



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO DE PUNO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



**“DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL PUNTO ÓPTIMO DE
FUNCIONAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO O
RADIAL DE 500 W DE POTENCIA EN LA CIUDAD DE PUNO”**

TESIS

PRESENTADA POR:

MAYCOHL PETER PARISUAÑA ZEA
GILMER HUGO LUPACA VALERIANO

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ
2021



DEDICATORIA

Este trabajo de lo dedico en primer lugar a nuestro creador, por permitirme llegar a este momento tan especial en mi vida, el que me ha dado fortaleza para lograr mis metas y mis triunfos, que me dio fuerza y valor en los momentos difíciles que tuve, y gracias a ello me han enseñado a valorar cada día; por ello, con toda humildad de mi corazón, dedico primeramente este trabajo a Dios.

A mi madre, que ha sabido formarme con valores, con buenos sentimientos y buenos hábitos, que me ha acompañado durante todo el trayecto de mi vida, por el apoyo y el sacrificio que hizo para verme llegar hasta este momento. A mi padre, quien con sus sabios consejos ha sabido guiarme en mi formación y culminar mi carrera profesional, por el sacrificio que hizo por apoyarme en todo el camino que tuve hasta llegar a este momento.

A mis hermanas, por darme su apoyo moral e incondicional, por estar siempre presentes, demostrándome la gran fe que tienen en mí.

Maycohl Peter



DEDICATORIA

Esta tesis presentada lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador que me permitió llegar hasta este momento tan importante, que me dio fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

A mis padres, por ser los pilares tan importantes, que me dieron su apoyo incondicional, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy. Es un orgullo y un privilegio ser su hijo, son los mejores padres para mí.

A mi hermana por estar siempre presente, acompañándome en cada momento y por el apoyo moral que siempre me ha brindado a lo largo de esta etapa de mi vida.

Gilmer Hugo



AGRADECIMIENTO

En primer lugar doy gracias infinitamente a Dios, por protegerme durante todo mi camino y darme fuerzas para superar los obstáculos y dificultades a lo largo de toda mi vida, por haberme bendecido y fortalecido en momentos de debilidad.

Agradezco a mi madre Flora, por el amor, comprensión y por haberme apoyado en lo que me he propuesto. A mi padre Félix, por haberme tenido paciencia, por haberme apoyado en las decisiones que he tomado a lo largo de mi vida, también por haberme ayudado a trazar mi camino.

Y por supuesto a la Universidad Nacional del Altiplano – Puno, a los docentes de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por haberme compartido sus conocimientos, por orientarme y guiarme en el desarrollo de mi formación profesional.

Maycohl Peter



AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por bendecirme la vida, protegerme día a día, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

Gracias a mis padres, Clemente y Lidia, por ser los principales promotores de mis sueños, motivarme en los momentos de mis caídas, por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que me han inculcado.

Agradecemos a mis docentes de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano – Puno, por haberme compartido sus conocimientos, sus consejos, a lo largo de la preparación de mi profesión, que me han tenido paciencia para inculcar muchos valores en el ámbito profesional.

Gilmer Hugo



ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	
AGRADECIMIENTO	
ÍNDICE GENERAL	
ÍNDICE DE FIGURAS	
ÍNDICE DE TABLAS	
ÍNDICE DE ACRÓNIMOS	
RESUMEN	13
ABSTRACT.....	14

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	16
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	17
1.3. HIPÓTESIS	18
1.4. OBJETIVO GENERAL.....	18
1.5. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO	19
2.2. MARCO TEÓRICO	22
2.2.1. Ventiladores	22
2.2.1.1. Clasificación.....	24
2.2.2. Curvas características	28
2.2.3. Presión dinámica y presión total	33
2.2.4. Leyes de los Ventiladores	34
2.2.4.1. Variación del Diámetro	36
2.2.4.2. Variación del Diámetro	36
2.2.4.3. Variación de la Densidad	37



2.2.4.4. Variación de varios parámetros.....	38
2.3. MARCO CONCEPTUAL	39
2.3.1. Ventiladores Centrífugos	39
2.3.2. Características de los ventiladores	40
2.3.2.1. Caudal	40
2.3.2.2. Presión.....	40
2.3.2.3. Rendimiento	41
2.3.3. Condiciones de Equilibrio	42
2.3.4. Ensayos y pruebas	46
2.3.4.1. Disposición.....	46
2.3.5. Tubo de Pitot	50
2.3.6. Códigos para ensayos de ventiladores.....	52

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES	56
3.1.1. Ventilador radial o centrífugo de ½ Kw de potencia	57
3.1.2. Motor eléctrico	58
3.1.3. Variador de frecuencia (RPM)	59
3.1.4. Tubo de Pitot	60
3.1.5. Cono regulador de caudal.....	61
3.1.6. Tacómetro óptico.....	61
3.1.7. Psicrómetro.....	62
3.1.8. Barómetro.....	63
3.1.9. Manómetro diferencial	64
3.1.10. Dinamómetro diferenciales	65
3.2. MÉTODOS	66
3.2.1. Ensayo Técnico	68
3.2.2. Procedimiento de Cálculo	69
3.2.2.1. Parámetros Climatológicos.....	69
3.2.2.2. Cálculo del caudal (Q).....	70



3.2.2.3. Cálculo de la altura efectiva (H).....	71
3.2.2.4. Cálculo de la potencia aerodinámica	73
3.2.2.5. Cálculo del número específico de revoluciones de caudal	73

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS EXPERIMENTALES	74
4.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	76
4.2.1. Cálculo del peso específico del aire	76
4.2.2. Cálculo del Caudal (Q).....	77
4.2.3. Cálculo de la altura efectiva (H)	80
4.2.4. Cálculo de las pérdidas primarias (h_{p_1}).....	81
4.2.5. Cálculo de las pérdidas secundarias (h_{p_2}).....	82
4.2.6. Cálculo de la Altura del Sistema (H_{sist}).....	83
4.3. RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA DETERMINAR EL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	84
4.4. DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	92
4.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL FLUJO DE AIRE (Pa).....	99
4.6. CÁLCULO DEL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES (N_q)	101
V. CONCLUSIONES.....	103
VI. RECOMENDACIONES	106
VII. REFERENCIAS.....	107
ANEXOS.....	109

TEMA : Determinación del punto óptimo de un ventilador centrífugo

ÁREA : Ingeniería Mecánica

FECHA DE SUSTENTACIÓN: 20 DE ENERO DEL 2021.



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: a) Ventilador centrífugo de doble entrada y doble ancho. b) Ventilador Centrífugo de simple entrada.	26
Figura 2.2: Álabes curvados hacia adelante.....	27
Figura 2.3: Álabes de salida radial.....	27
Figura 2.4: Álabes curvados hacia atrás.	28
Figura 2.5: Curvas características tipo en función del tipo de ventilador.....	29
Figura 2.6: Curva característica tipo.....	30
Figura 2.7: Curva de rendimiento de un ventilador comercial	31
Figura 2.8: Curva de rendimiento de un ventilador comercial marca Axicent.....	30
Figura 2.9: Curva de rendimiento con P_e , P_d y P_t	34
Figura 2.10: Ventiladores con diferente diámetro.	36
Figura 2.11: Ventiladores con diferente velocidad (RPM).....	37
Figura 2.12: Ventiladores con diferente densidad del aire (ρ).	38
Figura 2.13: Ventiladores con variación de varios parámetros.	39
Figura 2.14: Rendimiento de Ventilador Centrífugo	40
Figura 2.15: Curva Presión - Caudal	43
Figura 2.16: Curva más plana	43
Figura 2.17: Curva presión - caudal.....	45
Figura 2.18: Disposiciones del ventilador	47
Figura 2.19: Esquema del tubo de Pitot.....	51
Figura 2.20: Ducto de Impulsión Código ASHRAE	51
Figura 2.21: Ducto de Impulsión Código ANSI/AMCA 210.....	54
Figura 3.1: Módulo de ventilador centrífugo.....	56
Figura 3.2: Ventilador Centrífugo.	57
Figura 3.3: Motor eléctrico.	58
Figura 3.4: Variador de frecuencia (RPM)	59
Figura 3.5: Tubo de Pitot.	60
Figura 3.6: Cono regulador de caudal.....	61
Figura 3.7: Tacómetro óptico.....	60
Figura 3.8: Psicrómetro.....	63
Figura 3.9: Barómetro (Laboratorio de Física – UNA)	62
Figura 3.10: Manómetros diferenciales	63



Figura 3.11: Dinamómetro de resorte.	66
Figura 3.12: Módulo de ensayo de ventilador centrífugo tipo B.	67
Figura 3.13: Instalación del módulo.	69
Figura 4.1: Gráfico de la curva característica H-Q para 1200 RPM.	93
Figura 4.2: Gráfico de la curva característica H_{sist} -Q para 1200 RPM.	93
Figura 4.3: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1200 RPM.	94
Figura 4.4: Gráfico de la curva característica H-Q para 1600 RPM.	95
Figura 4.5: Gráfico de la curva característica H_{sist} -Q para 1600 RPM.	95
Figura 4.6: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1600 RPM.	96
Figura 4.7: Gráfico de la curva característica H-Q para 1900 RPM.	97
Figura 4.8: Gráfico de la curva característica H_{sist} -Q para 1900 RPM.	97
Figura 4.9: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1900 RPM.	96



