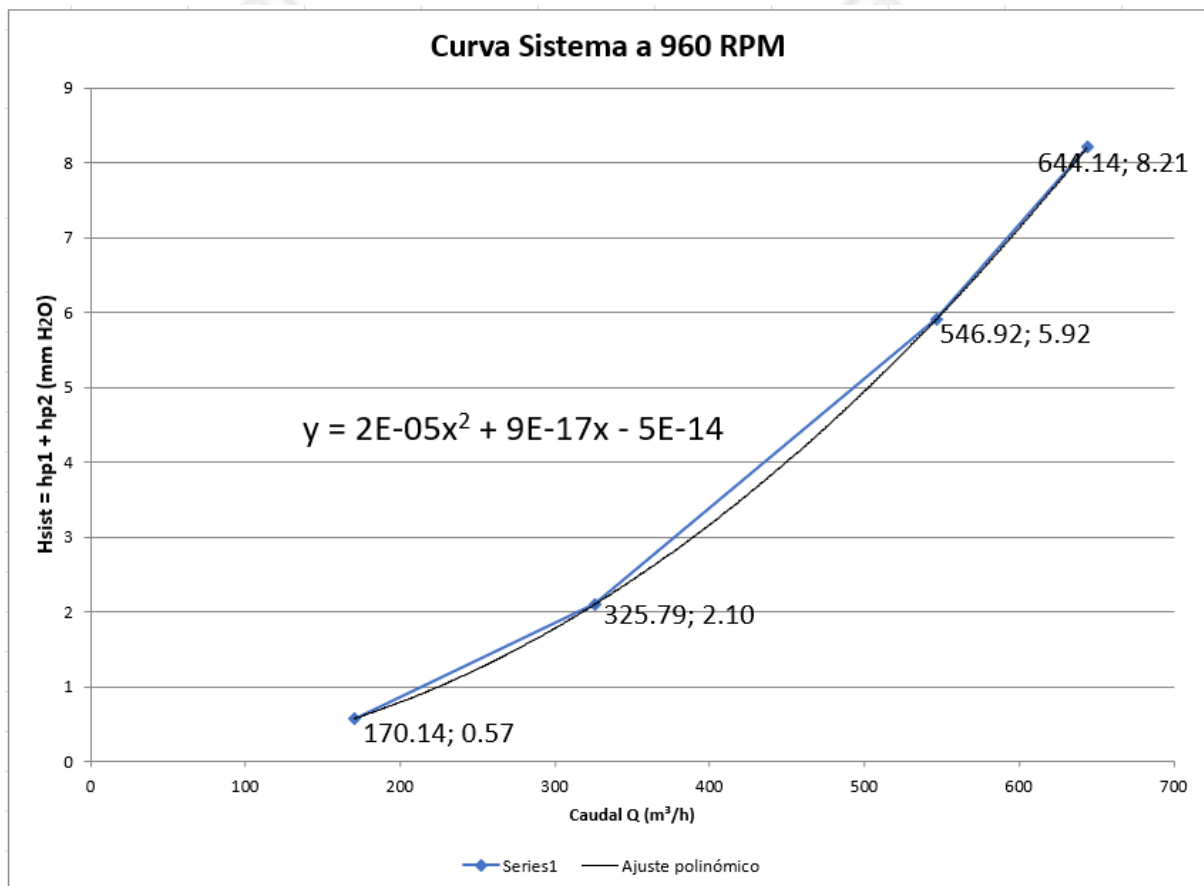
#### a. Curva del sistema del ventilador a 960 RPM

En la Figura 49 se muestra la comparación entre la curva del sistema y la curva característica del ventilador a 960 RPM. El punto de intersección, correspondiente al punto de operación, se presenta a un caudal de 226.5 m<sup>3</sup>/h y una presión de 4.573 mm H<sub>2</sub>O. Este punto representa el equilibrio entre la presión disponible suministrada por el ventilador y la presión

requerida por el sistema para dicho caudal. La curva del sistema, con tendencia parabólica ascendente, fue trazada considerando la suma de las pérdidas  $y$ ; mientras que la curva característica del ventilador exhibe un comportamiento descendente con el aumento del caudal, característica propia de los ventiladores centrífugos.

**Figura 47**

*Curva Sistema del Ventilador a 960 RPM*

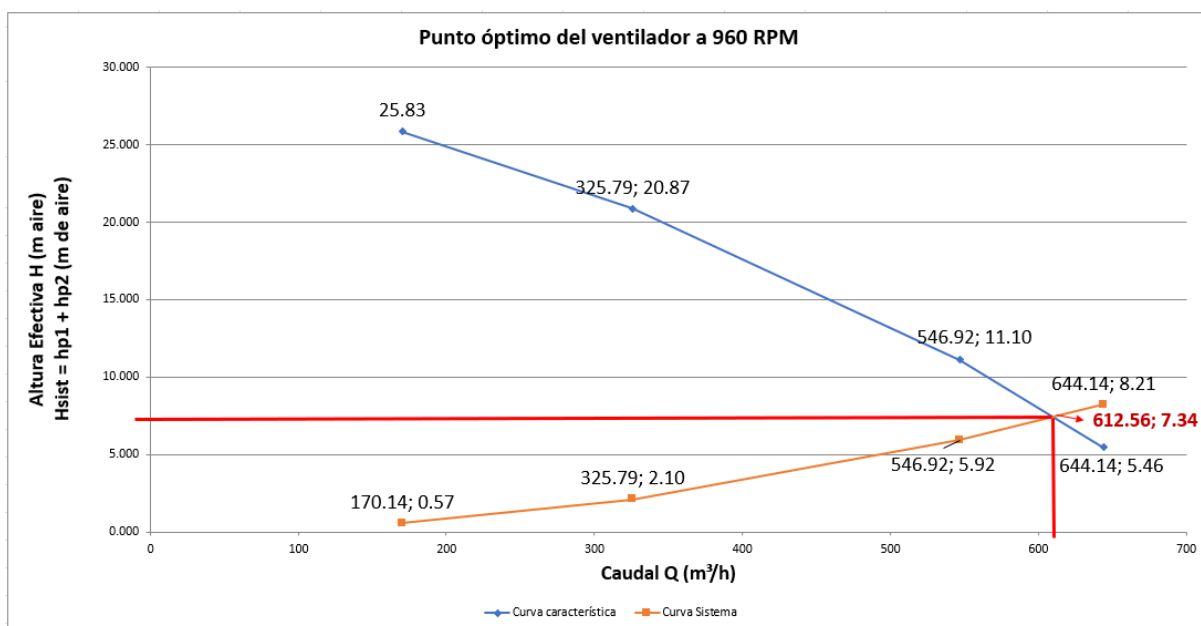


*Nota.* La curva del sistema presenta un crecimiento cuadrático suave. Coincide con los valores tabulados para 960 RPM. Realizado por elaboración propia

Los resultados son consistentes con las mediciones realizadas durante las pruebas, donde se verificó que el ventilador opera dentro de sus parámetros de diseño. Cabe destacar que este punto de operación garantiza un funcionamiento estable del sistema de ventilación bajo estas condiciones específicas.

**Figura 48**

*Punto de operación del sistema a 960 RPM*



*Nota.* Los resultados fueron validados mediante simulaciones en AFT Fathom, confirmando el comportamiento esperado del sistema. Realizado por elaboración propia.

El gráfico muestra la intersección entre la curva característica del ventilador y la curva del sistema, determinando el punto óptimo de funcionamiento. Para esta configuración a 960 RPM, el equilibrio se alcanza con un caudal de 612.56 m³/h y una presión de 7.64 m H<sub>2</sub>O.

Este punto representa las condiciones donde la capacidad del ventilador satisface exactamente las pérdidas del sistema. La validación mediante AFT Fathom confirma la precisión de estos resultados, demostrando que el ventilador opera dentro de sus parámetros de diseño.

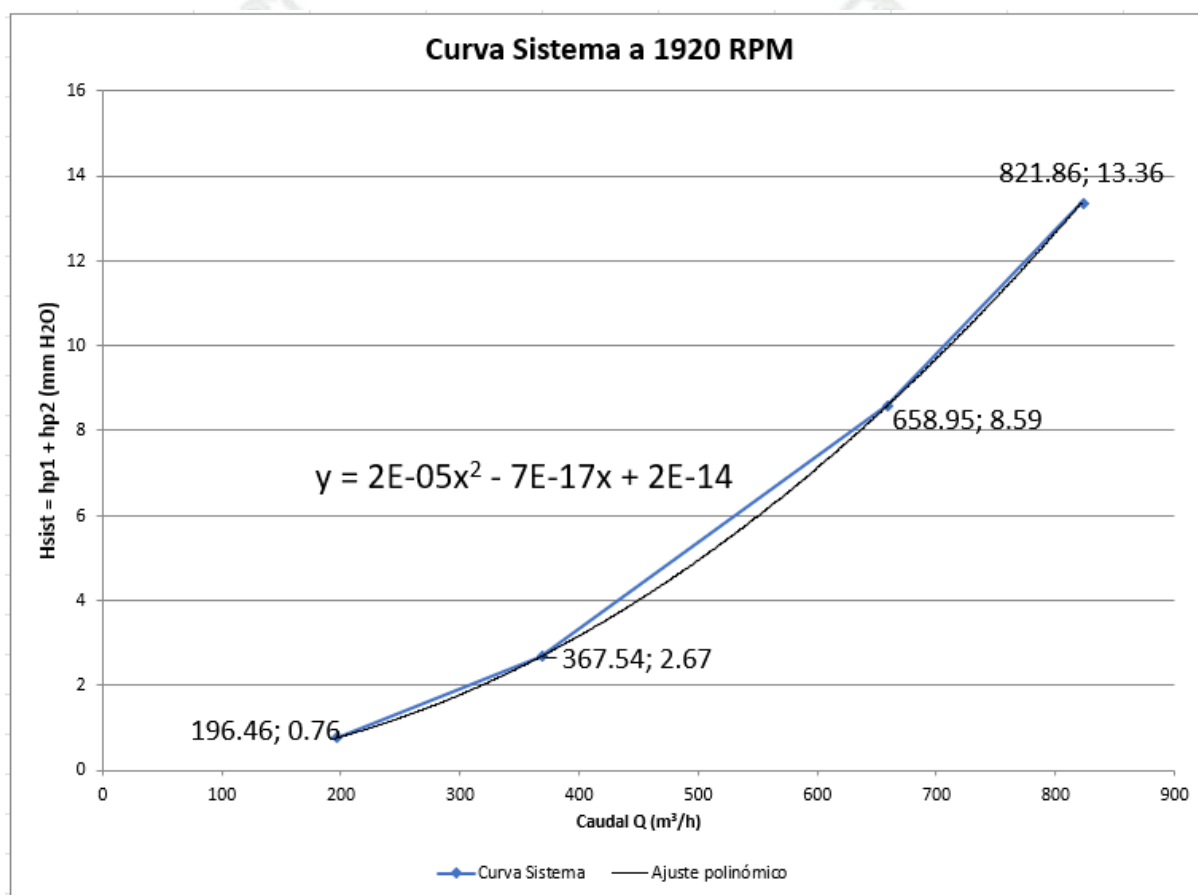
**b. Curva del sistema del ventilador a 1920 RPM**

La Figura 50 representa, la curva del sistema del ventilador operando a 1920 RPM, donde se observa la relación entre el caudal volumétrico y la suma de pérdidas de carga distribuidas y localizadas (Hp1 + Hp2), expresada en mm de H<sub>2</sub>O. La ecuación polinómica que ajusta los puntos calculados permite modelar el comportamiento del sistema de ventilación en función del caudal. Por otro lado, en la figura siguiente se comparan la curva característica del

ventilador y la curva del sistema, ambas a 1920 RPM, obteniéndose su punto de operación en la intersección de ambas curvas. Dicho punto indica un caudal de 822.48 m<sup>3</sup>/h y una presión de 14.34 m H<sub>2</sub>O, lo que representa el equilibrio entre la capacidad del ventilador y las pérdidas del sistema para esas condiciones de operación.

**Figura 49**

*Curva Sistema del Ventilador a 1920 RPM*



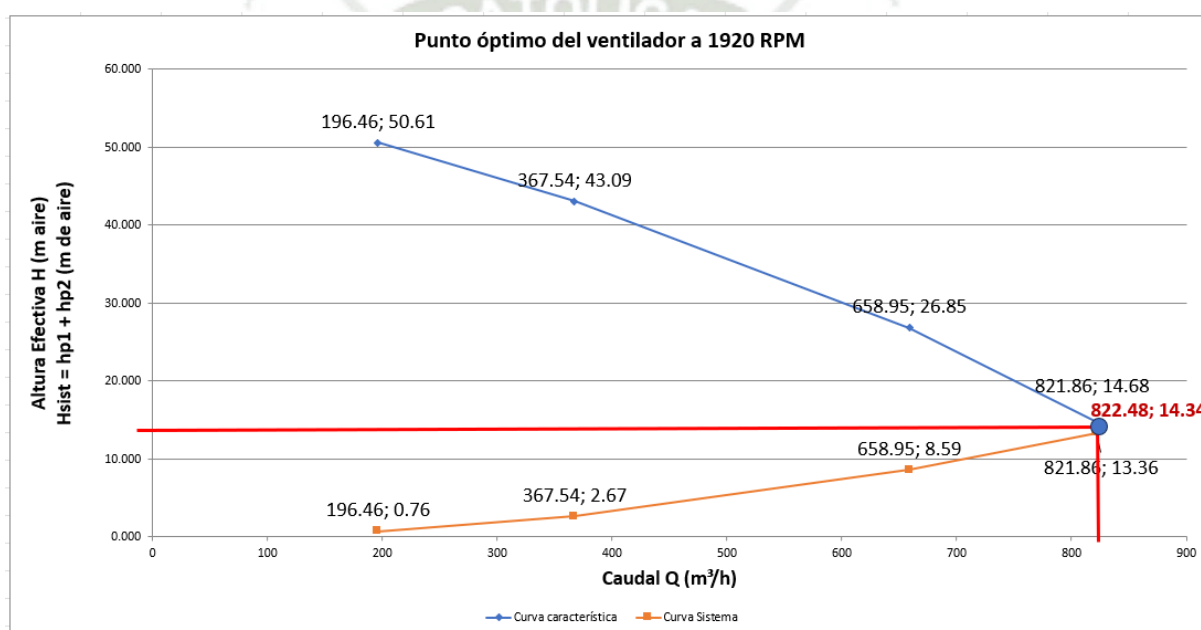
*Nota.* La curva evidencia el comportamiento cuadrático típico de sistemas de ventilación, alcanzando 1.69 mm H<sub>2</sub>O a 228.57 m<sup>3</sup>/h. Realizado por elaboración propia

Asimismo, se observa que el punto de operación se encuentra cercano al extremo inferior de la curva característica del ventilador, lo cual podría indicar que el sistema presenta una baja resistencia al flujo o que la configuración de ductos y elementos conectados ofrece pocas pérdidas de presión. Esta condición puede ser favorable desde el punto de vista energético, ya que el ventilador no requiere una gran altura manométrica para mover el caudal previsto. Sin

embargo, si el ventilador opera de forma continua en esta zona, es importante verificar que no se exceda el límite inferior de eficiencia operativa, ya que trabajar lejos del punto de máxima eficiencia puede implicar un mayor consumo energético relativo y un desgaste acelerado del equipo. Se recomienda evaluar también el comportamiento de otros puntos de trabajo ante variaciones en el sistema.

**Figura 50**

*Punto de operación del sistema a 1920 RPM*



*Nota.* Los resultados fueron validados mediante simulaciones en AFT Fathom, confirmando el comportamiento esperado del sistema. Realizado por elaboración propia.