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1:	Datos experimentales a 1200 RPM	75
Tabla 4.2:	Datos experimentales a 1600 RPM	75
Tabla 4.3:	Datos experimentales a 1900 RPM	76
Tabla 4.4:	Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1200 RPM.....	84
Tabla 4.5:	Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1600 RPM.....	85
Tabla 4.6:	Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1900 RPM.....	85
Tabla 4.7:	Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1200 RPM.....	86
Tabla 4.8:	Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1600 RPM.....	87
Tabla 4.9:	Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1900 RPM.....	88
Tabla 4.10:	Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1200 RPM	89
Tabla 4.11:	Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1600 RPM.....	90
Tabla 4.12:	Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1900 RPM.....	89
Tabla 4.13:	Potencias de flujo de aire.....	98
Tabla 4.14:	Números específico de revoluciones de caudal.....	100



ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

ANSI	: Instituto Nacional Estadounidense de Estándares
ASHRAE	: Sociedad Americana de Ingenieros de Refrigeración, Calefacción y Aire Acondicionado
°C	: Grados centígrados
ϵ_c	: Relación de compresión
H	: Altura
°K	: Grados kelvin
KW	: Kilowatt
m.c.a.	: Metros de columna de agua
mm c.d.a.	: Milímetros de columna de agua
M ³ /s	: Metro cúbico por segundo
Nq	: Número específico de revoluciones
Pa	: Pascal
Q	: Caudal
RPM	: Revoluciones por minuto



RESUMEN

La investigación que se ha desarrollado es del tipo aplicativo experimental para analizar el funcionamiento de un ventilador centrífugo, turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria para mantener un flujo continuo de aire; y que tiene aplicación en el diseño e instalación de proyectos industriales de ventilación. La ejecución del proyecto de tesis se desarrolló en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno, durante la última quincena de noviembre del 2018 se prepararon los ensayos experimentales y la primera semana de diciembre del 2018 se ejecutaron los ensayos técnicos. El objetivo de la tesis fue aplicar los conocimientos de turbomáquinas y mecánica de fluidos para determinar experimentalmente el punto óptimo de funcionamiento de un ventilador centrífugo o radial. La metodología experimental que se empleó está basada en los códigos de la ASHRAE para ensayo técnico de ventiladores, realizándose la preparación y ejecución del ensayo técnico cuyos resultados se graficaron para obtener las curvas características del ventilador. Los resultados de la tesis, los puntos óptimos del funcionamiento del ventilador, se determinaron intersecando las curvas características del ventilador y del sistema, obteniéndose que para 1200 RPM ($Q_{OP} = 0,355 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{OP} = 33,800 \text{ m}$), para 1600 RPM ($Q_{OP} = 0,390 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{OP} = 50,000 \text{ m}$) y para 1900 RPM ($Q_{OP} = 0,385 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{OP} = 62,000 \text{ m}$). Concluyéndose que en cada punto óptimo de funcionamiento el ventilador está funcionando eficientemente porque su respectivo número específico de revoluciones para cada velocidad de 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM son: 51,004; 53,140 y 53,357; los cuales caen dentro del rango de 20 – 80, en el que ésta cifra adimensional refleja el funcionamiento eficiente del ventilador, asegurando que el ruido que origina el flujo de aire es del nivel más bajo, mitigando la contaminación ambiental sonora del ambiente de trabajo.

Palabras clave: Ventilador centrífugo, eficiencia, punto de operación, caudal, altura efectiva, contaminación sonora.



ABSTRACT

The research that has been developed is of the experimental application type to analyze the operation of a centrifugal fan, turbomachine that transmits energy to generate the necessary pressure to maintain a continuous air flow; and that has application in the design and installation of industrial ventilation projects. The thesis project was carried out in the Mechanical Engineering Laboratory of the Professional School of Mechanical Engineering of the National University of the Altiplano de Puno, during the last fortnight of November 2018 the experimental tests were prepared and the first week of December of 2018 technical tests were executed. The objective of the thesis was to apply the knowledge of turbomachinery and fluid mechanics to experimentally determine the optimum operating point of a centrifugal or radial fan. The experimental methodology that was used is based on the ASHRAE codes for technical test of fans, the preparation and execution of the technical test being carried out whose results were plotted to obtain the characteristic curves of the fan. The results of the thesis, the optimum points of the fan operation, were determined by intersecting the characteristic curves of the fan and the system, obtaining that for 1200 RPM (QOP = 0.355 m³ / s); HOP = 33,800 m), for 1600 RPM (QOP = 0.390 m³ / s); HOP = 50,000 m) and for 1900 RPM (QOP = 0.385 m³ / s); HOP = 62,000 m). Concluding that at each optimum point of operation the fan is operating efficiently because its respective specific number of revolutions for each speed of 1200 RPM, 1600 RPM and 1900 RPM are: 51,004; 53,140 and 53,357; which fall within the range of 20 - 80, in which this dimensionless figure reflects the efficient operation of the fan, ensuring that the noise originating from the air flow is of the lowest level, mitigating the environmental noise pollution of the work environment.

Keywords: Centrifugal fan, efficiency, operating point, flow, effective height, noise pollution.



CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores son turbomáquinas de baja presión que transforman la energía mecánica en energía de flujo de aire, gas o mezcla de gases y en muchos casos gases con partículas en suspensión.

Si el cambio en la densidad del gas al atravesar la máquina es pequeño (menor de 7%) entre la entrada y salida de la máquina, la teoría desarrollada para máquinas hidráulicas será perfectamente válida para el estudio de los ventiladores. En general para saltos de presión inferiores a 300 mm.c.a. (Milímetros de columna de agua) es decir unos 3000 Pa, se habla de ventiladores y para saltos de presión superior a 1000 mm.c.a. (10^4 Pa) se habla de turbocompresores.

Los ventiladores radiales o centrífugos tienen amplia aplicación en las plantas industriales de transporte neumático, quemadores, cámaras de combustión, ventilación, tiro forzado y tiro inducido en calderas, colectores de polvo, procesos de secado, chimeneas, aire acondicionado, calefacción, etc. Donde es fundamental determinar el comportamiento del ventilador centrífugo a diferentes condiciones de funcionamiento, lo que determina que trabajen a diferentes eficiencias de operación y, el objetivo es determinar la eficiencia óptima del ventilador, que implica determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador.

La curva característica del ventilador depende únicamente del ventilador, y solamente puede variar si el ventilador funciona a una velocidad de rotación distinta, para saber exactamente en qué condiciones funcionará el ventilador, debemos conocer la curva resistente de la instalación o sistema, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga



de la instalación con el caudal que pasa por ella. Podemos encontrar de forma fácil el punto de funcionamiento óptimo o trabajo del ventilador intersecando las curvas características del ventilador y del sistema de ductos.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

La amplia aplicación que tienen los ventiladores radiales en la industria que será el campo de trabajo de los Ingenieros Mecánicos Electricistas, hace imperiosa la necesidad de su capacitación en el aspecto del funcionamiento óptimo o punto de trabajo de un ventilador que es importante desde el punto de vista técnico-económico para cualquier empresa industrial. Desde ese punto de vista y considerando que en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional existe un módulo de Ensayo de un ventilador centrífugo, nos planteamos investigar el funcionamiento de un ventilador, en el aspecto relevante de la teoría de las turbomáquinas de determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador, que es el punto de trabajo eficiente del ventilador a una velocidad (RPM) determinada, con un caudal y altura manométrica óptimas. En base a estos fundamentos y motivaciones académicas nos propusimos investigar como un proyecto de tesis la determinación del punto óptimo de funcionamiento de un ventilador para una velocidad (RPM) en particular, aspecto fundamental para su selección, funcionamiento, vida útil y para salvaguardar la contaminación sonora del ambiente de trabajo de la industria en particular.

En ese sentido nos planteamos y formulamos preguntas de investigación que serán las directrices de nuestra investigación:

- ¿Es factible adecuar y preparar el módulo del ventilador centrífugo para realizar ensayos para determinar su punto óptimo de funcionamiento?



- ¿Es factible diseñar el ensayo técnico experimental del ventilador centrífugo para determinar su punto óptimo de funcionamiento?
- ¿Es factible calcular y graficar los resultados del ensayo técnico para determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo?

1.2. JUSTIFICACIÓN

El trabajo de investigación que se realizó es importante porque en el desarrollo profesional de un ingeniero mecánico electricista el conocimiento experimental y aplicativo acerca de los ventiladores centrífugos es fundamental debido a su amplia aplicación en las plantas industriales de transporte neumático, quemadores, cámaras de combustión, ventilación, tiro forzado y tiro inducido en calderas, colectores de polvo, procesos de secado, chimeneas, aire acondicionado, calefacción, etc.; donde es fundamental determinar el comportamiento óptimo del ventilador radial a diferentes condiciones de funcionamiento, considerando que estos ventiladores son utilizados cuando el flujo de aire requerido es relativamente bajo comparado a la altura de presión, lo que determina que trabajan a diferentes eficiencias de operación y el objetivo es determinar la eficiencia óptima de funcionamiento para un proceso industrial.

Considerando que en el proyecto de investigación se determinará experimentalmente cuál es el punto óptimo de funcionamiento del ventilador intersecando las curvas características del ventilador y del sistema, aspecto técnico fundamental para que la máquina opere eficientemente, lo que repercutirá en su vida útil. Y por ende, es una justificación importante de la investigación, a través de la cual desarrollaremos una metodología que podrá ser utilizada por estudiantes e ingenieros.



Académicamente se contribuirá al desarrollo de la investigación en los laboratorios de la Escuela Profesional, fundamental para reforzar y ampliar nuestros conocimientos; porque usualmente solo se teoriza la determinación del punto óptimo de funcionamiento de una bomba.

1.3. HIPÓTESIS

La aplicación de los conocimientos de turbomáquinas y diseño mecánico nos permitirá diseñar el ensayo técnico experimental para determinar el punto óptimo de funcionamiento de un ventilador centrífugo o radial en la ciudad de Puno.