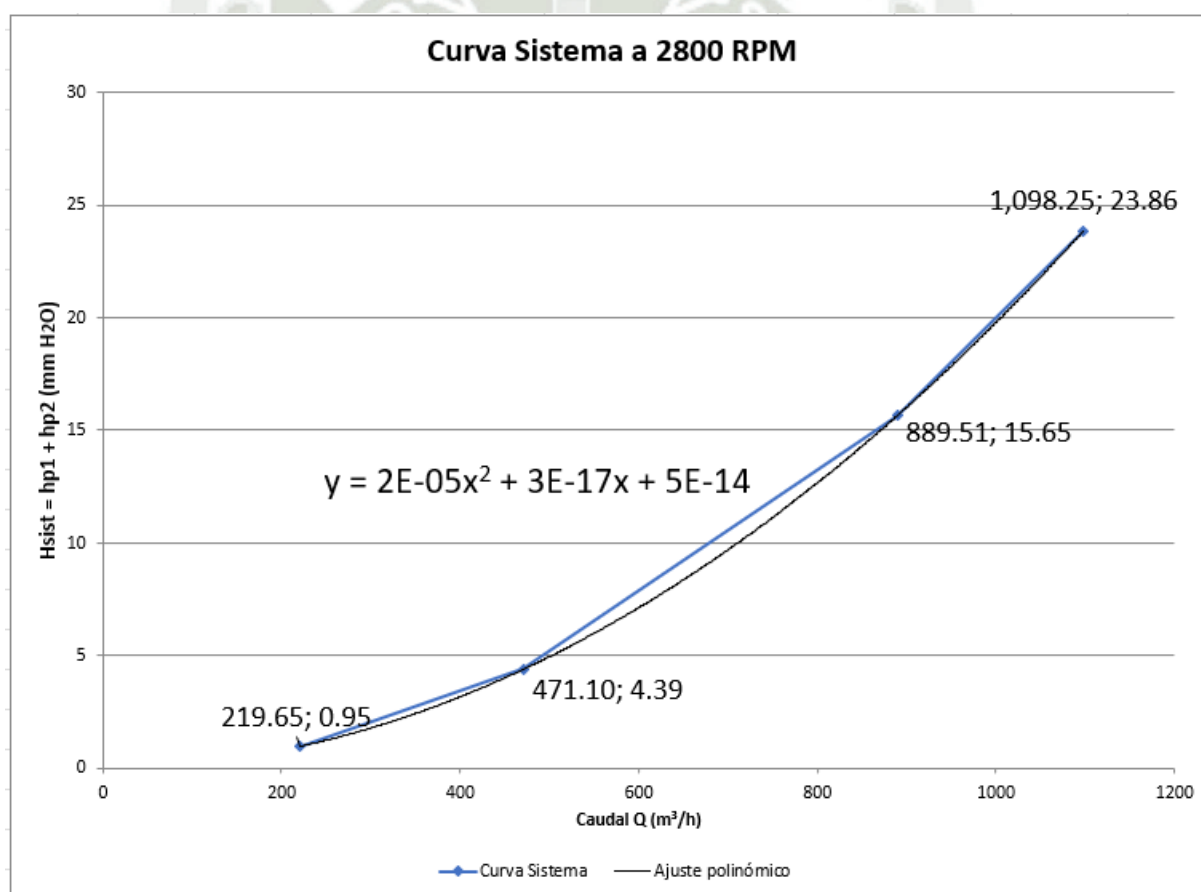
**c. Curva del sistema del ventilador a 2800 RPM**

En la Figura 51, se muestra la curva del sistema correspondiente a la velocidad de rotación de 2800 RPM. Esta gráfica representa la suma de las pérdidas por fricción (hp1) y las pérdidas localizadas (hp2) en función del caudal, expresadas como altura total del sistema. Como se observa, la curva del sistema sigue una tendencia polinómica ascendente, reflejando el incremento de las pérdidas de carga a mayores caudales.

Por otro lado, la Figura 52, presenta la superposición de la curva característica del ventilador con la curva del sistema a 2800 RPM. En este gráfico se identifica claramente el punto de operación del ventilador, determinado por la intersección de ambas curvas, el cual ocurre a un caudal de 1088.32 m<sup>3</sup>/h y una presión de 22.45 m H<sub>2</sub>O. Este punto representa las condiciones en las que el ventilador entrega el caudal requerido venciendo las pérdidas del sistema, validando el equilibrio entre la curva del equipo y la demanda hidráulica del sistema.

**Figura 51**

*Curva Sistema del Ventilador a 2800 RPM*

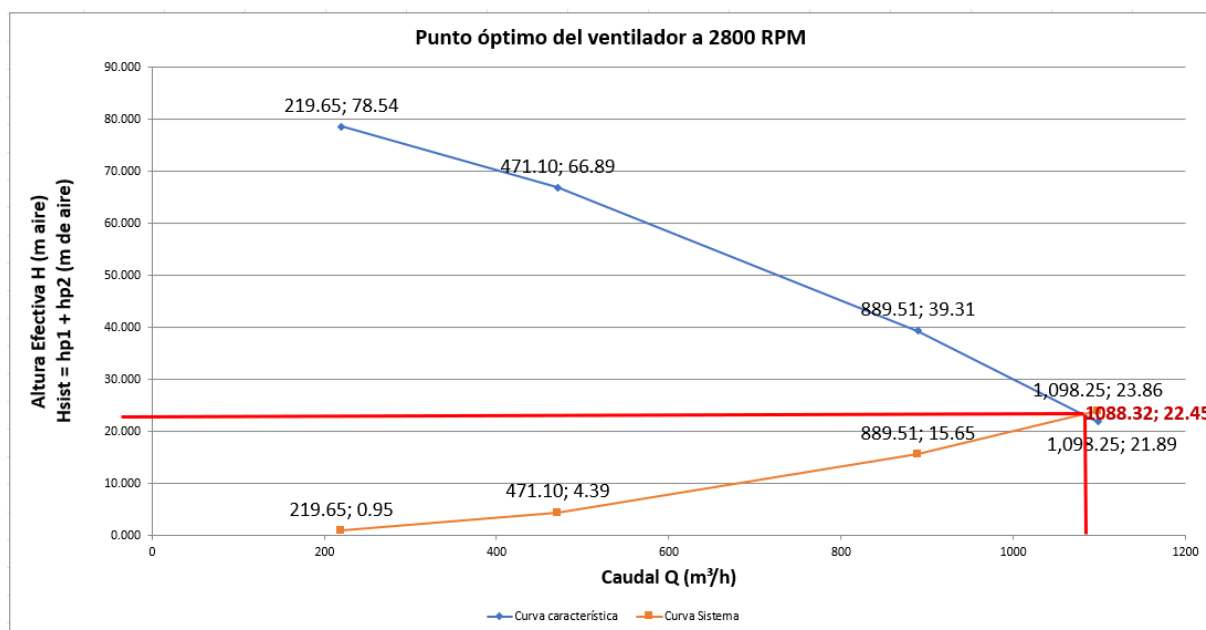


*Nota.* La curva a 2800 RPM alcanza 3.02 mm H<sub>2</sub>O, mostrando un crecimiento cuadrático acentuado. Datos consistentes con pruebas previas. Realizado por elaboración propia.

La mayor pendiente refleja el aumento significativo de pérdidas por turbulencia a altos caudales significativas en caudales mayores a 300 m<sup>3</sup>/h, afectando eficiencia energética

**Figura 52**

*Punto de operación del sistema a 2800 RPM*



*Nota.* Los resultados fueron validados mediante simulaciones en AFT Fathom, confirmando el comportamiento esperado del sistema. Realizado por elaboración propia.

Se observa que, a 2800 RPM, el ventilador opera en una zona eficiente del sistema, alcanzando un equilibrio entre presión y caudal que asegura un desempeño estable y adecuado para las condiciones requeridas.

### 5.10 Resultado de los Parámetros de Funcionamiento del Ventilador Centrífugo

En la Tabla 28, se presentan los parámetros de funcionamiento del ventilador a 960 RPM, observándose una eficiencia total relativamente baja debido a las limitaciones operativas en este régimen de giro. El número específico de revoluciones de caudal varía considerablemente, indicando una sensibilidad del ventilador a los cambios en el caudal a bajas velocidades

**Tabla 28**

*Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 960 RPM*

Ítem	Potencia aerodinámica o útil $P_a$ (W)	Potencia al eje $\dot{W}_{eje}$ (W)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	14.89	71.23	20.91%	18.21
2	23.04	71.23	32.34%	29.58
3	20.57	71.23	28.88%	61.53
4	11.92	71.23	16.75%	113.62

*Nota.* El ventilador alcanza su máxima eficiencia (32.34%) en el ítem 2, aunque con valores globalmente bajos (<33%). Realizado por elaboración propia.

La Tabla 29 muestra un incremento en la eficiencia total del ventilador al operar a 1920 RPM, alcanzando un valor máximo de 32.34%. Este comportamiento evidencia una mejor conversión de potencia al aumentar la velocidad de giro.

Este incremento progresivo se vuelve relevante en el análisis de desempeño energético del sistema, ya que demuestra cómo las condiciones de operación influyen directamente en la eficiencia aerodinámica del ventilador. Asimismo, al comparar estos resultados con otras velocidades de rotación, se puede observar una tendencia clara en la relación entre el caudal transportado, la potencia requerida y la eficiencia alcanzada.

**Tabla 29**

*Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 1920 RPM*

Ítem	Potencia aerodinámica o útil $P_a$ (W)	Potencia al eje $\dot{W}_{eje}$ (W)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	33.69	142.46	23.65%	0.76
2	53.66	142.46	37.67%	2.67
3	59.96	142.46	42.09%	8.59
4	40.88	142.46	28.70%	13.36

*Nota.* El ventilador alcanza su máxima eficiencia (42.09%) en el ítem 3. Valores coherentes con diseño centrífugo. Realizado por elaboración propia.

La Tabla 30 presenta los resultados a 2800 RPM, donde se obtiene el mejor desempeño del ventilador, con una eficiencia total de hasta 42.09%. Estos valores reflejan una operación más estable y eficiente, siendo esta velocidad la que ofrece un mayor aprovechamiento energético del sistema, con valores altos de  $N_q$  que consolidan su funcionamiento en un rango óptimo.

**Tabla 30**

*Parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo a 2800 RPM*

Ítem	Potencia aerodinámica o útil $P_a$ (W)	Potencia al eje $\dot{W}_{eje}$ (W)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	58.46	207.75	28.14%	0.95
2	106.77	207.75	51.40%	4.39
3	118.49	207.75	57.03%	15.65
4	81.45	207.75	39.21%	23.86

*Nota.* El ventilador alcanza su máxima eficiencia (57.03%) en el ítem 3.. Realizado por elaboración propia.

El análisis integral del ventilador centrífugo a diferentes velocidades de rotación (960, 1920 y 2800 RPM) ha permitido caracterizar su comportamiento dinámico bajo diversas condiciones operativas. A partir de la construcción de las curvas características, se ha evidenciado la variación de la altura efectiva (o presión) en función del caudal, mostrando una tendencia decreciente típica de ventiladores centrífugos. Estas curvas han sido ajustadas mediante modelos polinómicos de segundo orden, facilitando la identificación precisa del comportamiento del equipo en cada régimen de trabajo.

En paralelo, las curvas del sistema han sido desarrolladas considerando las pérdidas distribuidas y localizadas, así como los componentes de presión estática y dinámica. Los ajustes realizados permitieron superponer dichas curvas con las curvas características del ventilador, determinando gráficamente los puntos óptimos de operación. Estos puntos representan las

condiciones en las cuales el ventilador opera de forma estable, donde la presión generada iguala las exigencias del sistema, logrando el equilibrio hidráulico.

La intersección de ambas curvas en cada caso permitió identificar los caudales y presiones reales de trabajo para cada velocidad, siendo estos valores fundamentales para evaluar el rendimiento operativo. Asimismo, los parámetros de funcionamiento detallados en las Tablas 28, 29 y 30 proporcionan información sobre la eficiencia total, la potencia aerodinámica y el número específico de revoluciones de caudal  $Nq$ , indicadores clave para estimar el desempeño energético del ventilador.

En general, se concluye que el ventilador alcanza su mejor desempeño a 2800 RPM, evidenciado por la mayor eficiencia energética y una mayor adaptación del caudal a las demandas del sistema. Estos resultados son cruciales para optimizar el diseño de sistemas de ventilación, minimizar pérdidas energéticas y garantizar un funcionamiento eficiente y confiable del equipo en condiciones reales de operación.

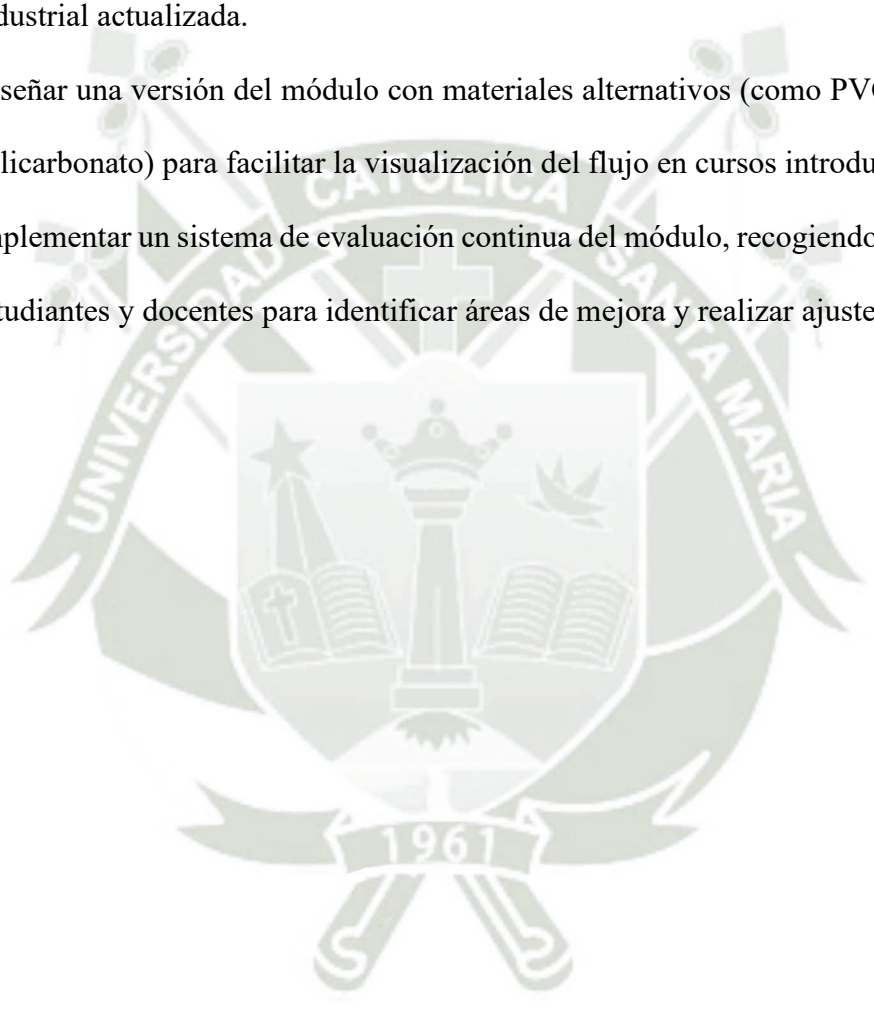
## 6. CONCLUSIONES

1. Se logró diseñar el módulo didáctico de ventilación mediante la adecuada selección y dimensionamiento de ventiladores, ductos y elementos de control. El diseño consideró las normas técnicas vigentes y fue respaldado con simulaciones que aseguraron su operatividad en condiciones similares a las de ventilación subterránea.
2. Se instaló y calibró con éxito la instrumentación necesaria para realizar mediciones confiables de caudal, presión y velocidad del aire. La utilización de sensores y dispositivos adecuados permitió validar el comportamiento del módulo con precisión, lo cual garantiza su funcionalidad como herramienta formativa.
3. Los ensayos experimentales realizados a distintas velocidades de operación (960, 1920 y 2800 RPM) permitieron evaluar el desempeño del sistema. Se obtuvieron curvas H-Q y puntos de operación que demuestran el comportamiento esperado del ventilador, confirmando la viabilidad técnica del módulo en condiciones controladas de laboratorio.
4. Se desarrolló un manual técnico de operación y mantenimiento, complementado por una guía de laboratorio para la ejecución de prácticas. Estos documentos aseguran la continuidad del uso didáctico del módulo y fortalecen el proceso de enseñanza-aprendizaje, facilitando la comprensión práctica de los principios de ventilación minera subterránea.

## 7. RECOMENDACIONES

1. Evaluar la posibilidad de integrar un sistema de adquisición de datos inalámbrico (por ejemplo, usando sensores con comunicación Bluetooth o WiFi) para facilitar el monitoreo remoto y reducir el cableado en el módulo.

2. Desarrollar un taller de capacitación docente para asegurar el correcto uso pedagógico del módulo y promover su incorporación en cursos prácticos más allá de la asignatura de ventilación.
3. Realizar convenios con empresas proveedoras de ventiladores y variadores de frecuencia para la mejora continua del equipamiento, facilitando el acceso a tecnología industrial actualizada.
4. Diseñar una versión del módulo con materiales alternativos (como PVC transparente o policarbonato) para facilitar la visualización del flujo en cursos introductorios.
5. Implementar un sistema de evaluación continua del módulo, recogiendo feedback de los estudiantes y docentes para identificar áreas de mejora y realizar ajustes necesarios.