1.4. OBJETIVO GENERAL

- Determinar experimentalmente a través de un ensayo técnico el punto óptimo de funcionamiento de un ventilador centrífugo.

1.5. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Preparar el módulo de ensayo del ventilador centrífugo para determinar su punto óptimo de funcionamiento.
- Ejecutar el ensayo experimental del ventilador centrífugo para determinar el punto óptimo de funcionamiento.
- Calcular y graficar los resultados para determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo.



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO

2.1.1. Laboratorio de Ingeniería Mecánica III (2013). Turbomáquinas hidráulicas - ventilador centrífugo. Publicación de la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima. Guía de Laboratorio de Ingeniería Mecánica, con información teórica necesaria para la realización del ensayo técnico para determinar el comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes condiciones de funcionamiento (RPM), teoría sobre ventiladores centrífugos, ensayos de ventiladores, normas americanas sobre códigos de ensayo para ventiladores de la ASHRAE y la NAFM.

2.1.2. Álvaro, F. & Cáceres, E. (2017). Diseño y Construcción de un Módulo de Laboratorio de Ventiladores para la EPIME, Tesis de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la UNA - Puno. El objetivo de la tesis es diseñar y construir un módulo para el estudio del comportamiento de un ventilador a diferentes RPM, empleando la metodología de la ingeniería de diseño mecánico, se graficaron las curvas de comportamiento del ventilador a tres velocidades y las curvas características de presión total, potencia al eje y eficiencia total del ventilador funcionado a 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM.

2.1.3. Guzmán, A. & Cajas, J. (2014). Diseño de un Ventilador Centrífugo, trabajo de investigación de la Universidad Nacional del Callao de Lima. Realizan los cálculos y diseños del ventilador en base a los conocimientos sobre ventiladores, conceptos de estructuras, leyes que los gobiernan, gráficos de las curvas características, etc. De acuerdo a los resultados obtenidos en los cálculos seleccionan un motor eléctrico como fuente de



energía. Es el interés de los autores el conocimiento sobre el funcionamiento de esta turbomáquina por las diversas aplicaciones que tienen en las industrias de ventilación, secadores, sopladores, etc.

2.1.4. Vargas, J. (2013). Estudio teórico-experimental de un ventilador centrífugo de álabes rectos radiales del Laboratorio de Energía - PUCP, Tesis de la Facultad de Ciencias e Ingenierías de la Pontificia Universidad Católica del Perú. En su resumen informan que la tesis es de tipo experimental, se realizó utilizando un rotor de álabes rectos radiales con un ángulo de ingreso del rotor $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$. Compararon los resultados de los ensayos del ventilador con las fórmulas establecidas para poder comparar el cumplimiento de sus resultados.

Los resultados obtenidos con las teorías de Bohl, Eck y Bleier no determinaron un planteamiento exacto para obtener el ancho del rodete, pero los resultados obtenidos utilizando estudios de Bohl fueron los más confiables y cercanos.

2.1.5. Marín, N. (2016). Diseño óptimo y simulación de un ventilador centrífugo. Tesis de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. El objetivo general es el de optimizar la eficiencia total del dispositivo y como objetivos específicos evaluar y optimizar la eficiencia hidráulica y mecánica y minimizar el consumo energético. Para encontrar así el ángulo de salida óptimo y el número de álabes apropiado para el diseño del rodete con ayuda del programa computacional Engineering Equation Solver. De esta manera se prosiguió con el rediseño del rotor del dispositivo calculando las nuevas dimensiones del rotor y eficiencias para comparar estas últimas con el diseño base realizada y se corroboró si en efecto se realizó una optimización del diseño.

2.1.6. Talace, B. (2017). Diseño y Construcción de planta piloto de extracción por



solventes y electrodeposición de cobre. Tesis de la Escuela Profesional de Ingeniería Metalúrgica y Materiales de la Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann - Tacna. En la Planta se hacen investigaciones tecnológicas de metalurgia con buenos resultados. Tiene capacidad de tratamiento de 5,67 L/min de acuoso fresco y es posible simular el proceso completo hasta la obtención de cobre catódico. El diseño del sistema de extracción de gases provenientes de los procesos metalúrgicos para disminuir la contaminación ambiental, considera un ventilador centrífugo de 2 KW a 2200 RPM; sistema importante para evitar enfermedades profesionales al personal que realiza tareas en la planta.

2.1.7. Arias, J. (2011). Diseño del Sistema de extracción localizado para el banco de pruebas de combustión del Proyecto Carbón, tesis de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú. El laboratorio del Proyecto Carbón está localizado en la sección de Ingeniería en la parte posterior del área de Fundición, donde se identificó la necesidad de extracción de gases y partículas que se produce durante los ensayos de combustión, sea ésta con briquetas de carbón vegetal o biomasa residual. Se incluye las Normas a tener presente para el diseño del sistema de extracción localizada, que comprende ductos de 300 mm x 300 mm, donde el fluido es absorbido con una velocidad de captura de 0,6 m/s, velocidad de transporte de 20 m/s y se opta por un ventilador centrífugo de álabes inclinados hacia atrás, es decir $\beta_2 < 90^\circ$, lo cual tiene como característica un menor consumo de potencia (2 HP); para la limpieza y captura de las partículas se realiza por medio de un filtro cuya área neta de la tela es aproximadamente 38 m² y un área total de la tela de 75 m². El costo total del sistema de extracción es de \$ 31730,00 (dólares americanos).

2.1.8. Guillén, C. (2016). Optimización del sistema de ventilación aplicando



tecnologías informáticas: Minera HEMCO - Nicaragua. Tesis de la Facultad de Ingeniería Geológica, Minera y Metalúrgica de la Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, UNI. Desde el año 2009 Compañía Minera HEMCO NICARAGUA S.A. (HEMCO), viene implementando modificaciones y cambios en la gestión, buscando mejorar su productividad, reducir el costo de operaciones y trabajar con estándares aceptables de seguridad. La mina presenta un sistema de ventilación de tiro natural; surge entonces la necesidad de rediseñar el sistema, con el soporte del Software VENTSiM Visual Avanzado, herramienta que ayudó a planificar y mejorar los circuitos de ventilación actual y proyectada.

Para este fin, se ajustaron los datos de campo con los datos generados por el software y; teniendo un sistema de ventiladores centrífugos; teniendo de base este modelo se comenzó a diseñar y simular diversos escenarios. Diseñando al final un sistema flexible, seguro y económico; así como en la selección de los ventiladores centrífugos o radiales óptimos.

2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. Ventiladores ¹

Los ventiladores son máquinas destinadas a producir un incremento de presión total Δ_{ptotal} pequeño; convencionalmente se fija el límite de Δ_{ptotal} para ventiladores en 1 m.c.a., o una relación de compresión $\epsilon_c = 1,1$. Si el incremento de presión no excede el valor indicado, la variación del volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador se comporta como una turbomáquina hidráulica. En la actualidad, en el diseño se tiene en cuenta la

¹ Fernández, P. (2011). Ventiladores. Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.



compresibilidad para incrementos de presión muchos menores, hasta 0,3 m.c.a., por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar y considerar como una turbomáquina hidráulica.

Los soplantes o turbosoplantes son máquinas destinadas a comprimir gases en donde la relación de compresión está comprendida en el intervalo $1,1 < \varepsilon_c < 3$; no tienen refrigeración incorporada y en general son de un sólo escalonamiento.

En los recuperadores de los altos hornos, por ejemplo, la soplante tiene que impulsar aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección al interior del horno, con una relación de compresión del orden de $\varepsilon_c = 3$, utilizándose en estas circunstancias soplantes de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente hay que precalentar el aire. Una clasificación orientativa es, turbosoplantes de:

- Baja Presión : $\varepsilon_c = 1,1 \div 1,5$
- Mediana Presión : $\varepsilon_c = 1,5 \div 3,5$
- Alta Presión : $\varepsilon_c = 2,5 \div 4$

El número de revoluciones de las turbosoplantes varía de 3 000 a 21 000 RPM.

El ventilador es una bomba rotodinámica de gas que transporta gases, absorbiendo energía mecánica en el eje y devolviéndola al gas; se distingue del turbocompresor en que las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas se puede considerar prácticamente incompresible



De todo esto se deduce que las fórmulas relativas al diseño y funcionamiento de las bombas centrífugas son de aplicación a los ventiladores, salvo aquellas que por su naturaleza sean propias de las bombas

2.2.1.1. Clasificación

Los ventiladores que se emplean comúnmente se pueden dividir en tres tipos generales: de hélice, axiales y centrífugos. Los ventiladores se pueden disponer con variedad de posiciones de descarga y con rotación del impulsor, ya sea en el sentido de las agujas del reloj o viceversa. Salvo raras excepciones, se pueden proporcionar para acoplamiento directo o para fajas V.

Ventilador de hélice.- Consiste en una hélice dentro de un anillo o marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es paralela al eje del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro, o hacia el ambiente exterior, o para introducir aire fresco.

Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja, raramente a presiones estáticas mayores de 25 mm de c.a. Se fabrica en muchos estilos y tipos para trabajos específicos.

Los ventiladores extractores normales, pueden tener de 2 a 16 aspas, dependiendo del funcionamiento particular del ventilador.

Generalmente las unidades de poco número de aspas se usan en ventiladores de baja presión y los que cuentan con un número mayor de aspas se emplean en aquellas aplicaciones que requieren presión.

El ancho de las aspas, su ángulo, su velocidad axial y número de etapas, son factores todos que intervienen en el diseño y la capacidad.

Ventilador axial.- Los coeficientes de presión oscilan de 0,05 a 0,6 pudiendo llegar en algunos diseños hasta 1; este tipo de ventilador consiste esencialmente en una hélice encerrada en una envolvente cilíndrica y es de diseño aerodinámico. La adición de álabes-guía detrás del rotor, convierten al ventilador turbo-axial en un ventilador axial con aletas guía.