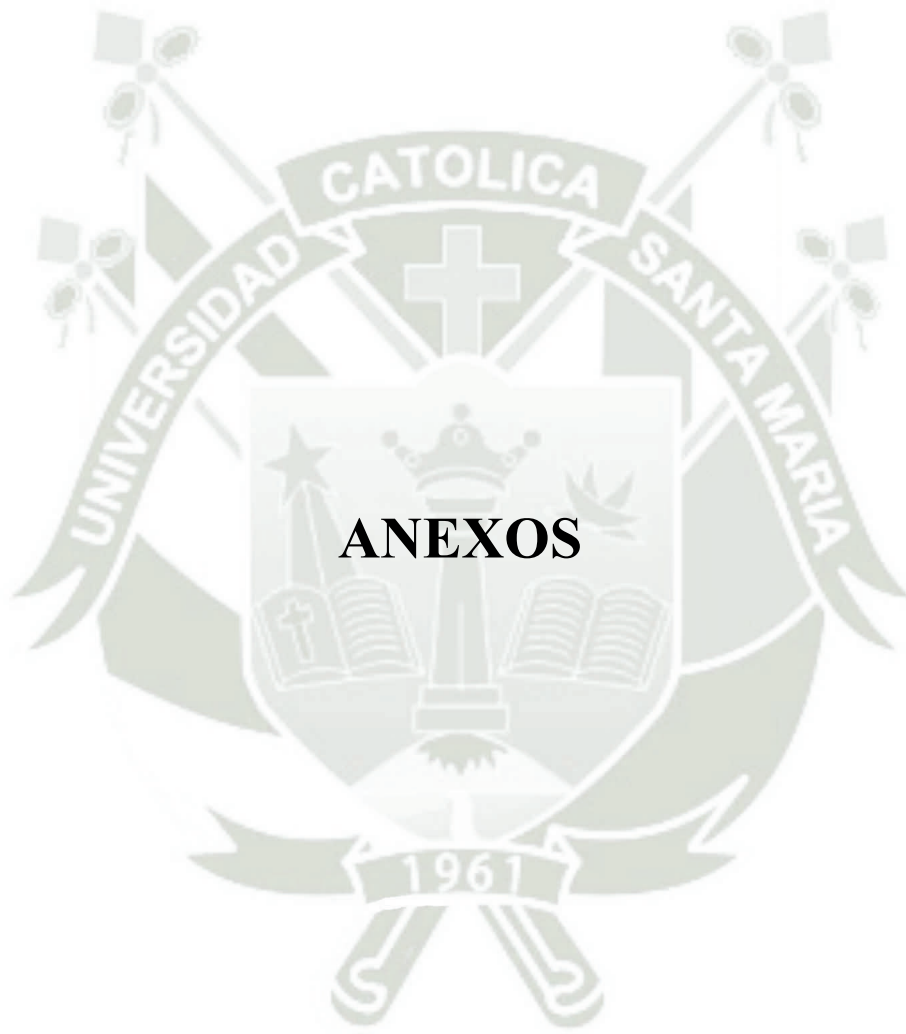


## 8. REFERENCIAS

- Air Movement and Control Association International [AMCA]. (2003). *Fundamentals of Fan Selection and Performance*. Virginia: AMCA.
- ALG Aire Limpio Global. (05 de Mayo de 2021). *Aire Limpio Global*. Obtenido de <https://airelimpioglobal.com/tipos-de-ventiladores/>
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists [ACGIH]. (2023). *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design*. American Conference of Governmental Industrial Hygienists.
- American National Standards Institute [ANSI]. (2007). *Acoustical Performance Criteria, Design Requirements, and Guidelines for Schools*. ANSI.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. . (2017). *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Alanta: ASHRAE.
- Arroyo Arroyo, J. D., & Rovayo Lemarie, G. (2014). *Implementación de un módulo didáctico de ventilación en función de la temperatura con el uso de un microcontrolador avr y ventiladores de 12 vdc*. Quito.
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- Bennett, A. (2020). *Diseño de sistemas de ventilación en entornos industriales: Principios y aplicaciones*. Editorial Técnica.
- Calizaya, D. F. (2022). Installation of fans and ventilation controls in metal mines. *MAMYM [online]*. 2022, vol.7, n.1, 21-31.
- Casals Ventilación Air Industrial. (21 de Setiembre de 2023). *Casals Vortice Group*. Obtenido de <https://www.casals.com/es/herramientas-de-ventilacion/tipos-de-ventilador/tipos-de-ventilador-segun-la-trayectoria-del-aire-en-el-ventilador/>
- Çengel, Y. A. (2006). *Mecánica de fluidos*. Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A. (2014). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill Education.
- Chong, Y. (2021). Ventilación en espacios cerrados: Aspectos fundamentales para el control de calidad del aire. *Revista de Ingeniería Ambiental*, 35(2), 102-115.
- DWYER INSTRUMENTS. (s.f.). *Specifications and Operating Instructions*. Indiana: DWYER INSTRUMENTS, INC.
- El Comercio . (10 de 2018). Minería Sostenible. *El Comercio*, págs. 2-4.
- European Committee for Standardization [EN]. (2005). *Ventilation – Ductwork for air-conditioning – Requirements for strength and airtightness*. CEN.
- EXSA. (18 de Mayo de 2019). *EXSA Soluciones*. Obtenido de EXSA Soluciones.
- FESMEX, Fluid Equipment Supply. (22 de Enero de 2020). *FESMEX*. Obtenido de Perdidas por Fricción en Tuberías: <https://www.fesmex.com.mx/article/perdidas-por-friccion-en-tuberias/>

- Herbert, J. H. (2019). *Introducción a la Ventilación minera*. Madrid: Universidad Politecnica de Madrid.
- Herrera, J. (2019). *Composición del Aire Seco*. Madrid: POLITÉCNICA.
- Huamaní Bendezú, J. M. (2020). *MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN*. Huancayo.
- International Organization for Standardization [ISO]. (2004). *ISO 7231:2004 Building environment design — General principles*. ISO.
- Invertek Drives. (2019). *Catologo Optidrive E3*.
- ISO. (2009). *Acoustics — Measurement of sound power levels of noise sources — Engineering methods for measurement in reverberation rooms*. ISO.
- Kesselring, & Halsen. (1971). *Metodología de la ingeniería de diseño*.
- Kou, W.-J. (2007). Fundamentals of Centrifugal Fan Performance. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1053-1062.
- LMLM. (09 de Enero de 2009). *Wimedia Commons*. Obtenido de Wimedia Commons: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ventilaci%C3%B3n\\_aspirante.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ventilaci%C3%B3n_aspirante.svg)
- López, P., & Ruiz, A. (2019). Optimización de sistemas de ventilación para laboratorios: Un enfoque hacia la eficiencia energética. *Journal of Industrial Engineering*, 42(3), 250-262.
- McPherson, M. J. (1993). *Subsurface Ventilation and Enviromental Engineering*. . Heidelberg: Springer Netherlands.
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., & Spitler, J. D. (2005). *Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design (4th ed.)*. New York: McGraw-Hill.
- Mott, R. L., & Untener, J. A. (2015). *Mecánica de Fluidos 7º Edición*. Madrid: Pearson Alhambra.
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (2013). *Fundamentals of Fluid Mechanics (7th ed.)*. New Jersey: Wiley.
- Niño Tec, J. J., Moreno, M. M., Nova, J. D., & Salamanca, J. M. (2014). *Diseño y construcción de un prototipo didáctico para el estudio de estrategias de control aplicadas a la ventilación de gases en minas subterráneas*. Dialnet.
- Obracaj, D., Korzec, M., & Deszcz, P. (2021). Study on Methane Distribution in the Face Zone of the Fully Mechanized Roadway with Overlap Auxiliary Ventilation System. *Energies*, 6379.
- Pontificia Universidad Católica del Perú . (21 de 02 de 2024). *Departamento Académico de Ingeniería*. Obtenido de Departamento Académico de Ingeniería: <https://departamento-ingenieria.pucp.edu.pe/laboratorio/laboratorio-de-ventilacion/>

- Prasad, V. (07 de Mayo de 2023). *Linkedin*. Obtenido de *Linkedin*:  
<https://www.linkedin.com/pulse/how-achieve-effective-natural-ventilation-buildings-vishnu-prasad/>
- Rivas, C. (2018). *Fundamentos de la ventilación en ingeniería de minas: Principios y aplicaciones en laboratorios*. Ediciones universitarias.
- Rivera, A. (Abril de 2022). *Escuela Posgrado Universidad Continental*. Obtenido de *Escuela Posgrado Universidad Continental*:  
<https://blogposgrado.ucontinental.edu.pe/importancia-modelo-ventilacion-operaciones-mineras-subterranas>
- Rodríguez, M., & Martínez, J. (2019). *El impacto de la ventilación adecuada en espacios educativos: Un estudio de caso*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
- S&P Sistemas de Ventilación SLU. (23 de Enero de 2024). *Soler & Palau*. Obtenido de  
<https://www.solerpalau.com/es-es/hojas-tecnicas-curva-caracteristica/>
- Sauermanngroup. (s.f.). *DATA SHEET*.
- Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association [SMACNA]. (2012). *SMACNA HVAC Duct Construction Standards*. SMACNA.
- Suministros Industriales. (26 de Noviembre de 2023). *Suministros Industriales*. Obtenido de  
<https://www.suministrosindustriales.uy/que-es-un-ventilador-helicocentrifugo/>
- White, F. M. (2016). *Fluid Mechanics (8th ed.)*. McGraw-Hill Education.
- Wikipedia Foundations. (24 de Agosto de 2024). *Wikipedia La Enciclopedia Libre*. Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_de\\_Moody](https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody)
- Zhejiang Larissa. (2024). *Catálogo de Ventilador*. Obtenido de *Alibaba.com*:  
[https://www.alibaba.com/product-detail/DF-Model-Aluminum-Forward-Impeller-Fan\\_1600274889318.html?spm=a2700.details.you\\_may\\_like.2.541932850x164H](https://www.alibaba.com/product-detail/DF-Model-Aluminum-Forward-Impeller-Fan_1600274889318.html?spm=a2700.details.you_may_like.2.541932850x164H)



## **ANEXOS**

## ANEXO A: DATOS DEL VENTILADOR CENTRIFUGO

# DF Ventilador centrífugo de bajo ruido



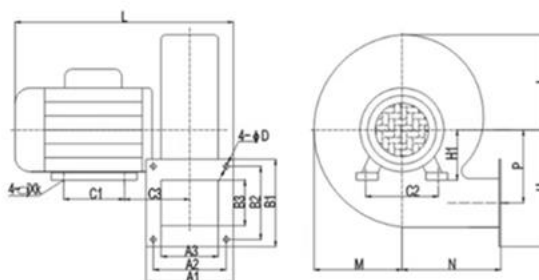
加长型



### Introducción del Rendimiento

El ventilador centrífugo de baja emisión sonora modelo DF se caracteriza por una fabricación y diseño tecnológico refinado, materiales de calidad, rendimiento estable y confiable, y una destacada capacidad de reducción de ruido. Sus principales características incluyen: Bajo nivel sonoro, Alta eficiencia, Larga vida útil e Instalación sencilla. Este modelo es ampliamente aplicable en sectores como: telecomunicaciones, energía eléctrica, electrónica, geología, minería del carbón, barcos de vapor, fabricación de papel, etc. Es especialmente útil en: Sistemas de refrigeración, Control de temperatura, Ventilación en procesos industriales (como plásticos) Máquinas de impresión, Máquinas copiadoras, Secadores, Sopladoras e Instalaciones subterráneas, entre otros.

### Dimensiones de Montaje



Nº de Máquina	Potencia (W)	Velocidad (RPM)	Voltaje (V)	Caudal (m³/h)	Presión Total (Pa)
DF-A2	60	2800	220/380	240	310
DF-1	120	2800	220/380	350	390
DF-2	180	2800	220/380	405	450
DF-3	250	2800	220/380	505	860
DF-4	370	2800	220/380	660	860
DF-5	550	2800	220/380	850	1020
DF-6	750	2800	220/380	1200	1210
DF-7	1100	2800	220/380	1800	1500

Nota. Sección de catálogo extraído de Zhejiang Larissa (2024)

## ANEXO B: DATOS DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

**OPTIDRIVE™ E<sup>3</sup>**

### Easy to Use

#### General Purpose Drive

Focused on ease of use, **Optidrive E3** provides unrivalled simplicity of installation, connection and commissioning, allowing the user to benefit from precise motor control and energy savings within minutes.



#### Simple Commissioning

With just 14 basic parameters and application macro functions providing rapid set up, Optidrive E3 minimises start-up time.



#### Intuitive Keypad Control

Precise digital control at the touch of a button.



#### Application Macros

Switch between **Industrial**, **Pump & Fan** modes to optimise Optidrive E3 for your application.

Industrial | Pump | Fan

See Page 6

### IP20

#### Up to 37kW

- ✓ Easy to use
- ✓ Compact & robust

See Page 4



**OPTIDRIVE™ E<sup>3</sup>**

For Single Phase Motors

kW	HP	Amps	Size	Model Code									
				Product Family	Generation	Frame Size	Voltage Code	Capacity	Supply Phases	EMC Filter	Diode Transistor	Enclosure Type	Single Phase Output
110-115V ± 10% 1 Phase Input	0.37	0.5	7	1	ODE - 3 - 1	1	0070	- 1	#	1	#	- 01	
	0.55	0.75	10.5	2	ODE - 3 - 2	1	0105	- 1	#	4	#	- 01	
200-240V ± 10% 1 Phase Input	0.37	0.5	4.3	1	ODE - 3 - 1	2	0043	- 1	#	1	#	- 01	
	0.75	1	7	1	ODE - 3 - 1	2	0070	- 1	#	1	#	- 01	
	1.1	1.5	10.5	2	ODE - 3 - 2	2	0105	- 1	#	4	#	- 01	

Replace # in model code with colour-coded option

**IP20**

Size	1	2
mm Height	173	221
mm Width	83	110
mm Depth	123	150
kg Weight	1.0	1.7
Fixings	4 x M5	4 x M5

**IP66**

Size	1	2
mm Height	232	257
mm Width	161	188
mm Depth	162	182
kg Weight	2.5	3.5
Fixings	4 x M4	4 x M4

**Enclosure Types**

**A** **IP66 Outdoor Use Non-switched**

**B** **IP66 Outdoor Use Switched**

**2** **IP20**

**EMC Filter**

**F** Internal EMC Filter

**0** No Internal EMC Filter

## Drive Specification

Input Ratings	Supply Voltage	110 – 115V ± 10% 200 – 240V ± 10%	Control Specification	Control Method	V/F Voltage Energy Optimised V/F	
	Supply Frequency	48 – 62Hz		PWM Frequency	4–32kHz Effective	
	Displacement Power Factor	> 0.98		Stopping Mode	Ramp to stop: User Adjustable 0.1 –600 secs Coast to stop	
	Phase Imbalance	3% Maximum allowed		Braking	Motor Flux Braking Built-in braking transistor (frame size 2)	
	Inrush Current	< rated current		Skip Frequency	Single point, user adjustable	
	Power Cycles	120 per hour maximum, evenly spaced		Setpoint Control	Analog Signal	0 to 10 Volts 10 to 0 Volts 0 to 20mA 20 to 0mA 4 to 20mA 20 to 4mA
Output Ratings	Output Power	110V 1 Ph Input: 0.5–0.75HP 230V 1 Ph Input: 0.37–1.1kW (0.5–1.5HP)	Digital		Motorised Potentiometer (Keypad) Modbus RTU CANopen EtherNet/IP	
	Overload Capacity	150% for 60 Seconds 175% for 2.5 seconds	Fieldbus		Built-in	CANopen
	Output Frequency	0 – 500Hz, 0.1Hz resolution		Modbus RTU		9.6–115.2 kbps selectable
	Acceleration Time	0.01 – 600 seconds	I/O Specification	Power Supply	24 Volt DC, 100mA, Short Circuit Protected 10 Volt DC, 10mA for Potentiometer	
	Deceleration Time	0.01 – 600 seconds		Programmable Inputs	4 Total 2 Digital 2 Analog / Digital selectable	
	Typical Efficiency	> 98%		Digital Inputs	8 – 30 Volt DC, internal or external supply Response time < 4ms	
Ambient Conditions	Temperature	Storage: –40 to 60°C Operating: –20 to 50°C		Analog Inputs	Resolution: 12 bits Response time: < 4ms Accuracy: ± 2% full scale Parameter adjustable scaling and offset	
	Altitude	Up to 1000m ASL without derating Up to 2000m maximum UL approved Up to 4000m maximum (non UL)		Programmable Outputs	2 Total 1 Analog / Digital 1 Relay	
	Humidity	95% Max, non condensing		Relay Outputs	Maximum Voltage: 250 VAC, 30 VDC Switching Current Capacity: 6A AC, 5A DC	
	Vibration	Conforms to EN61800-5-1	Analog Outputs	0 to 10 Volt		
Enclosure	Ingress Protection	IP20, IP66	Programming	Keypad	Built-in keypad as standard Optional remote mountable keypad	
	Programming	Keypad		Built-in keypad as standard Optional remote mountable keypad		
Display		7 Segment LED		Display	7 Segment LED	
	PC	OptiTools Studio	PC	OptiTools Studio		

Nota. Sección de catálogo extraído de Invertek Drives (2019)

## 1 - Instrument description

The Sauermann Si-PM3 is a digital differential pressure manometer measuring instrument.

In addition to the measurement of pressure, the airflow and air velocity can be calculated.

- (A) - Pressure hose
- (B) + Pressure hose
- (C) LCD screen
- (D) On/Off & backlight button
- (E) Hold/Min/Max/Live value button
- (F) Clear tubes



## 4 - Technical specifications


Parameters	Measuring units	Accuracy*	Measuring range	Resolution
Pressure	hPa, mbar, Pa, mmH <sub>2</sub> O, inH <sub>2</sub> O, inHg, psi	±(1.5% of value +0.2 hPa) ±(1.5% of value +0.09 inH <sub>2</sub> O)	From -150 to +150 hPa From -60 to 60 inH <sub>2</sub> O	0.01 hPa / 0.001 psi / 0.01 inH <sub>2</sub> O / 1 Pa / 0.01 mbar / 0.1 mmH <sub>2</sub> O / 0.001 inHg
Airflow**	m <sup>3</sup> /h, m <sup>3</sup> /s, cmm, cfm	-	From 0 to 9999 m <sup>3</sup> /h	1 m <sup>3</sup> /h / 0.001 m <sup>3</sup> /s / 0.01 m <sup>3</sup> /min / 0.1 ft <sup>3</sup> /min
Air velocity***	m/s, fpm	-	From 2 to 80 m/s From 394 to 15748 fpm	0.1 m/s 1 fpm

Air velocity displayed on the instrument is calculated at fixed conditions: L Pitot tube with a deprimogen coefficient of 1.0015, at 20°C (68°F) and 1013.25 hPa (29.92 inHg). When the app is used to display air velocity, these parameters can be modified.

\*All the accuracies indicated in this technical datasheet were stated in laboratory conditions, and can be guaranteed for measurements carried out in the same conditions, or carried out with calibration compensation.

\*\*Calculated values, only available on the app / \*\*\*Calculated values

## 5 - General features

Measuring element	Piezoresistive sensor
Admissible overpressure	750 mbar (301 inH <sub>2</sub> O)
Connector	Stepped connectors from Ø 5.1 to 6.2 mm
Display	Integrated 2-line LCD 7 segment monochrome display with backlight
Housing	ABS-PC and TPE, IP40
Keypad	1 ON/OFF & Backlight key 1 Hold/Min/Max/Live & Autozero key
Standards & Directives	2011/65/EU RoHS II (EU)2015/863; 2012/19/EU WEEE; 2014/53/EU RED
Power supply	3 alkaline batteries LR03 AAA 1.5 V
Supply voltage	4.5 V 
Consumption	135 mW
Battery life	170 hours* (without backlight and without wireless communication)
Wireless communication	Range frequency from 2402 MHz to 2480 MHz with a transmit power of 0 dBm. Range up to 15 m (98 ft), depending on smartphone radio strength. Minimum required versions: Android 5.0, iOS 12.4, BLE 4.0
Ambiance	Air and neutral gases
Operating conditions	From 0 to 50°C (32 to 122°F) In non condensing conditions Altitude: from 0 to 2000 m (6561')
Storage temperature	From -20 to +70°C (-4 to 158°F)**
Auto shut-off	10 minutes (can be deactivated)
Weight (with batteries)	200 g (7 oz)

\*Battery life given at 20°C (68°F) with alkaline batteries

\*\*If the instrument is stored outside the operating temperature (for example in a van, a warehouse, etc.), please wait for 10 minutes in its operating temperature before starting and using it.

*Nota.* Sección de catálogo extraído de Sauermanngroup (s.f.)

# ANEXO D: CATÁLOGO DEL MANÓMETRO DIGITAL TERMO ANENÓMETRO

471B



Bulletin TE-471B

## Model 471B Digital Thermo Anemometer

### Specifications and Operating Instructions



The Model 471B Digital Thermo Anemometers are versatile dual function instruments that quickly and easily measure air velocity or volumetric flow plus air temperature in imperial or metric units. High contrast LCD display shows both selected readings simultaneously. Convenient backlight provides perfect visibility in low light conditions. Light automatically shuts off after 2-1/2 minutes to prolong battery life. Low battery warning is included. Stainless steel probe with comfortable hand grip is etched with insertion depth marks from 0 to 8 inches and 0 to 20 cm. Extruded aluminum housing fully protects electronics, yet is lightweight and comfortable to hold even when taking multiple readings as part of duct traverses. Up to 99 readings may be stored for later retrieval. An integral sliding cover protects sensors when not in use. Items included with the 471B are 9 volt alkaline battery, sensing probe, wrist strap and custom carrying case.

#### Battery Installation

The unit is shipped with a separate 9 volt alkaline battery which must be installed before operation. Remove the two screws holding the bottom endcap in place and remove it. Connect the battery to the enclosed battery clip, observing correct polarity. Be careful not to trap the wires between the case or foam pad which retains the battery. This could make it difficult to install the battery or remove it later for replacement. Be sure the rubber gasket is properly seated in the gasket channel and replace the endcap. Note that the endcap will only fit one way because the holes are slightly off-center. Place the "Z" shaped wrist strap clip in one of the screw recesses and replace the screws. Do not overtighten. Attach the wrist strap to the clip.

When battery replacement becomes necessary, use only 9 volt alkaline type batteries such as a Duracell® MN1604, or Eveready® 522 or equivalent. Zinc-carbon types, often labeled Heavy-Duty, are not recommended because of their shorter life and an increased potential for leakage. Alkaline batteries are a better value because they last typically up to three times longer in this device.

#### Low Battery Indicator

A weak battery may cause improper operation or inaccurate measurements. A low battery indicator (□) is provided on the display to show when the battery needs to be replaced. Although the unit may appear to function and read properly, the accuracy of the readings cannot be guaranteed when the (□) indicator is empty of power segments. Replace the battery with a fresh one. Do not leave an exhausted battery in the unit due to potential battery leakage.

**NOTICE** The side of the probe with dot should face the flow.



#### SPECIFICATIONS

**Service:** Air velocity and temperature of clean, dry air.

#### Temperature Limits:

Process Air Velocity: -20 to 212°F (-29 to 100°C);  
Process Temperature: -40 to 212°F (-40 to 100°C);  
Ambient: 5 to 125°F (-15 to 51°C).

**Display:** 4.5 digit LCD.

**Resolution:** 0.1%, 0.1°F/°C.

**Range Air Velocity:** 0 to 6000 FPM (0 to 30 m/s).

**Accuracy Air Velocity:** ±3% FS within temperature range of 40 to 90°F (4 to 32°C).

**Range Volumetric Air Flow:** 19,999 in selected flow units.

**Range Temperature:** -40 to 212°F (-40 to 100°C).

**Accuracy Temperature:** ±0.5°F (±0.28°C) from 32 to 122°F (0 to 50 °C); ±1.5°F (±0.83°C) from -40°F to 32°F (-40 to 0°C) & 122 to 212°F (50 to 100°C).

**Probe Length:** 8" (203 mm) insertion.

**Cable Length:** 28" (71 cm) retracted, 6 ft (183 cm) extended.

**Power Requirements:** 9V alkaline battery included.

**Weight:** 16 oz (454 g).

**Agency Approvals:** CE, RoHS.

#### OPERATING INSTRUCTIONS



Single press turns unit on. Second press turns unit off. While unit is on, hold for 2 seconds for backlight. If light active, push once to turn light off, another to turn unit off.



Single press freezes current reading. Second press resumes live process reading.



Single press to display menus. Hit MENU while in a main menu to go back to home process screen or if in sub menus to back up one level.



In menu-mode, enters sub-menu or values. Press and hold for 4 seconds to clear MAX, MIN or MEM in their respective menus. In home process screen cycles through displayed values.



Single press to retrieve stored memory. Each successive press will scroll to the next saved memory location ST01, ST02 etc. In menu mode, it becomes the UP button.



Single press to store process reading. ST01, ST02 etc shows in display to indicate the memory location where a reading was saved. In menu mode, it becomes the DOWN button.

Duracell® is a registered trademark of The Gillette Company  
Eveready® is a registered trademark of Eveready Battery Company, Inc.

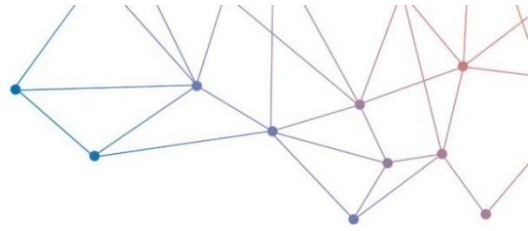
**DWYER INSTRUMENTS, INC.**  
P.O. BOX 373 • MICHIGAN CITY, INDIANA 46360, U.S.A.

Phone: 219/879-8000  
Fax: 219/872-9057

www.dwyer-inst.com  
e-mail: info@dwyemail.com

*Nota.* Sección de catálogo extraído de DWYER INSTRUMENTS (s.f.)

# ANEXO E: CATÁLOGO DEL MANÓMETRO DIGITAL TERMO HIGRÓMETRO SI-HH3



DATA SHEET

## SI-HH3

### Thermo-hygrometer



Backlit LCD screen



Calculated values on mobile App



Magnetic backing for easy fixing



Carrying bag



Si-HVACR Measurement MobileApp



### Technical specifications

Parameters	Measuring units	Accuracy*	Measuring range	Resolution
Relative humidity	%RH	±2%RH at 25°C (5 to 95%RH)	from 0 to 100%RH	0.1%RH
Dew point**	°C <sub>td</sub> / °F <sub>td</sub>	-	from -40 to +60°C <sub>td</sub> from -40 to 140°F <sub>td</sub>	0.1°C <sub>td</sub> / 0.1°F <sub>td</sub>
Absolute humidity***	g/m <sup>3</sup>	-	from 0 to 600 g/m <sup>3</sup>	0.1 g/m <sup>3</sup>
Enthalpy***	kJ/kg	-	from 0 to 10000 kJ/kg	0.1 kJ/kg
Mixing ratio***	g/kg	-	from 0 to 10000 g/kg	0.1 g/kg
Wet bulb temperature**	°C <sub>wb</sub> / °F <sub>wb</sub>	-	from 0 to 60°C <sub>wb</sub> from 32 to 140°F <sub>wb</sub>	0.1°C <sub>wb</sub> / 0.1°F <sub>wb</sub>
Temperature	°C, °F	±0.5°C ±0.9°F	from -20 to +60°C from -4 to 140°F	0.1°C / 0.1°F

\*All the accuracies indicated in this technical datasheet were stated in laboratory conditions, and can be guaranteed for measurements carried out in the same conditions.

\*\*Calculated values

\*\*\*Calculated values, only available on the app

Google Play and the Google Play logo are trademarks of Google LLC.

App Store is a service mark of Apple Inc.

## General features

Measuring element	Hygrometry: capacitive sensor Temperature: NTC
Display	Integrated 2-line LCD 7 segment monochrome display with backlight
Housing	ABS-PC and TPE, IP20
Keypad	1 ON/OFF & Backlight button 1 Hold/Min/Max/Live & value button
Standards & Directives	2011/65/EU RoHS II; 2012/19/EU WEEE; 2014/53/EU RED
Power supply	3 alkaline batteries LR03 AAA 1.5 V
Battery life	250 hours* (without backlight and without wireless communication)
Wireless communication	Range frequency from 2402 MHz to 2480 MHz with a transmit power of 0 dBm. Range up to 15 m (98 ft), depending on smartphone radio strength. Minimum required versions: Android 5.0, iOS 12.4, BLE 4.0
Ambiance	Air and neutral gas
Operating conditions	From -10 to +60°C (14 to 140°F). In non condensing conditions. Altitude: from 0 to 2000 m (6561').
Storage temperature	From -20 to +70°C (-4 to 158°F)
Auto shut-off	10 minutes (can be deactivated)
Weight (with batteries)	200 g (7 oz)

\*Battery life given at 20°C (68°F) with alkaline batteries.

## Si-HVACR Measurement MobileApp

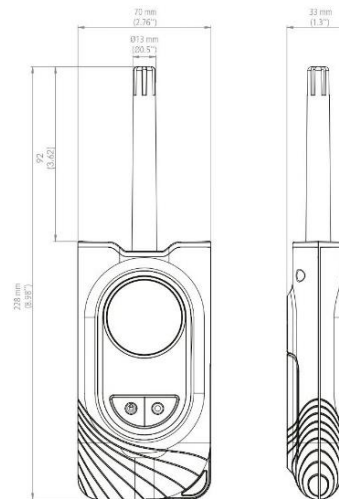
The Si-HVACR Measurement MobileApp allows to view and record measurements in real-time.

Main features:

- Easily view different parameters
- Browse saved measurements history and data graphs (average, min & max values, etc.)
- Create reports (PDF, CSV, or XML) and add up to four (4) photos

*Nota.* Sección de catálogo extraído de Sauer mann group (s.f.)

## Dimensions



## Kit content

- Certificate of conformity
- Quick Start Guide
- 3 alkaline batteries LR03 AAA 1.5 V
- Carrying bag

## Accessories

Name	Reference
Softcase	SIACCSC

## Warranty

Instruments have 2-year guarantee for any manufacturing defect.

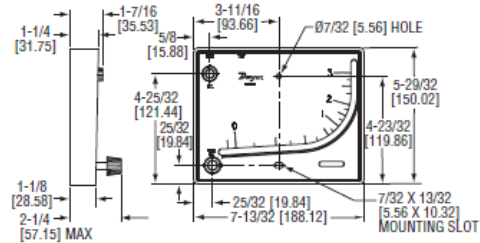


**Mark II Series Molded Plastic Manometers**

**Specifications - Installation and Operating Instructions**



Mark II Model No. 25 inclined-vertical manometer, (shown with optional A-612 portable stand)



Dwyer Mark II Manometers come in a variety of ranges. Make sure the fluid being used is for the correct manometer.

Mark II #25, 27, MM-80 and M-700 Pa use red gage fluid (specific gravity 0.826).

Mark II #26, 28 and MM180 use blue gage fluid (specific gravity 1.9).

If additional fluid is required, call, fax or email the Dwyer office listed at bottom of page.

**INSTALLATION**

Position manometer on a vertical surface. Drill two 1/8" or 9/64" holes on a vertical line 3-15/16" apart. Loosely mount manometer with self-tapping screws provided. Adjust gage until level bubble is centered in level vial, then secure the manometer tightly.

For portable use, order optional A-612 Portable Stand.

**FILLING**

Turn the zero set knob counterclockwise until it stops, then turn clockwise 3 full turns. This puts zero in approximately the middle of the travel adjustment in either direction. Remove the fill plug and fill with gage fluid until fluid reaches zero on scale. Minor adjustments can be made to adjust zero by adjusting zero knob. Replace fill plug. If gage is overfilled, remove excess by inserting pipe cleaner through the fill port to blot up excess fluid.

**SPECIFICATIONS**

Accuracy: ±3% FS.  
 Temperature Limits: 140°F (60°C).  
 Pressure Limits: 10 psi (70 kPa).  
 Weight: 1.04 lb (472 g).

**MAINTENANCE**

Check fluid level regularly and adjust zero with zero adjust knob. Be sure tubing connections are disconnected and gage is open to atmosphere before adjusting zero.

Clean with mild soap and water. Avoid any cleaning fluids which may result in damaging the gage.

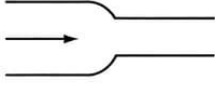
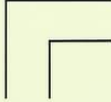

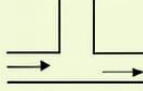
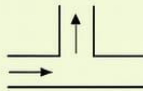
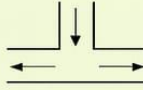

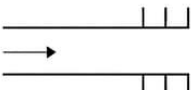
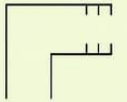
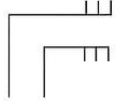
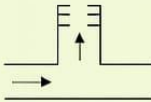
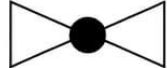
**ACCESSORIES**

Each Mark II manometer includes two tubing connectors for 1/8" pipe or sheet metal ducts, two mounting screws, 1 oz. bottle of indicating fluid, red and green pointer flags, 8' of double column tubing and instructions.

Model	Range	Fluid Used
Mark II 25	0-3 in w.c	Red fluid, .826 s.g.
Mark II 26	0-7 in w.c.	Blue oil, 1.91 s.g.
Mark II 27*	0-7000 fpm	Red fluid, .826 s.g.
Mark II MM-80	0-80 mm w.c.	Red fluid, .826 s.g.
Mark II M-700PA	10-0-700 Pa	Red fluid, .826 s.g.