Puede funcionar en un amplio rango de volúmenes de aire, a presiones estáticas que van de bajas a medias y es capaz de desarrollar mayores presiones estáticas que el ventilador turbo-axial y ser más eficiente; los álabes-guía, en la succión o en la descarga, o en ambas partes, se han añadido para enderezar el flujo del aire fuera de la unidad.

Aprovechando la conversión del componente rotativo de la corriente de aire, este ventilador puede alcanzar una presión estática más alta que el de tipo de hélice de aspas rectas, a la misma velocidad axial, y hacerlo más eficientemente. La facilidad de montaje y el flujo del aire en línea recta los hace ideales para muchas aplicaciones; por encima de 75 a 100 mm de presión estática, los ventiladores axiales se usan pocas veces para servicios de ventilación.

Ventilador centrífugo.- Consiste en un rotor encerrado en una envolvente de forma espiral; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, es succionado por el rotor y arrojado contra la envolvente de descarga por la salida en ángulo recto al eje; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble.

En un ventilador de entrada doble, Fig. 2.1, el aire entra por ambos lados de la envolvente succionado por un rotor doble o por dos rotores sencillos montados lado a

lado. Los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar, en general, en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación.

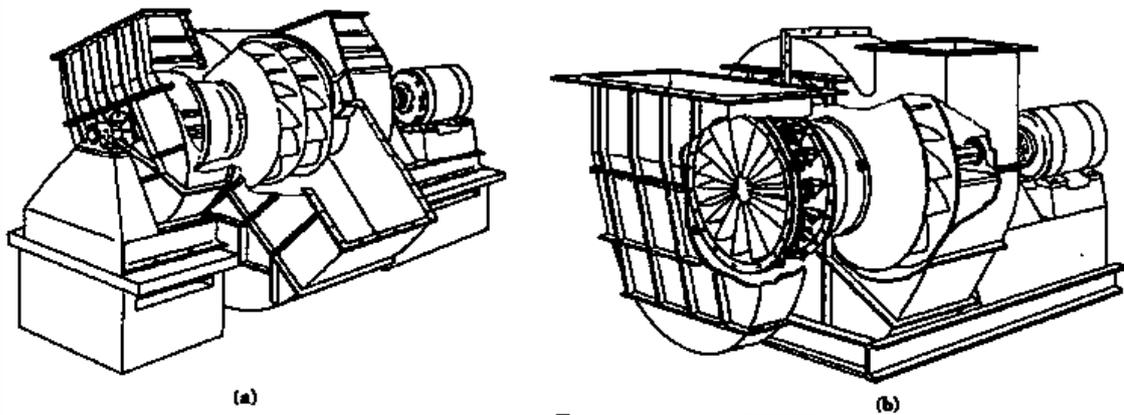


Figura 2.1: a) Ventilador centrífugo de doble entrada y doble ancho.

b) Ventilador Centrífugo de simple entrada.

Fuente: Fernández, P. (2011). Ventiladores. Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.

Los rotores pueden tener los tres tipos de álabes que se representan en las Figuras 2.2, 2.3 y 2.4; cuyas particularidades son las siguientes:

a) Alabes curvados hacia adelante $\beta_2 > 90^\circ$.- Este tipo es poco frecuente en las bombas centrífugas; en los ventiladores se emplea a causa del bajo nivel de ruido que presentan; otras características son:

- Gran número de álabes de 48 a 60.
- Para una velocidad determinada caudal superior y dimensiones menores que las de cualquier otro tipo de ventilador.
- Rendimiento bajo, máximo del orden de 65 a 75% por lo que en la actualidad este tipo de ventilador centrífugo tiende a ser reemplazado por los modernos ventiladores axiales.

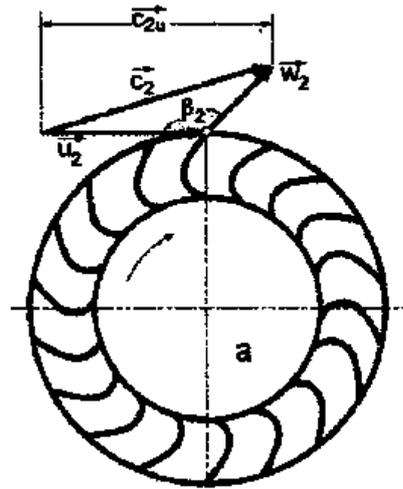


Figura 2.2: Álabes curvados hacia adelante

Fuente: Fernández, P. (2011). Ventiladores. Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.

- b) Alabes de salida radial $\beta_2 = 90^\circ$.**- Tienen menor número de álabes que los anteriores; se emplean para impulsar aire o gases sucios a elevada temperatura, gracias a la facilidad con que son eliminados los depósitos sólidos por la fuerza centrífuga.

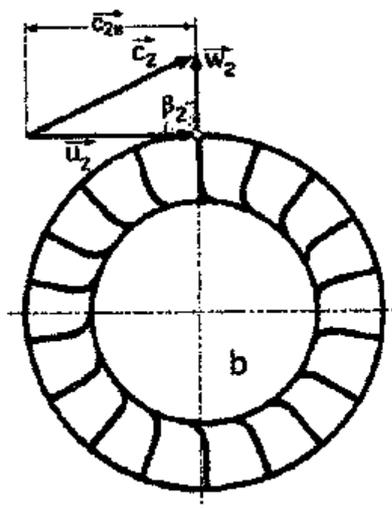


Figura 2.3: Álabes de salida radial

Fuente: Fernández, P. (2011). Ventiladores. Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.

- c) **Alabes curvados hacia atrás $\beta_2 < 90^\circ$.**- Es el tipo normal de ángulo de salida en las bombas centrífugas. Tienen mejor rendimiento que los anteriores, ya que si los antiguos álabes de chapa se reemplazan por los más modernos de perfil aerodinámico, se llega a alcanzar un rendimiento del orden del 90%. Su presión y gasto másico son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que en el primer tipo. El nivel de ruido es bajo.

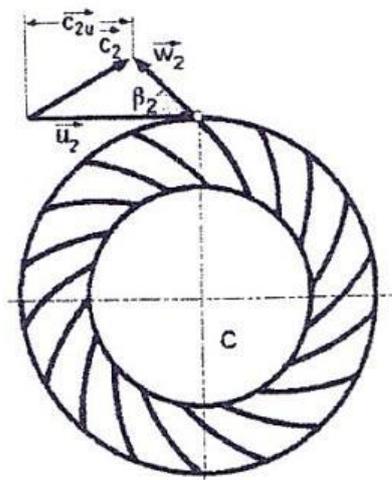


Figura 2.4: Álabes curvados hacia atrás.

Fuente: Fernández, P. (2011). Ventiladores. Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.

2.2.2. Curvas características²

La curva de rendimiento o curva característica de un ventilador es un gráfico en el que se muestra el rango de incrementos de presión que el ventilador es capaz de generar en función del caudal que se requiera. Para obtener dicho gráfico es necesario ir variando el caudal desde el punto de caudal máximo (caudal a descarga libre) hasta el punto en el

² Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España. Universitat Politècnica de Catalunya.

que el caudal es nulo. Además, es importante conocer otros parámetros del ventilador, como por ejemplo la velocidad de giro, la eficiencia o los niveles de ruido que produce.

También resulta importante definir correctamente los parámetros ambientales en los que la curva va a obtenerse, ya que, el comportamiento de un ventilador varía mucho con el estado atmosférico, es decir, con la presión y la temperatura ambiente de forma que normalmente se toman como valores estándar una presión de 101 325 Pa, una temperatura de 20°C y una densidad del aire de 1 293 kg/m³. Estos valores son orientativos y puede crearse una curva de rendimiento con otros valores de referencia sin embargo resulta imprescindible que siempre se den estos tres datos junto con la curva.

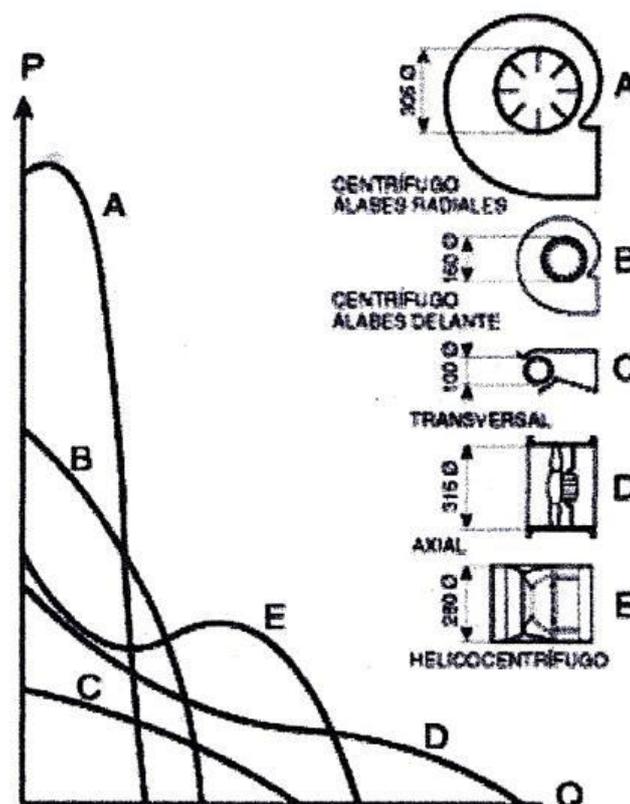


Figura 2.5: Curvas características tipo en función del tipo de ventilador

Fuente: Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España.

Universitat Politècnica de Catalunya.

El hecho de que existan diferentes tipos de ventiladores implica que también existirán distintos tipos de curvas de rendimiento. En la fig. 2.5 se observan dichas curvas, se puede observar que los ventiladores centrífugos (A y B) generan incrementos de presión mayores con caudales reducidos mientras que los transversales y axiales (C y D) generan incrementos de presión menores, pero son capaces de mover mayores cantidades de aire. Los helicocentrífugos proporcionan un caudal y una presión intermedios.

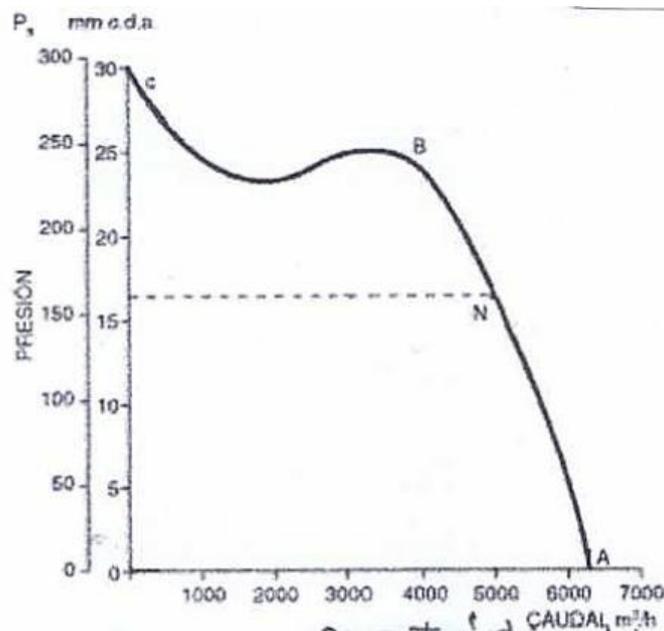


Figura 2.6: Curva característica tipo.

Fuente: Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España. Universitat Politècnica de Catalunya.

En la fig. 2.6 se puede observar una curva de rendimiento tipo de un ventilador de flujo axial en la que se grafica el incremento de presión estática en función del caudal. En cuanto al régimen de uso, es importante notar que entre B y c la curva es bastante inestable, existen puntos en los que obtenemos un incremento de presión menor con una reducción de caudal. Esto lleva a concluir que la zona de funcionamiento ideal del ventilador es la que queda entre A y B y es por ello que muchas empresas que comercializan ventiladores solamente muestran este tramo de la curva, hecho que se

puede observar en la figura 2.8 ya que el caudal mínimo que aparece en la gráfica es algo menor de $4\,375\text{ m}^3/\text{h}$.

En la fig. 2.6 se observa también que para unas pérdidas determinadas sólo existe un punto posible de funcionamiento del ventilador, siempre hablando ya de la zona de funcionamiento ideal. En este caso para unas pérdidas de carga de $16\text{ mm c.d.a. (160 Pa)}$ se obtiene el punto N.

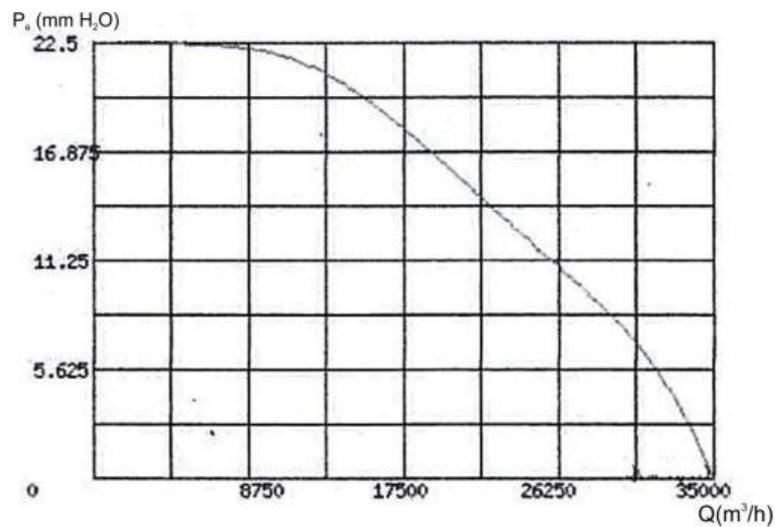


Figura 2.7: Curva de rendimiento de un ventilador comercial

Fuente: Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España.
Universitat Politècnica de Catalunya.

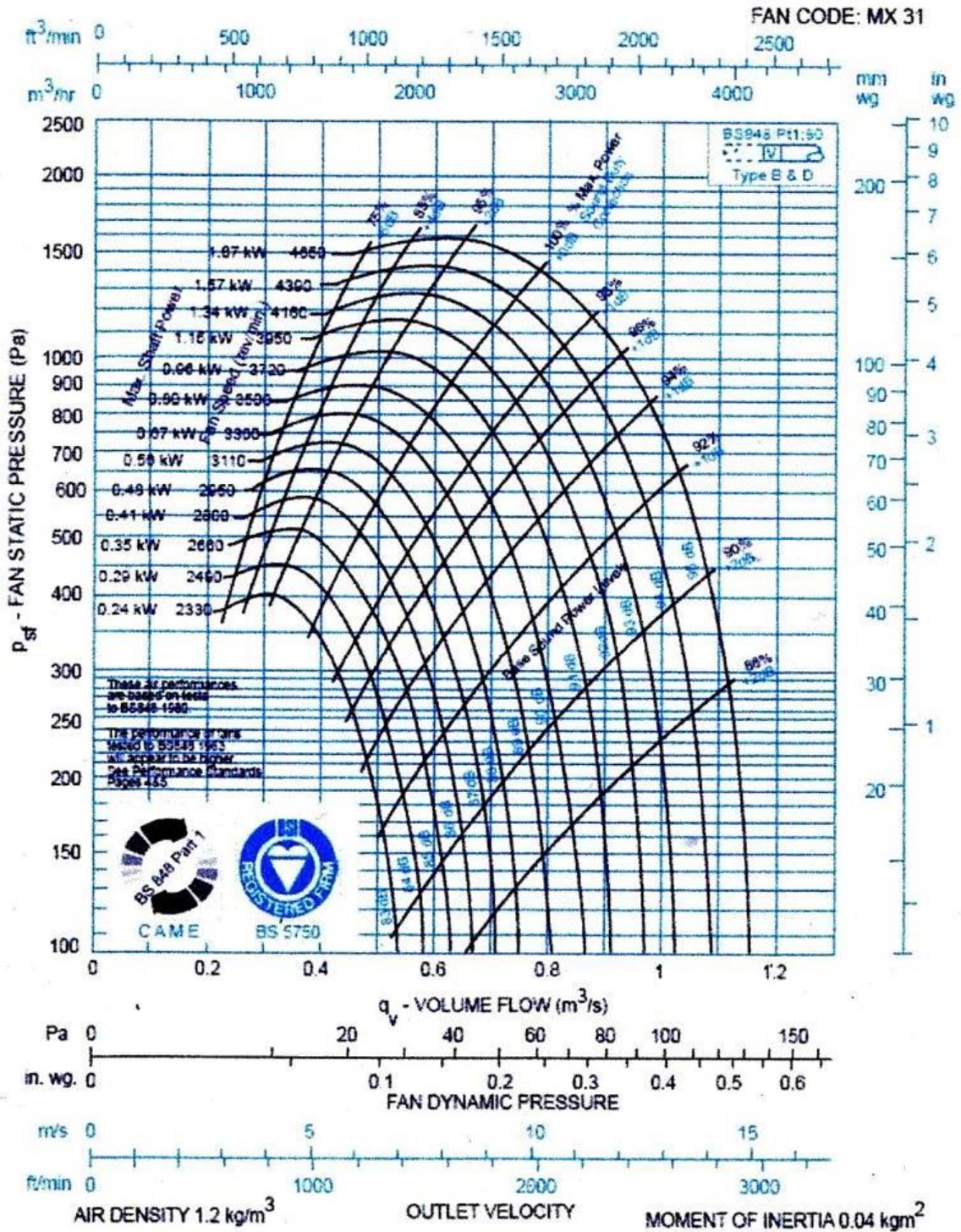


Figura 2.8: Curva de rendimiento de un ventilador comercial marca Axicent

Fuente: Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España. Universitat Politècnica de Catalunya.



En la fig. 2.7 se puede observar la curva de rendimiento de un ventilador comercial de la marca Sodeca, en concreto se trata del HCT-100-8T-3/AL/GALV/-40°C, es un ventilador axial de conducto utilizado en conductos de congelación. Su diámetro es de 1,07 m. Esta curva se ha obtenido a 720 rpm, con una temperatura de 20°C, una densidad del aire de 1,2046 kg/m³ y una presión atmosférica de 101 325 Pa.

Todas las curvas mostradas hasta ahora (fig. 2.5 a fig. 2.7) son curvas de una cierta simplicidad debido a que únicamente se presenta la relación entre caudal y presión estática, sin embargo, en la realidad, muchas veces se pueden encontrar curvas bastante más complejas de distintos tipos como las que se pueden ver a continuación.

2.2.3. Presión dinámica y presión total

En ciertas ocasiones, en la misma gráfica se presenta también el incremento de presión dinámica, así como la suma de ambas presiones (presión total). En la fig. 2.9 se puede observar la misma gráfica ampliada con las presiones dinámica y total.