*Nota.* Sección de catálogo extraído de DWYER INSTRUMENTS (s.f.)

**ANEXO G: CÁLCULO DEL FACTOR DE PERDIDA K**

Fittings	Symbol	Consideration	Cuer Lof Loss
Socket		Reduce by 1 size Reduce by 2 size Reduce by 3 size	0.25
Reducer			0.40
90° Elbow		Passage	0.25
		Separation	1.20
T Part		Conjunction	0.80
		Counter Separation	1.80
Unequal T	Sum of T part and Reducer values		
Adaptor Female			0.50
Adaptor Male			0.70
Elbow Female		20 x 3/4 x 20 20 x 1/3 x 25 25 x 1/3 x 25 25 x 1/2 x 25	1.40
T Part Male		25 x 1/2 x 20	1.60
T Part Male		20 x 3/4 x 20 20 x 1/2 x 25 25 x 1/2 x 25 25 x 1/2 x 20	1.40 1.60 1.80 2.00
Valve		20 mm 25 mm 32 mm	1.40 3.80 7.60

**ANEXO H: GUÍA DE LABORATORIO DEL MÓDULO DE VENTILACIÓN**

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**ASIGNATURA: LABORATORIO DE VENTILACIÓN**

**PRACTICA N° 1**

**RECONOCIMIENTO DE EQUIPOS**



**AREQUIPA – PERÚ**

**2025**

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN
2. OBJETIVOS
3. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS
4. PARTES DEL MODULO DE VENTILACIÓN
5. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL
6. REGISTO DE MEDICIÓN DE DATOS
7. CUESTIONARIO

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## 1. INTRODUCCIÓN

La ventilación es un componente crítico en la seguridad de los trabajos subterráneos y en ambientes controlados. En el contexto de la minería, un buen sistema de ventilación asegura que los trabajadores estén expuestos a un aire limpio y libre de contaminantes. En este módulo, los estudiantes aprenderán a medir la eficiencia de un sistema de ventilación mediante diversas herramientas de medición.

El objetivo de esta práctica de laboratorio es permitir a los estudiantes aplicar conceptos teóricos a través de la medición y análisis de un sistema de ventilación en un entorno controlado. Los estudiantes medirán la velocidad, temperatura y presión del aire a lo largo de un conducto y evaluarán la eficiencia del ventilador.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GENERAL:

El objetivo de esta primera práctica es que el estudiante comprenda la importancia, función y aplicación de los principales instrumentos utilizados en la evaluación de sistemas de ventilación y condiciones ambientales.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Identificar físicamente cada instrumento e identificar su aplicación.
- Diferenciar y calcular los tipos de presión mediante el uso del Tubo de Pitot.
- Relacionar los instrumentos entre sí, comprendiendo cómo se complementan.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:

## MATERIALES Y EQUIPOS

Material	Cantidad	Observaciones
Túnel de viento y Ventilador	1	Sistema base con ventilador y ducto, para generar flujo de aire controlado.
Anemómetro de hilo caliente	2	Instrumento empleado para medir la velocidad del aire
Higrómetro	1	Instrumento empleado para medir la humedad relativa del aire.
Manómetro digital	2	Instrumento empleado para medir presión estática, dinámica.
Tubo de Pitot	2	Instrumento empleado para medir presión total y estática, usado junto al manómetro diferencial.
Manguera neumática	4	Accesorio empleado para conectar los instrumentos (Tubo de Pitot, manómetro) al ducto de ventilación.

### 3. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS

#### Túnel de viento

El módulo didáctico de ventilación simula un sistema de ventilación en un entorno controlado, permitiendo a los estudiantes experimentar de manera práctica los principios fundamentales de la ventilación aplicada a minería. Este equipo es ideal para simular las condiciones de un entorno subterráneo o de un laboratorio y estudiar cómo las variaciones en el sistema de ventilación afectan la seguridad y el confort en la minería.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## Componentes del Módulo Didáctico de Ventilación:

### a) Ventilador de laboratorio:

- **Función:**

Las condiciones del aire en un entorno controlado. Este ventilador es responsable de generar el flujo de aire dentro del sistema de ventilación. Es esencial para simular las condiciones del aire en un entorno controlado.

- **Características:**

Potencia: El ventilador tiene una potencia de 1.0 HP, lo que le permite generar suficiente flujo de aire para simular diferentes condiciones.

Tipo: Puede ser de tipo axial o centrífugo, dependiendo del modelo utilizado en el laboratorio.

Control: El ventilador se ajusta a través del variador de frecuencia para modificar la velocidad del flujo de aire.

### b) Variador de frecuencia (VFD) :

- **Función:**

El variador de frecuencia es fundamental para controlar la velocidad del ventilador, ajustando la frecuencia de la corriente eléctrica que llega al ventilador, lo que permite modificar el flujo de aire.

- **Características:**

Precisión en el control: Ajuste preciso de la velocidad de funcionamiento del ventilador.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

Versatilidad: Permite simular diferentes condiciones de operación, desde baja velocidad hasta máxima.

Eficiencia energética: El variador también ayuda a optimizar el consumo de energía al controlar la velocidad según la necesidad.



Variador de Frecuencia

### c) Anemómetro :

- **Función:**

El anemómetro mide la velocidad del aire en diferentes puntos del conducto de ventilación, lo que es crucial para evaluar el rendimiento del sistema de ventilación.

- **Características:**

Tipo: Anemómetros digitales con pantalla LCD para facilitar su lectura.

Rango de medición : Los anemómetros pueden medir velocidades desde 0,1 m/s hasta 30 m/s.

Ubicación: Se coloca en tres puntos del ducto: en la entrada, en el medio y en la salida, para medir cómo varía la velocidad del aire a lo largo del sistema.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

#### d) Higrómetro :

- **Función:**

Se utiliza para medir la humedad del aire en diferentes puntos del sistema de ventilación. Esto es importante para analizar cómo las variaciones en la temperatura afectan el rendimiento del ventilador.

- **Características:**

Tipo: Higrómetros digitales con sondas para medir la temperatura de forma precisa.

Rango de medición: Los termómetros utilizados tienen un rango de medición de  $-10^{\circ}\text{C}$  a  $50^{\circ}\text{C}$ .

Ubicación: El termómetro debe colocarse en la entrada y salida del ducto para medir la temperatura en estos puntos clave.

#### e) Manómetro Diferencial:

- **Función:**

El manómetro mide la presión del aire dentro del conducto de ventilación. Es útil para entender cómo la presión cambia a lo largo del ducto y cómo esto influye en el rendimiento del sistema.

- **Características :**

Tipo: Manómetros digitales capaces de medir tanto positivas como negativas.

Rango de medición: Los manómetros tienen un rango de medición desde 0 Pa hasta 5000 Pa o más, dependiendo del modelo.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

Ubicación: El manómetro se coloca en las entradas y salidas del ducto para registrar la presión a lo largo del sistema.

#### f) Computadora y software de análisis :

- **Función:**

La computadora se utiliza para registrar los datos obtenidos durante las mediciones, y el software permite realizar análisis y cálculos de eficiencia del sistema de ventilación.

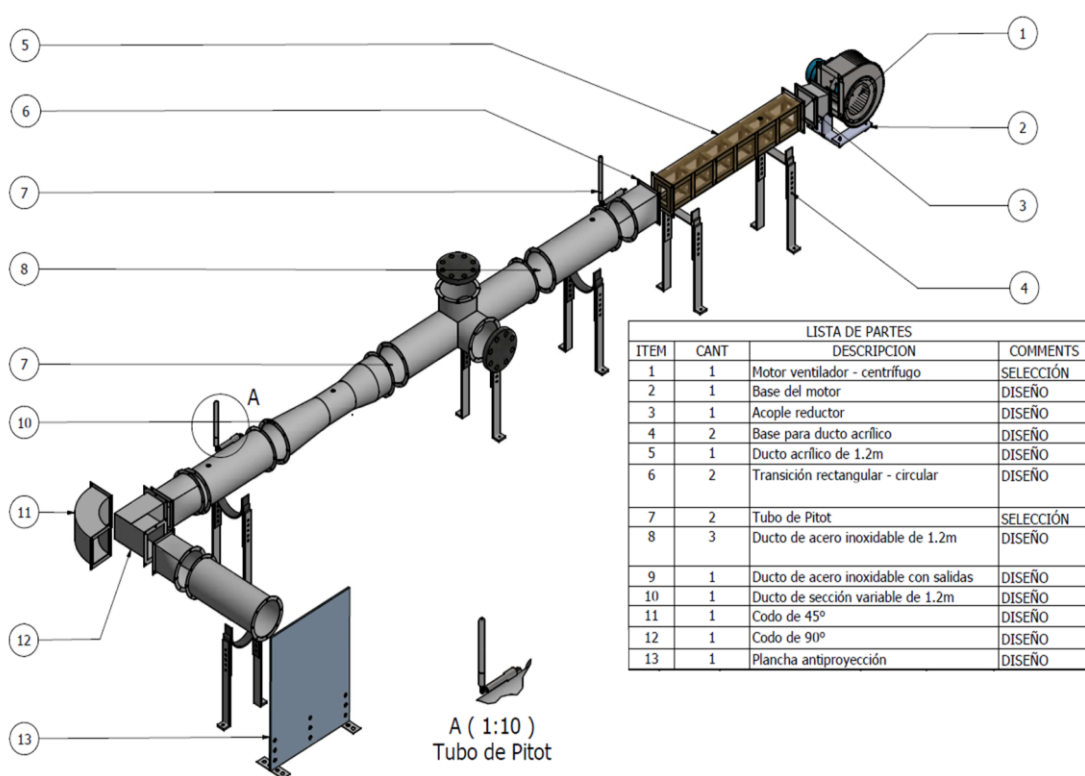
- **Características:**

El software Ventsim utilizado debe ser capaz de procesar los datos y generar gráficos que muestren la relación entre velocidad, temperatura, presión y eficiencia.

Aplicación: Los estudiantes ingresarán los datos obtenidos en el laboratorio, y el software analizará los resultados, permitiendo una interpretación más clara de los parámetros evaluados.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD: VENT-001</b>
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha: 31/03/2025</b>
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

#### 4. PARTES DEL MÓDULO DE VENTILACIÓN



#### 5. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

##### Paso 1: Reconocimiento inicial

- Inspeccionar visualmente el túnel de ventilación y todos los instrumentos listados en la tabla.
- Identificar las conexiones (mangueras neumáticas, puertos de medición).

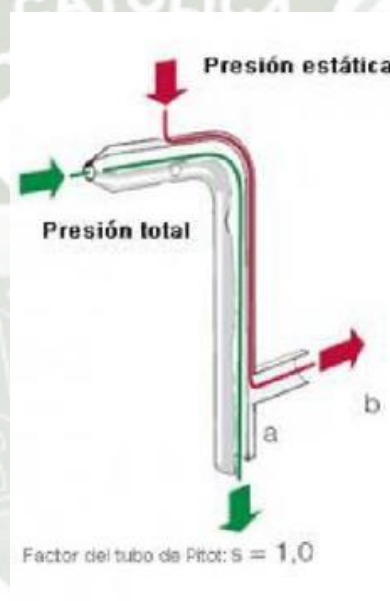
##### Paso 2: Configuración del sistema

- Encender el variador de frecuencia (VFD) y ajustar el ventilador a 1000 RPM.
- Conectar el Tubo de Pitot al ducto y este, mediante las mangueras, al manómetro diferencial.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

### Paso 3: Toma de datos básica

- Usar el anemómetro para medir la velocidad del aire en la entrada, centro y salida del ducto. Registrar los valores.
- Leer la presión total y estática en el manómetro conectado al Tubo de Pitot.



- Registrar la temperatura y la humedad relativa con el higrómetro/psicrómetro en la entrada y salida.

### Paso 4: Análisis complementario

- Cambiar la velocidad del ventilador usando el VFD 2800 RPM
- Repetir las mediciones del Paso 3.
- Observar cómo cambian los valores de velocidad, presión y temperatura.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:

## 6. REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS

RPM	Punto de medición	Velocidad (m/s) Anemómetro	Presión estática (Pa)	Presión total (Pa)	Temperatura (°C)	Humedad relativa (%)
1000	Ingreso					
1000	Centro					
1000	Salida					
2800	Ingreso					
2800	Centro					
2800	Salida					

## 7. CUESTIONARIO

- ¿Cuál es el instrumento más adecuado para medir la velocidad del aire en un ducto cerrado? ¿Por qué?
- Describir cómo el Tubo de Pitot y el manómetro trabajan en conjunto para obtener una medición de velocidad indirecta. Escribir la fórmula utilizada.
- Con los datos del manómetro y Tubo de Pitot, calcular la presión dinámica para cada punto. Detalle que representa este valor.
- Al aumentar el RPM en el VFD, ¿qué sucede con la velocidad del aire y las presiones medidas? Explicar la tendencia observada.
- Basándose en las mediciones de humedad y temperatura, ¿cómo podrían estos factores afectar el confort y la seguridad en una galería minera real?

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD: VENT-001</b>
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha: 31/03/2025</b>
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

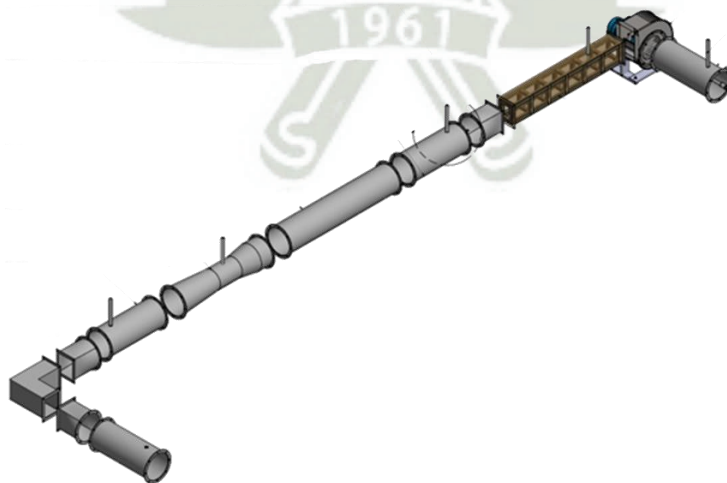
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**ASIGNATURA: LABORATORIO DE VENTILACIÓN**

**PRACTICA N° 2**

**PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y VARIACIÓN DE VELOCIDAD EN EL DUCTO**



**AREQUIPA – PERÚ**

**2025**

**166**

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN
2. OBJETIVOS
3. MATERIALES Y EQUIPOS
4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL
5. REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS
6. CUESTIONARIO

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## 1. INTRODUCCIÓN

En los sistemas de ventilación de minas, las pérdidas de presión por fricción en los ductos y galerías representan uno de los principales consumos de energía del ventilador. El factor de fricción de Atkinson ( $k$ ) es un parámetro fundamental para caracterizar la resistencia aerodinámica de un conducto y poder diseñar o diagnosticar circuitos de ventilación.

En esta práctica, los estudiantes determinarán experimentalmente el factor  $k$  de un ducto circular, aplicando la ecuación de Atkinson y analizando cómo varía la resistencia del sistema bajo diferentes condiciones de obstrucción.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GENERAL:

Determinar experimentalmente el factor de fricción de Atkinson ( $k$ ) de un ducto circular, analizando la relación entre la caída de presión, el caudal de aire y las características geométricas del conducto.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Medir la caída de presión estática ( $\Delta P$ ) entre dos puntos de un ducto circular utilizando un manómetro diferencial.
- Calcular el caudal ( $Q$ ) de aire en el ducto utilizando el tubo de Pitot-Prandtl y el manómetro.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

- Aplicar la fórmula de Atkinson para calcular la resistencia (R) y el factor de fricción (k) del ducto.
- Analizar el efecto de diferentes grados de obstrucción en la entrada del ducto sobre el factor k.
- Comprender la relación física  $\Delta P = RQ^2$  en un sistema de ventilación.

### 3. MATERIALES Y EQUIPOS

<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Observaciones</b>
Módulo de Ventilación	1	Para generar circulación de aire
Anemómetro	2	Para medir la velocidad del aire
Higrómetro	1	Para medir la humedad del aire
Manómetro Diferencial	2	Para medir la presión del aire
Manguera neumática	4	Para conectar los instrumentos al ducto
Obstrucciones	3	Para definir aberturas y simular restricciones
Software Ventsim	1	Para simular los ejercicios prácticos

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:


#### 4. PROCEDICIMIENTO EXPERIMENTAL

##### Condición 1: Ducto sin obstrucción (100% abierto)

- Medir la longitud  $L$  entre las tomas de presión estática y el diámetro  $D$  del ducto.
- Encender el ventilador y fijar el VFD a una frecuencia base de 960 RPM
- Conectar las mangueras al manómetro 1.
- Introducir el Tubo de Pitot en el centro del ducto (cerca de la salida).
- Conectar el Pitot al manómetro 2. Anotar la presión dinámica.
- Repetir para al menos otras dos frecuencias de 1960 RPM y 2800 RPM.