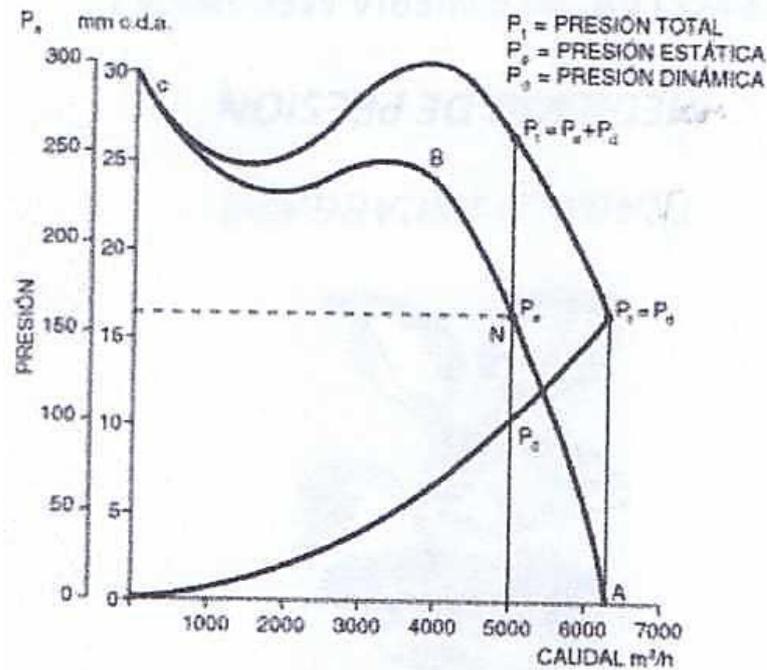


Figura 2.9: Curva de rendimiento con P_e , P_d y P_t

Fuente: Fernández, A. 2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador. España. Universitat Politècnica de Catalunya.

2.2.4. Leyes de los Ventiladores

Si un ventilador debe funcionar en condiciones diferentes de las ensayadas, no es práctico ni económico efectuar nuevos ensayos para determinar sus prestaciones, mediante el uso de un conjunto de ecuaciones designadas con el nombre de leyes de los ventiladores es posible determinar, con buena precisión, las nuevas prestaciones a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas. Al mismo tiempo, estas leyes permiten determinar las prestaciones de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes a partir de las características del ventilador ensayado.

Las leyes de los ventiladores están indicadas, bajo forma de relación de magnitudes, en ecuaciones que se basan en la teoría de la mecánica de fluidos y su exactitud es



suficiente para la mayoría de las aplicaciones, siempre que el diferencial de presión sea inferior a 3 kPa, «por encima del cual se debe tener en cuenta la compresibilidad del gas».

Las variables que corresponden a un ventilador son la velocidad de rotación, el diámetro de la hélice o rodete, las presiones total, estática y dinámica, el caudal, la densidad del gas, la potencia absorbida, el rendimiento y el nivel sonoro.

Las normas internacionales ISO, 5801-96 (E) y WD 13348-1998, a estas variables les asignan los siguientes símbolos y unidades, que aquí usaremos para ilustrar las definiciones y aplicaciones.

Símbolo	Concepto	unidad
D_r	Diámetro hélice/rodete	m
L_{wt}	Nivel Potencia total sonora	dB
n	Velocidad rotacional	s ⁻¹
P_r	Potencia mecánica suministrada al ventilador	W
P_f	Presión del ventilador	Pa
q_v	Caudal de entrada	m ³ s ⁻¹
ρ	Densidad	kg m ⁻³

Además, debe tenerse en cuenta, antes de aplicar las leyes de los ventiladores que los valores conocidos lo sean de un aparato de la misma familia trabajando en las mismas condiciones bajo las cuales queremos determinar los nuevos valores y que las condiciones del ventilador considerado sean todas proporcionales a las correspondientes del tomado como punto de partida y cuyos valores reales de ensayo se conozcan. También es necesario que la velocidad del fluido dentro del ventilador sea proporcional de uno a otro y para lo cual debe comprobarse que la razón entre la velocidad periférica de dos puntos de un rodete sea la misma que la de entre la de dos puntos semejantes del otro rodete.

2.2.4.1. Variación del Diámetro

Caudal $q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3$

Presión $p_F = p_{F0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2$

Potencia $P_r = P_{r0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5$

Nivel Potencia sonora $L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}}$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

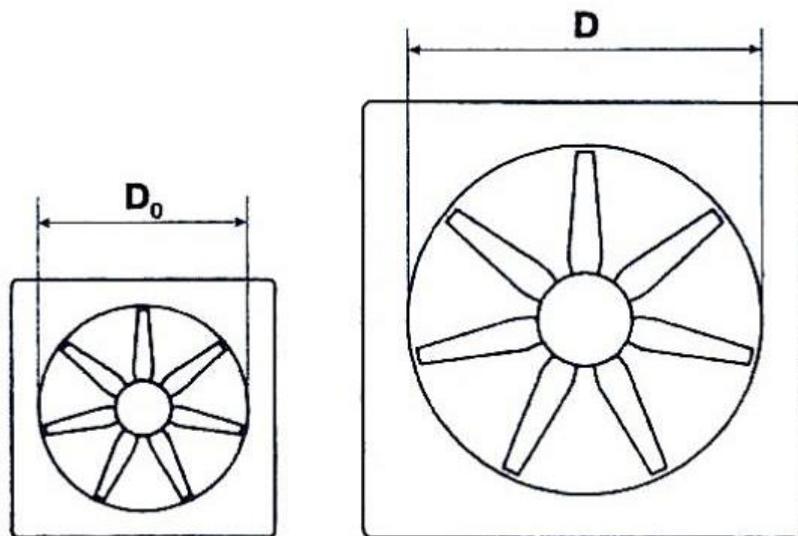


Figura 2.10: Ventiladores con diferente diámetro.

Elaborado por el equipo de trabajo.

2.2.4.2. Variación del Diámetro

Caudal $q_v = q_{v0} \frac{n}{n_0}$

Presión
$$p_F = p_{F0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

Potencia
$$P_r = P_{r0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^5$$

Nivel Potencia sonora
$$L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \frac{n}{n_0}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

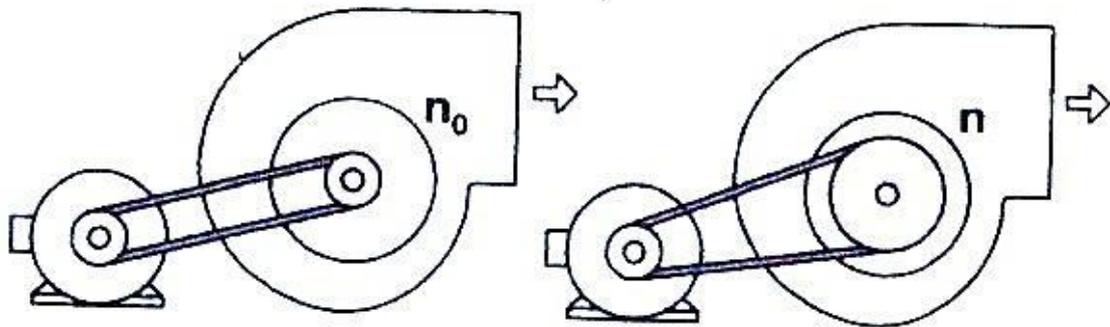


Figura 2.11: Ventiladores con diferente velocidad (RPM).

Elaborado por el equipo de trabajo.

2.2.4.3. Variación de la Densidad

Caudal
$$q_v = q_{v0}$$

Presión
$$p_F = p_{F0} \frac{\rho}{\rho_0}$$

Potencia
$$P_r = P_{r0} \frac{\rho}{\rho_0}$$

Nivel Potencia sonora
$$L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

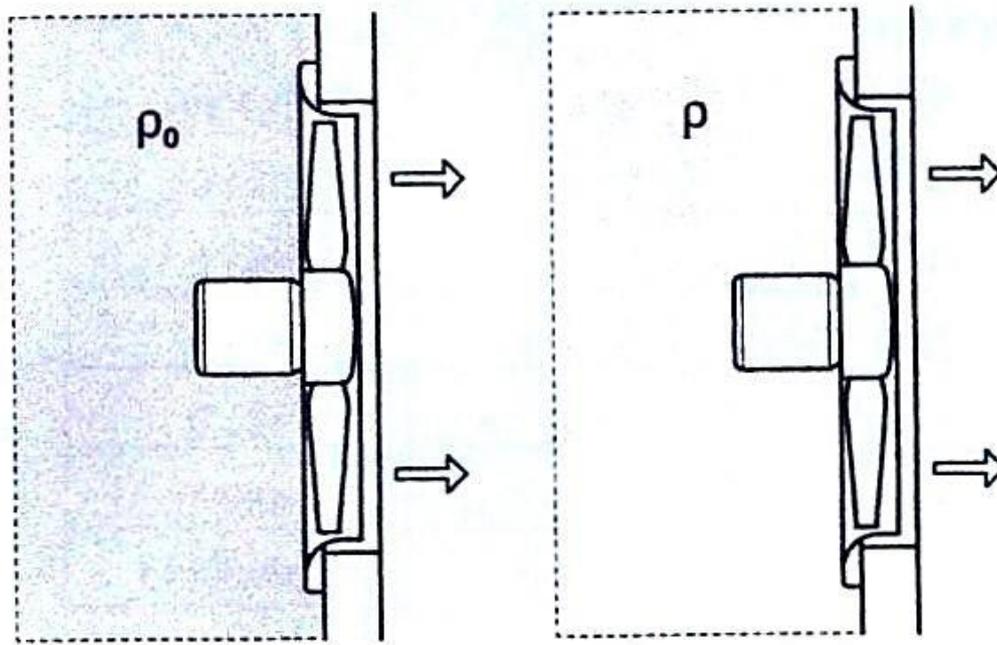


Figura 2.12: Ventiladores con diferente densidad del aire (ρ).

Elaborado por el equipo de trabajo.