##### Condición 2 y 3: Ducto con obstrucción

- Colocar la placa de 70% de apertura en la entrada del ducto.
- Repetir pasos 2 a 6 para la misma serie de RPM.
- Repetir con la placa de 40% de apertura.

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:

## 5. REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS

RPM	Abertura	Variación de presión (Pa)	Presión dinámica (Pa)	Velocidad (m/s)	Factor de fricción
960	100%				
960	100%				
960	100%				
1960	70%				
1960	70%				
1960	70%				
2800	40%				
2800	40%				
2800	40%				

## 6. CUESTIONARIO

- Que parámetro nos da cada manguera neumática conectada al ducto, ¿transmite presión estática o total? ¿Y la conexión del Tubo de Pitot?
- Con los datos de una condición, calcule paso a paso el valor de k. Compárelo con valores típicos para ductos metálicos.
- Grafique  $\Delta P$  vs.  $Q^2$  para las tres condiciones. ¿Qué representa la pendiente de cada línea?

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

- Al aumentar la obstrucción en la entrada, ¿el valor de  $k$  calculado aumenta, disminuye o se mantiene?
- Si en una mina se miden  $\Delta P$  y  $Q$  en una galería, ¿cómo utilizaría estos datos para estimar el factor  $k$  de esa galería y proyectarlo a otras con similar revestimiento?



	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD: VENT-001</b>
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha: 31/03/2025</b>
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

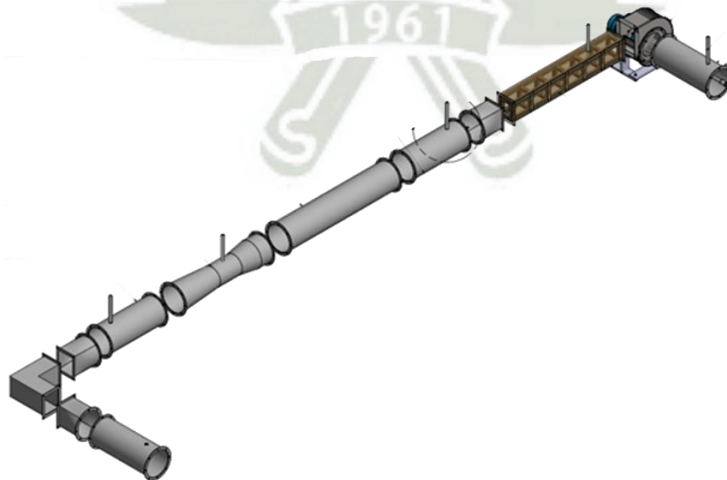
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**ASIGNATURA: LABORATORIO DE VENTILACIÓN**

**PRACTICA N° 3**

**OBTENCIÓN DE CURVAS DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN**



**AREQUIPA – PERÚ**


**2025**

**173**

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN
2. OBJETIVOS
3. MATERIALES Y EQUIPOS
4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL
5. REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS
6. CUESTIONARIO

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

## 1. INTRODUCCIÓN

En el diseño y operación de sistemas de ventilación, es fundamental comprender la interacción entre el ventilador y la red de ductos o galerías. Mientras el ventilador genera una curva de presión en función del caudal (curva característica del ventilador), el sistema de ductos presenta una resistencia que define su propia curva de demanda (curva característica del sistema). El punto de operación real del sistema se encuentra en la intersección de estas dos curvas.

Esta práctica tiene como objetivo principal obtener experimentalmente la curva característica del sistema de ventilación del módulo de laboratorio, y analizar cómo cambia dicha curva al modificar la resistencia del sistema mediante obstrucciones.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GENERAL:

Determinar experimentalmente la curva característica del sistema de ventilación y comprender su relación con la curva del ventilador para definir el punto de operación.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Medir la caída de presión total del sistema (entre la entrada y salida del ventilador) para diferentes caudales.
- Variar el caudal del sistema modificando la resistencia con una compuerta de obstrucción variable.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

- Calcular y graficar la curva del sistema a partir de los datos experimentales.
- Determinar el punto de operación al superponer la curva del sistema obtenida con la curva del ventilador.
- Analizar el efecto de modificar la resistencia del sistema en el consumo energético y la eficiencia de operación.

### 3. MATERIALES Y EQUIPOS

<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Observaciones</b>
Módulo de Ventilación	1	Para generar circulación de aire
Anemómetro	2	Para medir la velocidad del aire
Higrómetro	1	Para medir la humedad del aire
Manómetro Diferencial	2	Para medir la presión del aire
Manguera neumática	4	Para conectar los instrumentos al ducto
Obstrucciones	3	Para definir aberturas y simular restricciones
Software Ventsim	1	Para simular los ejercicios prácticos

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

#### 4. PROCEDICIMIENTO EXPERIMENTAL

En este ejercicio, se llevará a cabo un estudio del comportamiento de un ventilador centrífugo a tres diferentes RPM (960, 1920 y 2800 RPM).

El objetivo es verificar que los resultados experimentales obtenidos coinciden con la teoría de los ventiladores centrífugos, con el fin de validar el módulo didáctico diseñado para implementar los laboratorios.

Se utilizarán dos equipos principales para la medición: un Manómetro Digital y un anemómetro digital. A través de ellos, se medirá la presión estática y total en el sistema para diferentes regulaciones de caudal y RPM, lo que permitirá trazar las curvas de desempeño del ventilador.

##### Condiciones Ambientales:

- Presión atmosférica (Patm): 771 mmHg = 1.048 kgf/cm<sup>2</sup>
- Temperatura ambiente (Tamb): 15°C
- Constante del aire (R): 29.264 m/°K
- Peso específico del aire (y\_ aire): 1.243kgf/m<sup>3</sup>

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD: VENT-001</b>
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

### PASO 1: Configuración del equipo

- **Conexión del ventilador:** Asegúrese de que el ventilador esté correctamente conectado al sistema eléctrico y al ducto.



Pantalla Encendida

Cableado en buen estado

- **Calibración del variador de frecuencia:** Ajuste el variador de frecuencia para controlar la velocidad del ventilador y permitir una variación en el flujo de aire.



Pantalla en RPM

Subir RPM

Bajar RPM

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:

- **Instalación de los manómetros y anemómetros:** Coloque los manómetros en la entrada y salida del ducto, y el anemómetro en los puntos de medición designados.

#### **PASO 2: Medición de la velocidad del aire**

- Coloque el anemómetro en la entrada, el medio y la salida del ducto. Registre las lecturas de velocidad del aire en cada punto.

#### **PASO 3: Medición de la temperatura**

- Coloque el termómetro de aire en la entrada y salida del ducto y registre las temperaturas correspondientes.

#### **PASO 4: Medición de la presión**

- Con el manómetro, mida la presión del aire en diferentes puntos del ducto y registre los resultados.

#### **PASO 5: Evaluación de la eficiencia del ventilador**

- Utilice la siguiente fórmula para calcular la eficiencia del ventilador:

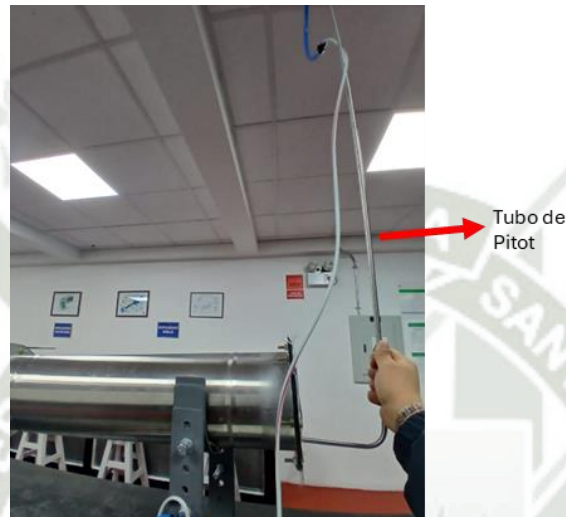
$$Eficiencia = \frac{P_{Salida}}{P_{Entrada}} \times 100$$

#### **PASO 6: Medición de la Presión Estática y Total**

- Utilizando el tubo de Pitot y el anemómetro digital, se mide la presión estática y total en diferentes posiciones del ducto de ventilación a tres diferentes RPM (960 RPM, 1920 RPM, y 2800 RPM).

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD:</b> VENT-001
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha:</b> 31/03/2025
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

- Las tablas de presión para los tres ensayos a diferentes RPM se muestran a continuación:



#### **PASO 7: Cálculo del Caudal (Q)**

- Usando las lecturas obtenidas, se procede con el cálculo del caudal (Q) a través de la medición de la velocidad del aire. El caudal se calcula utilizando el siguiente procedimiento:

Cálculo de la altura de presión de velocidad

- Para una velocidad dada RPM y un regulador de caudal de 4 mm
- Convertimos las unidades y obtenemos la velocidad del aire
- Utilizamos esta información para calcular la velocidad máxima y la velocidad media

Cálculo del caudal (Q): El caudal se calcula usando la fórmula del caudal en función de la velocidad media y el área de la sección del ducto.

#### **PASO 8: Cálculo de la Altura Efectiva (H)**

- Cálculo de la altura efectiva del ventilador centrífugo, considerando las presiones estáticas, de velocidad y las pérdidas primarias y secundarias en el ducto.

	<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>COD: VENT-001</b>
	<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</b>	<b>Fecha: 31/03/2025</b>
	<b>GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN</b>	<b>Página:</b>

- La altura efectiva del ventilador centrífugo es calculada teniendo en cuenta la presión total en la sección de salida, la velocidad media y las pérdidas en el ducto.

### PASO 9: RESULTADOS DE CALCULO Y GRÁFICAS

- Resultados de Caudal para diferentes RPM y configuraciones de caudal: Las tablas muestran los caudales calculados en función de la velocidad del aire y otros parámetros medidos. A partir de los datos de la tabla, dibujar la curva del sistema de ventilación

## 5. REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS

**Tabla 1:** Ensayo a 960 RPM

Posición del Regulador del Caudal	Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem 1 (Diámetro 15 cm)		
Ítem 2 (Diámetro 12 cm)		
Ítem 3 (Diámetro 8 cm)		
Ítem 4 (Diámetro 4 cm)		

**Tabla 2:** Ensayo a 1920 RPM

Posición del Regulador del Caudal	Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem 1 (Diámetro 15 cm)		
Ítem 2 (Diámetro 12 cm)		
Ítem 3 (Diámetro 8 cm)		
Ítem 4 (Diámetro 4 cm)		

**Tabla 3:** Ensayo a 2800 RPM

Posición del Regulador del Caudal	Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem 1 (Diámetro 15 cm)		

	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	COD: VENT-001
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	Fecha: 31/03/2025
	GUÍA DE LABORATORIO: MÓDULO DE VENTILACIÓN	Página:

Posición del Regulador del Caudal	Altura de Presión Estática (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Total (mm H <sub>2</sub> O)
Ítem 2 (Diámetro 12 cm)		
Ítem 3 (Diámetro 8 cm)		
Ítem 4 (Diámetro 4 cm)		

**Tabla 4:** Caudales y Altura Efectivas a diferentes RPM

	960 RPM		1920 RPM		2800 RPM	
	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)
1						
2						
3						
4						

## 6. CUESTIONARIO

- A partir de sus gráficas finales, determine para cada configuración el caudal y la presión de operación. ¿Cómo cambia el caudal de operación al aumentar la resistencia del sistema?
- Si la potencia consumida por el ventilador aumenta con la presión, ¿en cuál de las tres configuraciones cree que el ventilador consumirá más potencia, asumiendo una eficiencia constante? Fundamente.
- En una mina real, ¿qué elementos o situaciones podrían causar un aumento en la resistencia del sistema similar al simulado con las obstrucciones? ¿Qué medidas correctivas se podrían tomar?

**ANEXO I: MANUAL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LABORATORIO  
DEL MÓDULO DE VENTILACIÓN**

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**MANUAL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DEL MÓDULO DE  
VENTILACIÓN**



**AREQUIPA – PERÚ**

**2025**

## 1. PROPÓSITO DEL MANUAL

Establecer los procedimientos de inspección, mantenimiento preventivo y correctivo para el Módulo de Ventilación del Laboratorio, con el fin de garantizar su disponibilidad, confiabilidad y precisión operativa; extender la vida útil de los activos; minimizar riesgos operativos de seguridad y cumplir con los estándares de calidad aplicables. Se fundamenta en las normas ISO 55001 (Gestión de Activos), ISO 14224 (Confiabilidad y Mantenimiento).

## 2. ALCANCE

Este manual aplica a todos los componentes del módulo:

- ✓ Ventilador centrífugo.
- ✓ Variador de frecuencia monofásico (VFD).
- ✓ Ductos de aluminio modulares.
- ✓ Soportes estructurales.
- ✓ Instrumentación: anemómetro, higrómetro, tubo de Pitot, manómetros (digital e inclinado).

## 3. INSTRUCCIONES DE MANTENIMIENTO BÁSICO

### 3.1 LIMPIEZA GENERAL DEL SISTEMA

- ✓ Apague completamente el sistema y desconéctelo de la fuente de alimentación.
- ✓ Limpie el exterior del módulo con un paño seco o ligeramente humedecido.
- ✓ Para el interior del ducto, use una varilla con paño seco. No use solventes agresivos.
- ✓ Verifique que no haya acumulación de polvo en las aspas del ventilador.

**Frecuencia:** Semanal o después de cada uso del módulo, lo que ocurra primero.

### 3.2 SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

- a. Información general sobre el variador de frecuencia (VFD)
  - ✓ El VFD controla la velocidad del ventilador ajustando la frecuencia de alimentación. Mantenga siempre los parámetros de fábrica a menos que se requiera un ajuste específico.
- b. Regulador de caudal y presión
  - ✓ El sistema permite regular manualmente el caudal mediante obstrucciones variables. Verifique que la compuerta de control se mueva suavemente y mantenga su posición.
- c. Comprobación de la calibración de instrumentos
  - ✓ Anemómetro: Compare con un estándar de velocidad conocido.
  - ✓ Manómetros: Conecte ambas entradas entre sí y verifique lectura cero.
  - ✓ Higrómetro: Compare con un psicrómetro patrón.
- d. Ajuste de parámetros del sistema
  - ✓ Acceda al menú de configuración del VFD.
  - ✓ Verifique parámetros de arranque suave.
  - ✓ Confirme límites de corriente y frecuencia.
  - ✓ Documente cualquier cambio realizado.

**Frecuencia:** Mensual.

### 4. MANTENIMIENTO PERIÓDICO

Todos los equipos deben someterse a controles sistemáticos periódicamente. De este modo se reducirá el número y la envergadura de las reparaciones, se reducirá el tiempo de paralización y se reducirán los costes generales.

Lleve un diario para registrar las condiciones de funcionamiento, datos importantes y detalles de los ajustes realizados y las reparaciones llevadas a cabo.

#### **4.1.VENTILADOR CENTRÍFUGO**

- ✓ Inspección semanal:

Verificar fijaciones, ausencia de vibraciones y ruidos anómalos.

Limpiar carcasa y álabes con aire comprimido a baja presión.

- ✓ Cada 6 meses:

Revisar rodamientos y lubricar según ficha técnica del fabricante.

Verificar alineación del eje y tensión eléctrica.

#### **4.2.VARIADOR DE FRECUENCIA**

- ✓ Mensual:

Revisar conexión eléctrica y ausencia de sobrecalentamiento.

Limpiar filtros de ventilación del equipo con brocha antiestática.

- ✓ Anual:

Actualizar firmware y realizar test de calibración de velocidad.

#### **4.3.DUCTOS DE ALUMINIO**

- ✓ Quincenal:

Verificar uniones herméticas y ausencia de deformaciones.

Limpiar con paño húmedo para evitar acumulación de polvo.

- ✓ Semestral:

Inspección por corrosión, grietas o fugas. Reemplazar secciones dañadas.

#### **4.4.SOPORTES Y ESTRUCTURA**

- ✓ Mensual:

Revisar fijaciones, pernos y soldaduras.

Pintar zonas expuestas en caso de corrosión.

#### **4.5. INSTRUMENTACIÓN**

- ✓ Antes de cada práctica:

Calibrar anemómetro, higrómetro y manómetros.

Verificar integridad de tubo de Pitot (sin obstrucciones).

- ✓ Anual: Calibración certificada por proveedor o laboratorio metrológico.

#### **5. MANTENIMIENTO CORRECTIVO**

En caso de falla:

- ✓ Ventilador: reemplazar rodamientos o motor eléctrico en caso de fallo.
- ✓ VFD: revisar parámetros eléctricos, cambiar tarjeta electrónica defectuosa.
- ✓ Ductos: sustituir la sección dañada.
- ✓ Instrumentos: recalibrar o reemplazar si exceden tolerancia de error.

#### **6. SEGURIDAD EN MANTENIMIENTO**

- ✓ Desconectar la alimentación eléctrica antes de intervenir el sistema.
- ✓ Utilizar EPP: guantes dieléctricos, lentes de seguridad y protector auditivo.
- ✓ Colocar señalización de “Equipo en Mantenimiento”.

#### **7. REGISTRO DE MANTENIMIENTO**

- ✓ Se debe llenar una bitácora con la siguiente información:
- ✓ Fecha de intervención.
- ✓ Actividad realizada.
- ✓ Responsable.
- ✓ Observaciones.

## 8. ESTRATEGIA DEL MANTENIMIENTO RESUMIDA

CATEGORÍA	COMPONENTE	TAG	TIPO DE MANTENIMIENTO	FRECUENCIA
Equipo principal	Ventilador centrífugo	VEN - 001	Preventivo	1 mes 3 meses
Control	Variador de Frecuencia (VFD)	VFD - 001	Preventivo	1 mes 1 año
Ductería	Ductos	DUC - 001@11	Preventivo	15 días 6 meses
Instrumentación	Anemómetro digital	INS - 001	Calibración / Preventivo	7 días 1 año
Instrumentación	Manómetro diferencial	INS - 002	Calibración / Preventivo	7 días 1 año
Instrumentación	Tubo de Pitot	INS - 003	Inspección / Preventivo	7 días
Instrumentación	Hidrómetro digital	INS - 004	Calibración / Preventivo	7 días 1 año
Conectores	Mangueras neumáticas	CON - 001	Preventivo	7 días
Estructura	Soportes y bastidor	SOP - 001	Preventivo	1 mes

## 9. CARTILLAS DE MANTENIMIENTO POR ESTRATEGIA

RESUMEN DE ESTRATEGIAS			
ESTRATEGIA	FRECUENCIA	COMPONENTES	ENFOQUE
A	Semanal (7 días)	Instrumentación y conectores	Calibración, limpieza, verificación funcional
B	Mensual (1 mes)	Equipo principal y estructura	Lubricación, verificación mecánica, mediciones
C	Quincenal (15 días)	Ductos	Inspección de integridad y hermeticidad
D	Trimestral (3 meses)	Sistemas de control	Revisión electrónica, actualizaciones, parámetros

## ESTRATEGIA A – MANTENIMIENTO SEMANAL (7 DÍAS)

<b>CARTILLA A-01: ANEMÓMETRO DIGITAL (INS-001)</b>			
Frecuencia:	Semanal (7 días)		
Duración estimada:	15 minutos		
Herramientas:	Anemómetro patrón, paño de microfibra, alcohol isopropílico		
PASO	ACTIVIDAD	CRITERIO DE ACEPTACIÓN	OBSERVACIONES
1	Limpieza exterior del sensor	Sin polvo ni residuos visibles	
2	Verificación de batería	Indicador de carga > 50%	
3	Calibración vs. patrón	Error $\leq \pm 2\%$ en 3 puntos de velocidad	
4	Prueba funcional en ducto	Lectura estable por 30 segundos	
5	Registro de calibración	Datos anotados en bitácora INS-001	
TÉCNICO:		FECHA	FIRMA

<b>CARTILLA A-02: MANÓMETRO DIFERENCIAL (INS-002)</b>			
Frecuencia:	Semanal (7 días)		
Duración estimada:	20 minutos		
Herramientas:	Fuente de presión calibrada, multímetro (opcional)		
PASO	ACTIVIDAD	CRITERIO DE ACEPTACIÓN	OBSERVACIONES
1	Verificación de cero	$0.0 \pm 0.5$ Pa con entradas conectadas	
2	Calibración a 100 Pa	Lectura $100 \pm 2$ Pa	
3	Calibración a 500 Pa	Lectura $500 \pm 5$ Pa	
4	Inspección de mangueras	Sin grietas, conexiones firmes	
5	Prueba de respuesta	Tiempo de estabilización < 3 segundos	
TÉCNICO:		FECHA:	FIRMA:

<b>CARTILLA A-03: TUBO DE PITOT (INS-003)</b>			
Frecuencia:	Semanal (7 días)		
Duración estimada:	10 minutos		
Herramientas:	Alcohol isopropílico, hisopos, lupa, aire comprimido		
<b>PASO</b>	<b>ACTIVIDAD</b>	<b>CRITERIO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
1	Limpieza de orificios	Sin obstrucción visible con lupa	
2	Inspección de punta	Sin abolladuras o deformaciones	
3	Verificación de estanqueidad	Sin fugas con presión de 200 Pa	
4	Limpieza de conexiones	Rosca limpia y sin daños	
5	Almacenamiento correcto	En estuche acolchado y seco	
TÉCNICO:			FECHA:   FIRMA:

<b>CARTILLA A-04: HIGRÓMETRO DIGITAL (INS-004)</b>			
Frecuencia:	Semanal (7 días)		
Duración estimada:	15 minutos		
Herramientas:	Psicrómetro patrón, paño limpio		
<b>PASO</b>	<b>ACTIVIDAD</b>	<b>CRITERIO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
1	Limpieza del sensor	Sin polvo o contaminantes	
2	Verificación de batería	Indicador > 60%	
3	Calibración vs. psicrómetro	Error $\leq \pm 3\%$ HR	
4	Prueba en ambiente controlado	Lectura estable en 2 minutos	
5	Registro en bitácora	Datos de HR y temperatura	
TÉCNICO:			FECHA:   FIRMA:

<b>CARTILLA A-05: MANGUERAS NEUMÁTICAS (CON-001)</b>			
Frecuencia:	Semanal (7 días)		
Duración estimada:	10 minutos		
Herramientas:	Linterna, paño húmedo		
<b>PASO</b>	<b>ACTIVIDAD</b>	<b>CRITERIO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
1	Inspección visual	Sin grietas, cortes o desgaste	
2	Verificación de conexiones	Firmes y sin fugas audibles	
3	Limpieza exterior	Sin polvo o residuos adhesivos	
4	Prueba de flexibilidad	No presentan rigidez excesiva	
5	Rotación (si aplica)	Cambio de posición para desgaste uniforme	
TÉCNICO:			FECHA:   FIRMA:

## ESTRATEGIA B – MANTENIMIENTO MENSUAL (1 MES)

<b>CARTILLA B-01: VENTILADOR CENTRÍFUGO (VEN-001)</b>			
Frecuencia:	Mensual (1 mes)		
Duración estimada:	45 minutos		
Herramientas:	Llave ajustable, multímetro, termómetro infrarrojo, lubricante		
PASO	ACTIVIDAD	CRITERIO DE ACEPTACIÓN	OBSERVACIONES
1	Verificación de fijaciones	Todos los tornillos apretados a torque	
2	Medición de vibración	$\leq 4.5$ mm/s RMS en 3 puntos	
3	Temperatura de rodamientos	$\leq 70^{\circ}\text{C}$ en operación	
4	Lubricación de rodamientos	Según especificación del fabricante	
5	Limpieza de álabes y carcasa	Sin acumulación de polvo	
6	Verificación eléctrica	Corriente nominal $\pm 10\%$	
TÉCNICO:			FECHA:   FIRMA:

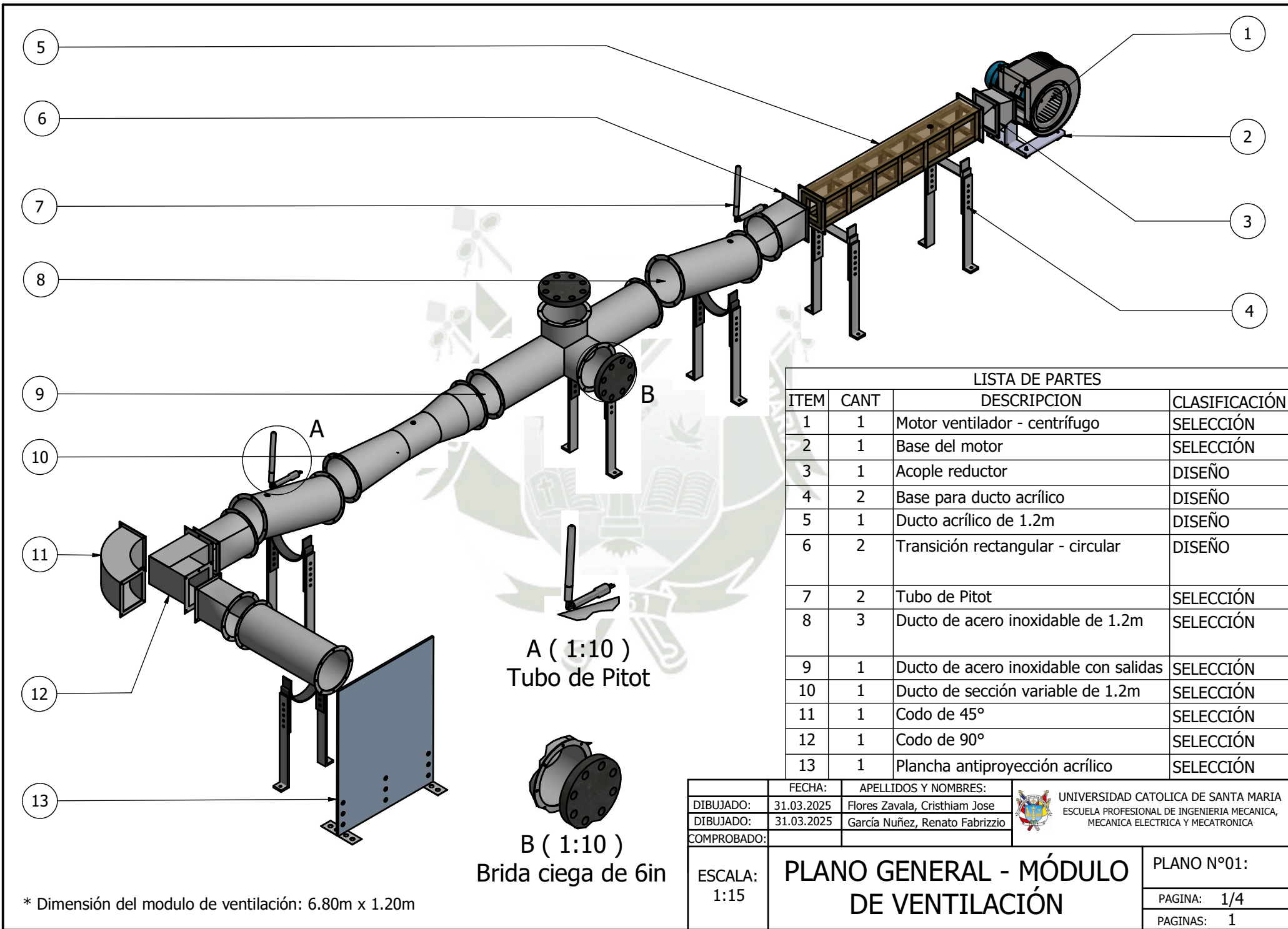
<b>CARTILLA B-01: VENTILADOR CENTRÍFUGO (VEN-001)</b>			
Frecuencia:	Mensual (1 mes)		
Duración estimada:	45 minutos		
Herramientas:	Llave ajustable, multímetro, termómetro infrarrojo, lubricante		
PASO	ACTIVIDAD	CRITERIO DE ACEPTACIÓN	OBSERVACIONES
1	Verificación de fijaciones	Todos los tornillos apretados a torque	
2	Medición de vibración	$\leq 4.5$ mm/s RMS en 3 puntos	
3	Temperatura de rodamientos	$\leq 70^{\circ}\text{C}$ en operación	
4	Lubricación de rodamientos	Según especificación del fabricante	
5	Limpieza de álabes y carcasa	Sin acumulación de polvo	
6	Verificación eléctrica	Corriente nominal $\pm 10\%$	
TÉCNICO:			FECHA:   FIRMA:

## ESTRATEGIA C – MANTENIMIENTO QUINCENAL (15 DÍAS)

<b>CARTILLA C-01: DUCTOS (DUC-001)</b>			
Frecuencia:	Quincenal (15 días)		
Duración estimada:	25 minutos		
Herramientas:	Flexómetro, linterna, paño húmedo, jabón neutro		
<b>PASO</b>	<b>ACTIVIDAD</b>	<b>CRITERIO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
1	Inspección visual exterior	Sin abolladuras o deformaciones	
2	Verificación de uniones	Herméticas (prueba de humo opcional)	
3	Limpieza interior	Sin acumulación de polvo (>1 mm)	
4	Medición de diámetro	Variación $\leq \pm 2\%$ del nominal	
5	Verificación de soportes		
TÉCNICO:		FECHA :	FIRMA :

## ESTRATEGIA D – MANTENIMIENTO TRIMESTRAL (3 MESES)

<b>CARTILLA C-01: DUCTOS (DUC-001)</b>			
Frecuencia:	Quincenal (15 días)		
Duración estimada:	25 minutos		
Herramientas:	Flexómetro, linterna, paño húmedo, jabón neutro		
<b>PASO</b>	<b>ACTIVIDAD</b>	<b>CRITERIO DE ACEPTACIÓN</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
1	Inspección visual exterior	Sin abolladuras o deformaciones	
2	Verificación de uniones	Herméticas (prueba de humo opcional)	
3	Limpieza interior	Sin acumulación de polvo (>1 mm)	
4	Medición de diámetro	Variación $\leq \pm 2\%$ del nominal	
5	Verificación de soportes		
TÉCNICO:		FECHA :	FIRMA :



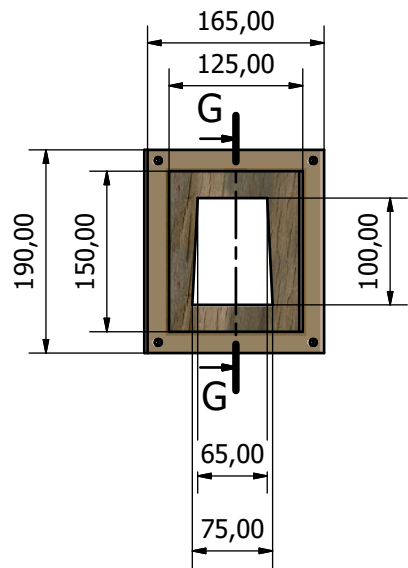
LISTA DE PARTES			
ITEM	CANT	DESCRIPCION	CLASIFICACIÓN
1	1	Motor ventilador - centrífugo	SELECCIÓN
2	1	Base del motor	SELECCIÓN
3	1	Acople reductor	DISEÑO
4	2	Base para ducto acrílico	DISEÑO
5	1	Ducto acrílico de 1.2m	DISEÑO
6	2	Transición rectangular - circular	DISEÑO
7	2	Tubo de Pitot	SELECCIÓN
8	3	Ducto de acero inoxidable de 1.2m	SELECCIÓN
9	1	Ducto de acero inoxidable con salidas	SELECCIÓN
10	1	Ducto de sección variable de 1.2m	SELECCIÓN
11	1	Codo de 45°	SELECCIÓN
12	1	Codo de 90°	SELECCIÓN
13	1	Plancha antiproyección acrílico	SELECCIÓN

A ( 1:10 )  
Tubo de Pitot

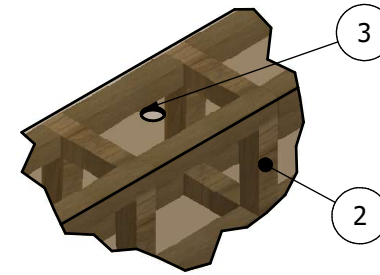
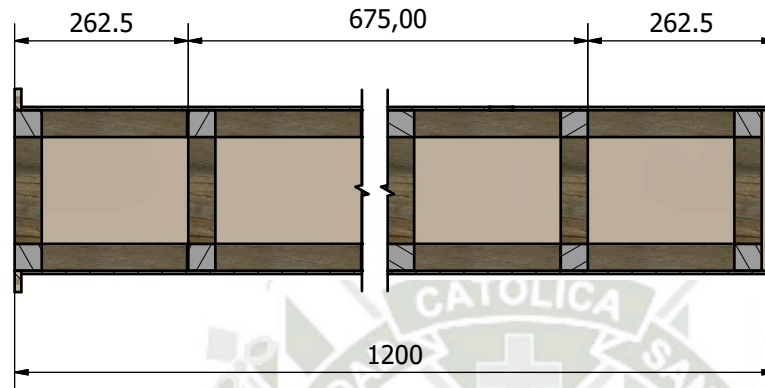
B ( 1:10 )  
Brida ciega de 6in