2.2.4.4. Variación de varios parámetros

Caudal
$$q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3 \frac{n}{n_0}$$

Presión
$$p_F = p_{F0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \frac{\rho}{\rho_0}$$

Potencia
$$P_r = P_{r0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \frac{\rho}{\rho_0}$$

Nivel Potencia sonora
$$L_{wr} = L_{wr0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}} + 50 \log \frac{n}{n_0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

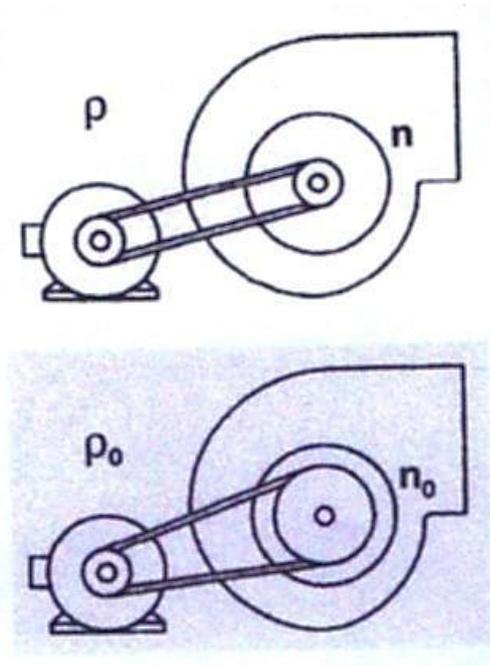


Figura 2.13: Ventiladores con variación de varios parámetros.

Elaborado por el equipo de trabajo.

2.3. MARCO CONCEPTUAL

2.3.1. Ventiladores Centrífugos ³

Un ventilador centrífugo es un aparato compuesto de un rodete de álabes o aletas que gira dentro de una carcasa espiral o espiraloide conocida como voluta. La rotación del rodete se asegura mediante un motor, generalmente eléctrico, siendo su finalidad poner en movimiento aire o un fluido gasiforme.

Las aplicaciones de los ventiladores son muy variadas y extensas en el campo de la minería, en el transporte neumático de materiales, acondicionamiento de aire, climatización, etc. Igualmente son extensos los límites de su empleo, ya que pueden lograrse presiones de hasta unos 2 600 mm de columna de agua y caudales desde unos 10 litros por segundo hasta 1 000 m³/s en grandes ventiladores de hasta ocho metros de

³ Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos.



diámetro empleados en torres de refrigeración de agua o en centros de ensayos aerodinámicos.

2.3.2. Características de los ventiladores

2.3.2.1. Caudal

Es el volumen de fluido que circula por el ventilador en la unidad de tiempo. En realidad, esta definición es exacta para ventiladores de media y baja presión, pues en los de alta presión debería tenerse en cuenta la compresibilidad del fluido, variando entonces la definición de la siguiente forma:

Es la masa de aire (o fluido) que circula por el ventilador en la unidad de tiempo, para una masa de aire (o de fluido) en las condiciones normales de presión y temperatura:

Temperatura:	20 °C
Humedad relativa:	65%
Presión:	760 mm Hg

2.3.2.2. Presión

Podemos definir la presión como la diferencia algebraica entre las presiones totales medias en las bocas de impulsión y de aspiración, las cuales se expresan en milímetros de columna de agua ($760 \text{ mm Hg} = 10\,332 \text{ mm.c.d.a.}$), y deberíamos hacer en este momento la distinción entre presión estática y presión dinámica. La primera es la presión interior de un fluido que se halla moviéndose en línea recta, es decir, el valor que indicaría un manómetro que se moviera dentro de la corriente del fluido con la misma velocidad que éste. La segunda es la máxima aceleración de presión que tiene lugar en una corriente de fluido frente al centro de un obstáculo y que equivale a la presión necesaria para la

aceleración del fluido desde el estado de reposo a la velocidad que posee en cada momento.

$$Presión\ dinámica = \frac{V^2}{2} \times \frac{\delta}{g}$$

En kg/mm^2 o mm.d.c.a. , siendo V la velocidad media en m/s , δ la densidad del fluido en kg/m^3 (1,205 a 20°C para aire limpio) y g la aceleración de la gravedad en m/s/s ($g = 9,81$).

La presión total es precisamente la suma algebraica de la presión estática y la presión dinámica:

$$P_1 = P_e + P_d = P_e + \frac{V^2 \times \delta}{2g}$$

2.3.2.3. Rendimiento

La calidad aérea y mecánica de un ventilador se juzga por su rendimiento, que se define como el cociente entre la potencia utilizada y la suministrada. El rendimiento así obtenido es el que emplean los diferentes usuarios para comparar varios aparatos entre sí. Por el contrario, los especialistas y los constructores recurren a rendimientos parciales para comparar aisladamente los diferentes factores que influyen, a veces notablemente, en la marcha del aparato.

En la figura 2.14 se ha dibujado la curva clásica de un ventilador centrífugo de acuerdo con el diagrama de Eck.

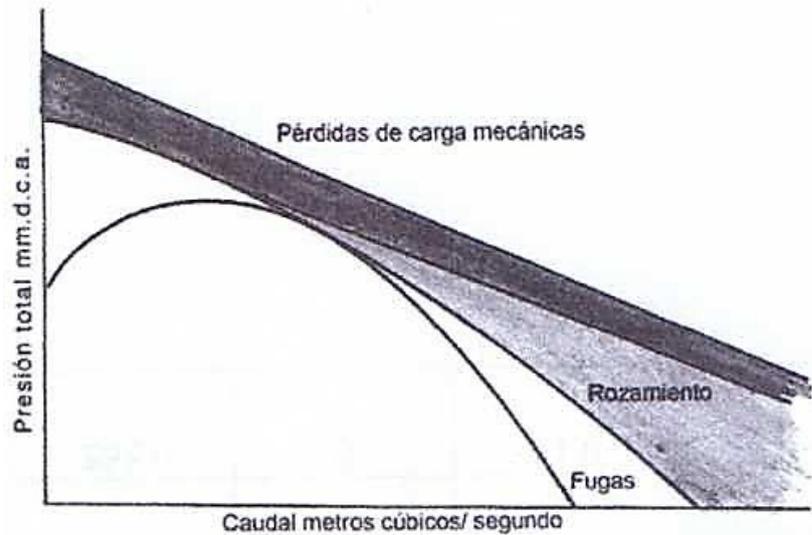


Figura 2.14: Rendimiento de Ventilador Centrífugo

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos

2.3.3. Condiciones de Equilibrio

En la figura 2.15 es fácil ver que para una presión que varía Δp el caudal variará muy poco, así que podemos decir que para instalaciones donde las pérdidas de carga no se sepan con cierta exactitud o existan canalizaciones de difícil equilibrio donde el caudal deba ser fijado entre apretados límites habrá que elegir un ventilador de curva inclinada como el de la figura. En caso de que se presente el caso opuesto por razones inversas optaríamos por un ventilador de curva más plana, figura 2.16.

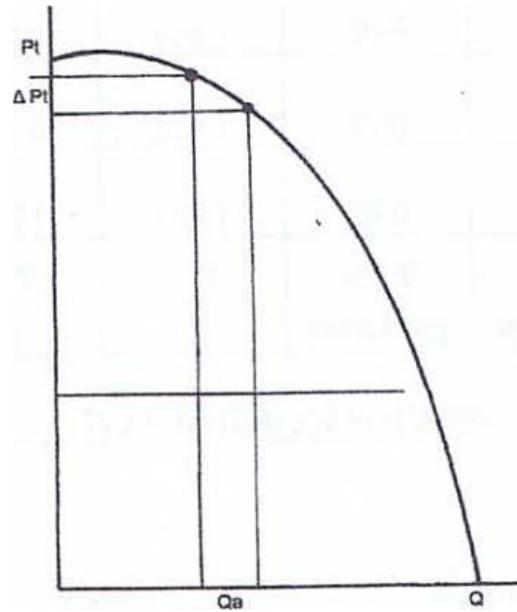


Figura 2.15: Curva Presión - Caudal

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos

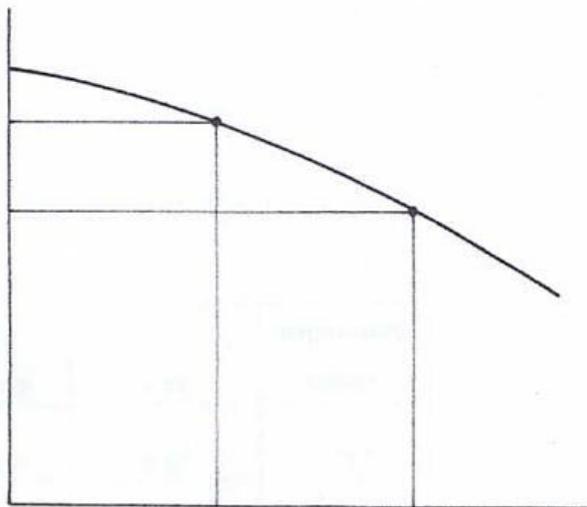


Figura 2.16: Curva más plana

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos

Ocurre a veces que las pérdidas de presión, por no haber sido razonablemente estudiadas, por utilizar ábacos o tablas indebidas o por adoptar coeficientes, en algunos casos mal denominados de seguridad, son superiores a las reales.



El sobredimensionar estos datos no tiene sino nefastas consecuencias: o bien se absorbe una potencia superior a la instalada, o bien la velocidad en los conductos es tan grande que ocasiona ruidos y vibraciones a veces importantes e inadmisibles, como puede suceder en el caso de instalaciones de acondicionamiento de locales donde el ruido es generalmente factor muy importante.