\* Dimensión del modulo de ventilación: 6.80m x 1.20m

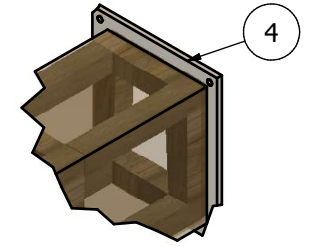
FECHA:	APELLIDOS Y NOMBRES:		 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA
DIBUJADO:	31.03.2025	Flores Zavala, Cristhiam Jose	
DIBUJADO:	31.03.2025	García Nuñez, Renato Fabrizzio	
COMPROBADO:			
ESCALA:	1:15		<b>PLANO GENERAL - MÓDULO DE VENTILACIÓN</b> PLANO N°01: PAGINA: 1/4 PAGINAS: 1



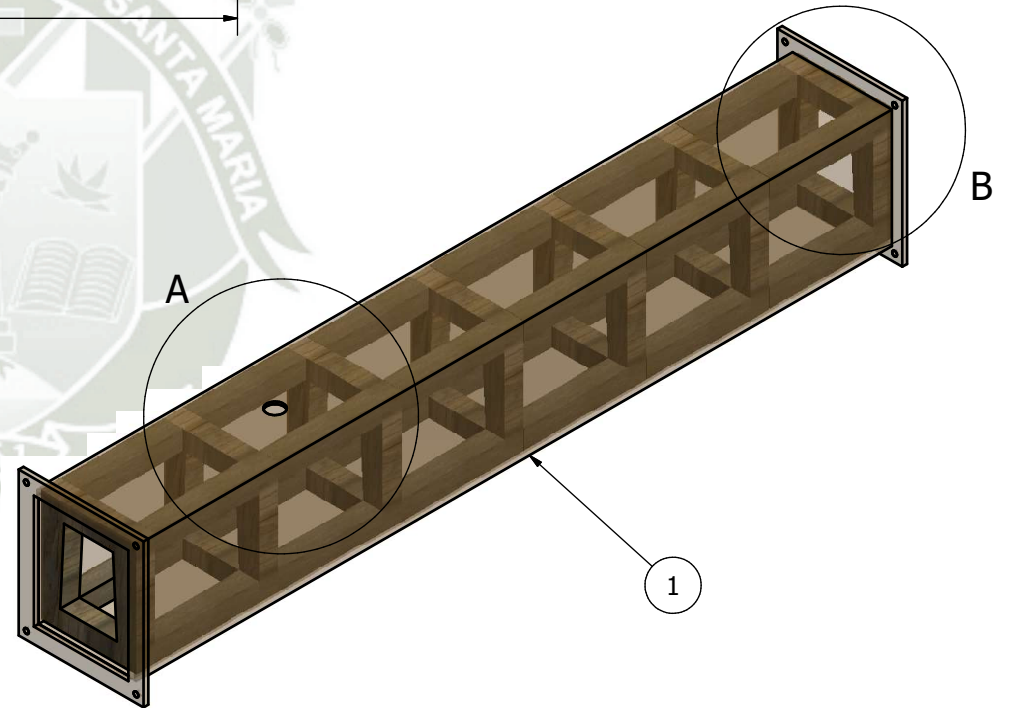
CORTE G-G ( 1:5 )



DETALLE A  
( 1:5 )  
Agujero de 5/8in



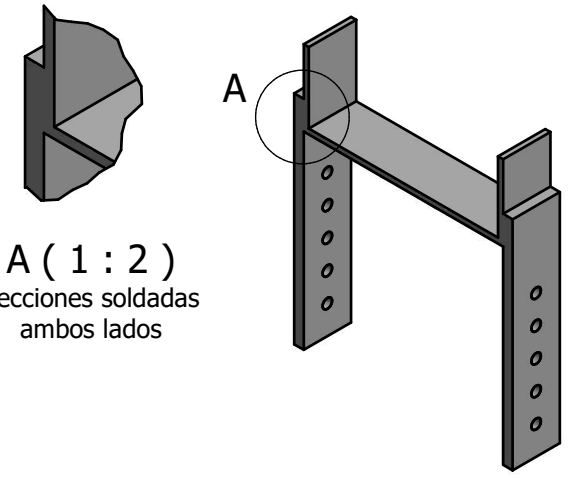
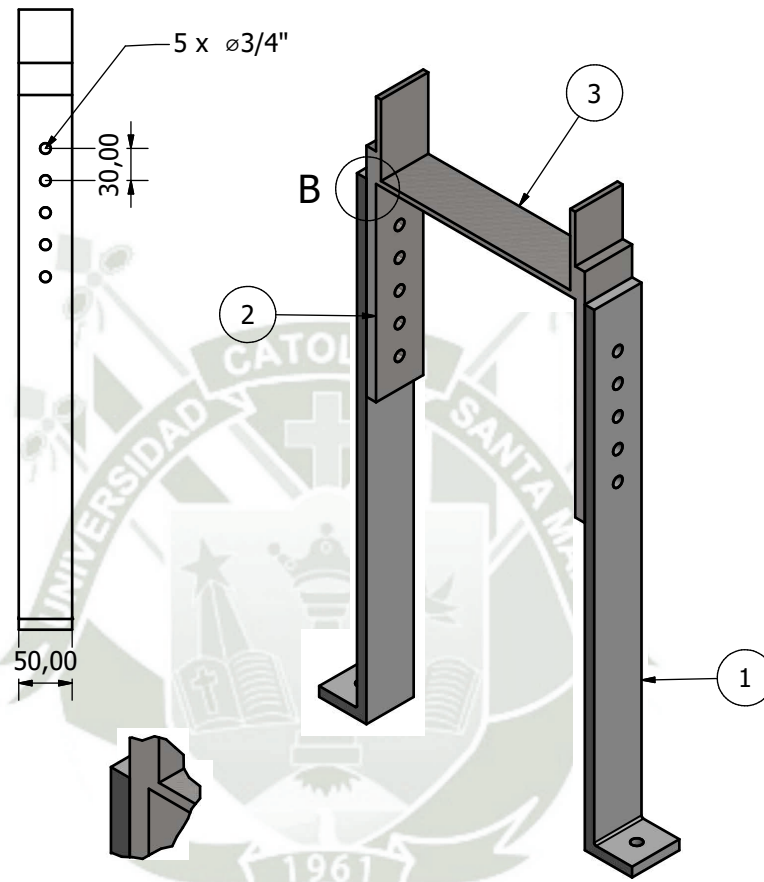
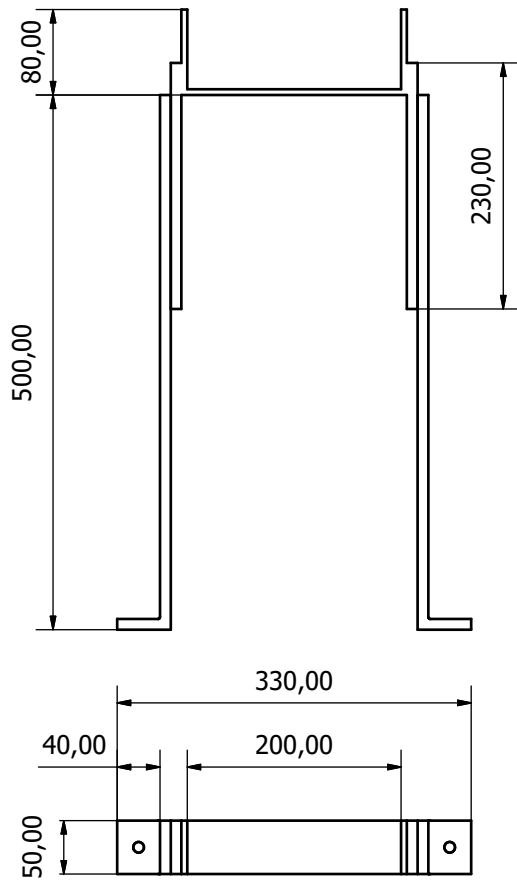
DETALLE B  
( 1:5 )  
Brida con agujeros  
para perno de 1/8in



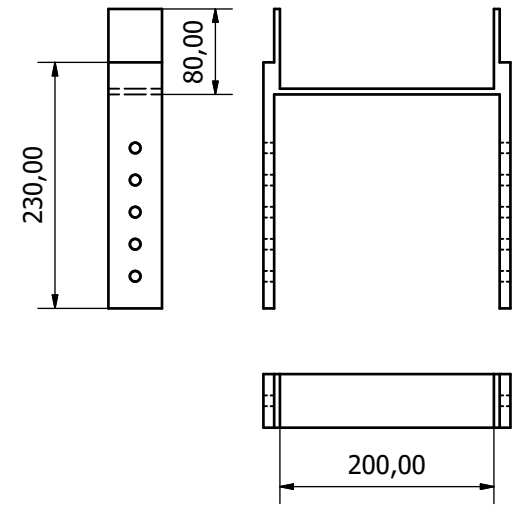
LISTA DE PARTES		
ITEM	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
1	Ducto acrílico 100mm x 75mm	Ducto de acrílico Largo - 1200 mm Ancho - 165 mm Alto - 190 mm
2	Tunel de madera	Cuadro de madera de 150mm x 125mm
3	Plancha acrílica	Plancha de acrílico de 1200mm x 125mm
4	Brida acrílica	Brida acrílica rectangular de 165mm x 190 mm y 150mm x 125mm

NOTA:  
1.- TODAS LAS DIMENSIONES EN mm (S.I.)

FECHA:	31.03.2025	APELLIDOS Y NOMBRES:	Flores Zavala, Cristhiam Jose	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA
DIBUJADO:	31.03.2025		García Nuñez, Renato Fabrizzio	
COMPROBADO:				
ESCALA:	1:5	<b>PLANO - DUCTO RECTANGULAR ACRÍLICO</b>		PLANO N°02:
				PAGINA: 2/4
				PAGINAS: 2



A (1:2)  
Secciones soldadas  
ambos lados

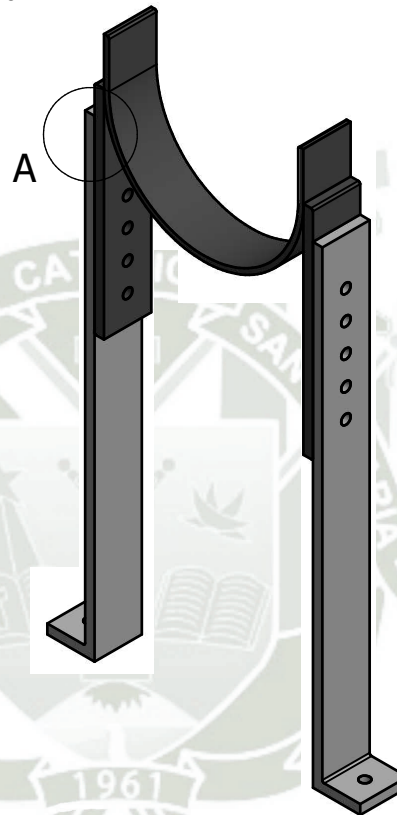
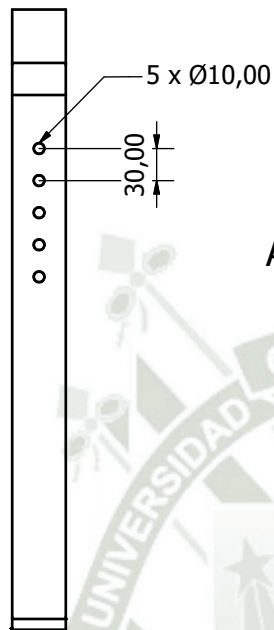
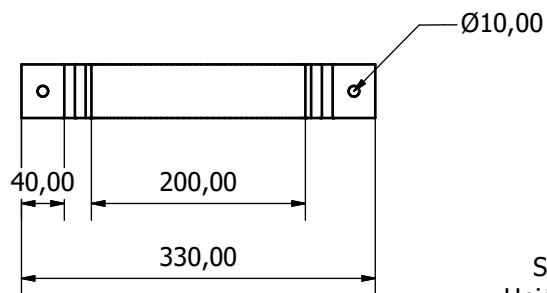
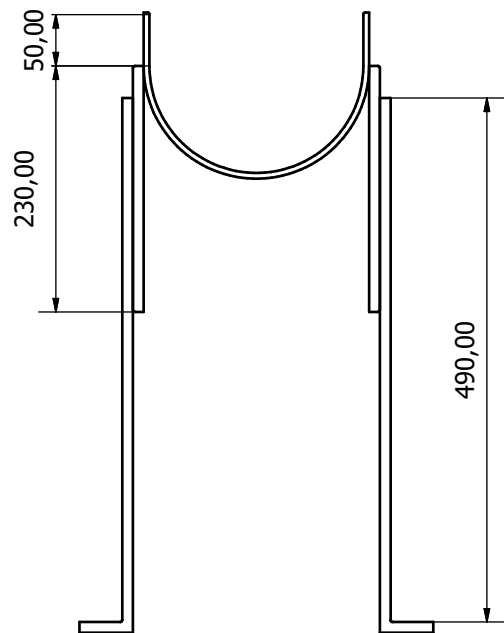


B (1:2)  
Secciones no soldadas  
Union con pernos mediante  
agujeros

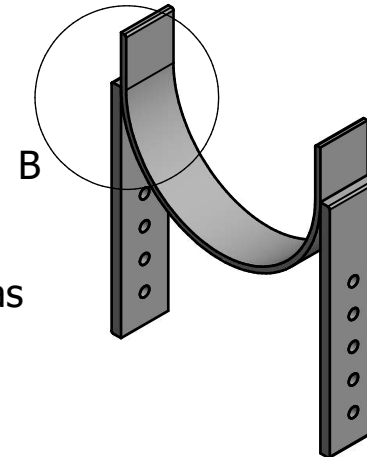
NOTA:  
1.- TODAS LAS DIMENSIONES EN mm (S.I.)

LISTA DE PARTES		
ITEM	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
1	Estructura base del soporte	Planca de acero con 2 agujeros de 1/8in en la base y 5 agujeros para regulación de altura
2	Estructura acanalada del soporte	Planca de acero soldado al acanalado
3	Plancha soldada al acanalado	Planca de acero con 5 agujeros de 1/8in

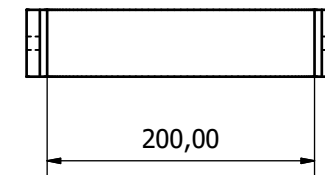
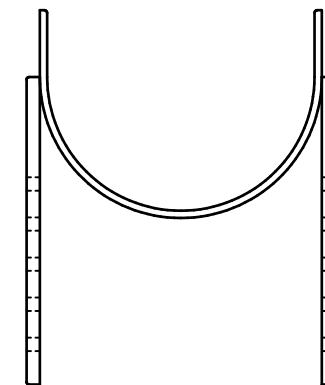
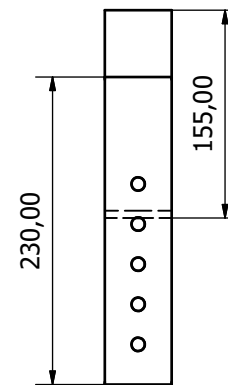
FECHA:	APELLIDOS Y NOMBRES:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA	
DIBUJADO:	Flores Zavala, Cristhiam Jose		
DIBUJADO:	31.03.2025 García Nuñez, Renato Fabrizzio		
COMPROBADO:			
ESCALA:	PLANO - SOPORTE DUCTO RECTANGULAR		PLANO N°03:
1:5			PAGINA: 3/4
			PAGINAS: 3



**A ( 1 : 2 )**  
Secciones no soldadas  
Unión con pernos mediante  
agujeros



**B ( 1 : 5 )**  
Secciones soldadas  
en ambos lados



NOTA:  
1.- TODAS LAS DIMENSIONES EN mm (S.I.)

LISTA DE PARTES

ITEM	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
1	Estructura base del soporte	Planca de acero con 2 agujeros de 1/8in en la base y 5 agujeros para regulación de altura
2	Estructura acanalado en U del soporte	Plancha de acero soldado al acanalado
3	Plancha soldada al acanalado	Planca de acero con 5 agujeros de 1/8in

	FECHA:	APELLIDOS Y NOMBRES:
DIBUJADO:	31.03.2025	Flores Zavala, Cristhiam Jose
DIBUJADO:	31.03.2025	García Nuñez, Renato Fabrizzio
COMPROBADO:		



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,  
MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA

ESCALA:  
1:5

**PLANO - SOPORTE DUCTO  
CIRCULAR**

PLANO N°04:

PAGINA: 4/4

PAGINAS: 4