Muchas veces los constructores del aparato reciben quejas de los clientes en el sentido del ruido engendrado por el ventilador que construyeron; en los más de los casos estos inconvenientes son debidos a la presión excesivamente elevada del ventilador y a la velocidad excesiva de circulación del fluido. Con sólo cambiar el aparato por otro de características adecuadas se evitan los inconvenientes apuntados, aunque no siempre puede llevarse esto a cabo sin gastos adicionales.

Para ilustrar lo que ocurre cuando el ventilador no se elige juiciosamente, véase la figura 2.17.

La curva presión-caudal lleva la indicación “ventilador”; la curva de pérdida de carga en el circuito a que este ventilador se halla acoplado la llamamos “conducto”.

En un circuito, la presión engendrada por el ventilador se halla para todo caudal exactamente equilibrada por la resistencia de este circuito.

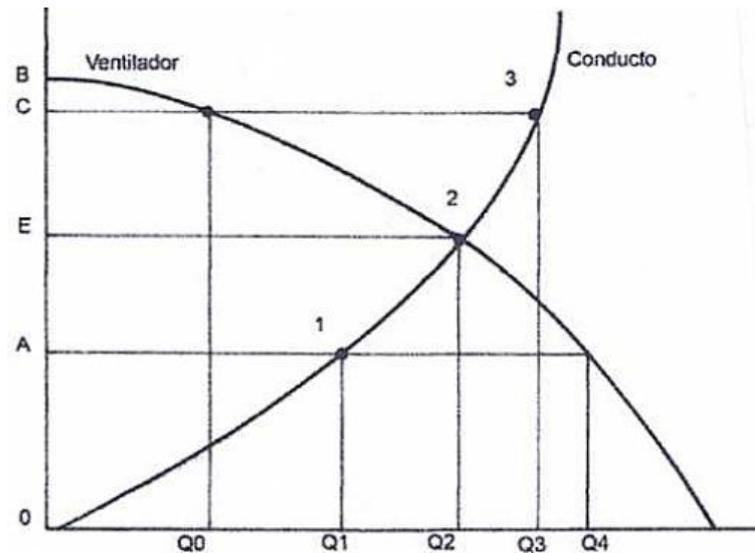


Figura 2.17: Curva presión - caudal

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos

Suponemos que sobre la figura 2.17, el punto 1 corresponde al caso en que la resistencia del circuito es menor que la presión del ventilador. Para el caudal Q_1 necesario en la instalación la resistencia de la conducción es OA, en tanto que la presión producida por el aparato es OB.

La magnitud AB representa el exceso de presión que da lugar a un aumento de caudal y simultáneamente de pérdida de carga hasta que se obtiene el equilibrio para los valores Q_2 y OE, es decir, cuando ambas curvas interseccionan.

Ello trae consigo un aumento de caudal, no siempre grave; por el contrario, la presión será superior a la requerida e igualmente la velocidad de circulación será superior a la necesaria con todos los inconvenientes apuntados.

Consideremos el punto 3, que al igual que anteriormente corresponde a una resistencia del conducto superior a la presión suministrada por el ventilador.



En este caso se pone en evidencia que el ventilador no puede suministrar el caudal Q , necesario. El caudal es pues más pequeño; las pérdidas de carga disminuyen hasta el valor OE correspondiente al punto de intersección de las dos curvas y al caudal Q_2 necesario. El caudal es inferior al previsto en tanto que la velocidad disminuye siendo menor que la calculada.

En las instalaciones esto se traduce por dos resultados a cuál peores: se sobrepasa la potencia prevista, por aumento de caudal, con el riesgo de averiar el motor eléctrico y la velocidad del fluido en la conducción es inadmisibles, o la instalación es totalmente ineficaz por no lograr una aspiración adecuada por disminución del susodicho caudal.

2.3.4. Ensayos y pruebas

2.3.4.1. Disposición

Para determinar la curva de funcionamiento de cualquier ventilador, éste debe ser ensayado convenientemente. Existen diversos métodos para realizar este ensayo y diversos sistemas para medir el caudal y la presión del aparato en cuestión.

Uno de los ensayos más simples, y que no requiere mediciones dificultosas ni el manejo engorroso de coeficientes o de boquillas aforadas es el utilizado por el Código de Ensayos ASHRAE que vamos a exponer a continuación para ventiladores centrífugos solamente, ya que los llamados helicoidales requieren otras disposiciones más eficientes en razón de su diseño y teoría.

En un ensayo debe poder determinarse:

Caudal en metros cúbicos por segundo, presión estática, dinámica y total en milímetros de columna de agua, potencia absorbida en CV o en kW, velocidad de régimen, temperatura y altitud.

Todo ensayo puede hacerse indistintamente en la boca de impulsión o en la boca de aspiración del ventilador a ensayar.

A) En impulsión:

El ventilador así ensayado se dispone de acuerdo con la figura 2.18. El tubo de prueba ha de ser cilíndrico, de chapa de acero perfectamente lisa y aún mejor protegida por un buen galvanizado sin rugosidades. La sección de este tubo será equivalente a la de la boca de impulsión; es decir, tendrá igual superficie, con una tolerancia de un 5% en más o en menos aproximadamente, y la longitud necesaria será de unas diez veces su diámetro.

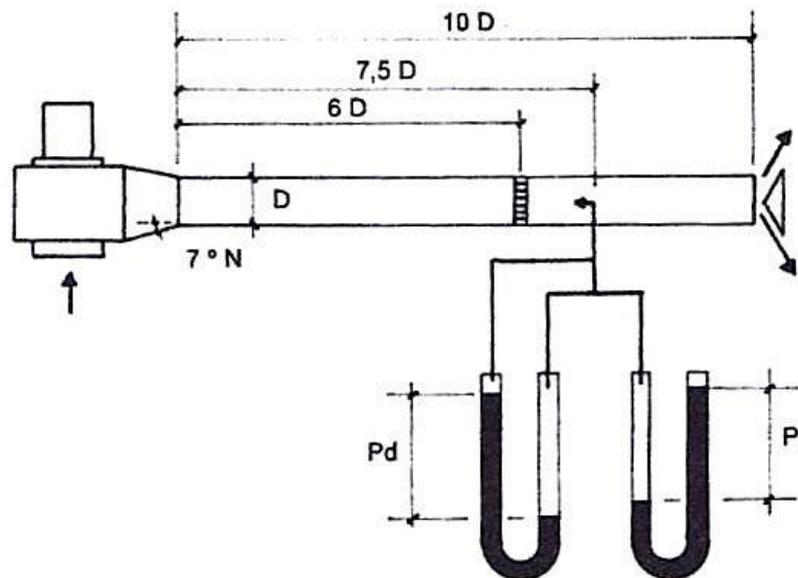


Figura 2.18: Disposiciones del ventilador

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos



Como por lo general todos los constructores de ventiladores los fabrican con la boca de impulsión cuadrada o rectangular, la unión del tubo a la boca de impulsión deberá realizarse mediante una pieza de unión de bocas cuadrada/rectangular a circular teniendo en cuenta que las caras laterales de esta pieza tronco-piramidal no deberán exceder en su inclinación por encima de los seis o siete grados respecto al eje del tubo, en razón a que la vena fluida que discurre por el mismo no tienda a dejar espacios vacíos cerca de las paredes separándose de éstas, lo que originaría desfavorables turbulencias.

En el tubo de prueba, a una distancia de seis veces su diámetro, se dispone interiormente una rejilla formada por celdillas cuadradas de lado igual al 7,50% a 12% del diámetro del conducto y de una longitud igual a tres veces el lado de estos cuadrados.

La finalidad de este tabique no es otra que lograr que el régimen turbulento de impulsión sea siquiera parcialmente rectificado, logrando unas turbulencias de menor cuantía, ya que no se requiere régimen laminar, donde poder realizar las mediciones oportunas con cierta tranquilidad.

En el extremo final del tubo se dispone un obturador de forma cónica que mediante cualquier sistema sea capaz de abrir o cerrar el paso del aire.

B) En aspiración:

La disposición es igual que la señalada anteriormente, si bien entonces el tubo ha de disponerse en la boca de aspiración del aparato.

La velocidad de régimen se determinará mediante un tacómetro de garantía con sucesivas mediciones de las que se calculará su media.



Las presiones se miden con un tubo de Pitot, que puede adquirirse en las empresas dedicadas a la fabricación y venta de aparatos de metrología.

La presión dinámica se medirá mediante un micromanómetro sensible o bien a partir de la velocidad del aire de acuerdo con:

$$Pd = \frac{\delta \times V^2}{2g}$$

en cuyo caso dicha velocidad debe verificarse con un anemómetro que ofrezca seguridad en su lectura, debiendo hacerse ésta en los puntos medios de un previo reticulado con cordel hecho en el tubo.

El caudal se halla a partir de la velocidad:

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad} \times \text{Sección del conducto}$$

si éste se logra mediante un anemómetro. Si por el contrario se ha logrado la presión dinámica con micromanómetro

$$Pd = \frac{\delta \times V^2}{2g}$$

la velocidad será:

$$V = \sqrt{\frac{Pd \times 2g}{\delta}}$$

Siendo $g = 9,81$ y δ el peso específico del aire vehiculado.

La potencia absorbida puede determinarse con un dinamómetro o con un vatímetro, debiendo tener en cuenta en este caso el rendimiento del motor.



El tubo de Pitot debe colocarse en el tubo de ensayo a 7,5 veces el diámetro, a continuación del enrejillado corrector e introducido de forma que su conducto central se halle dirigido precisamente frente a la corriente de aire.

Dicho tubo se deslizará a lo largo de dos diámetros normales entre sí verificándose diez mediciones en cada diámetro hallando después la media.

Debe comenzarse el ensayo con la boca del tubo de prueba totalmente cerrada realizando de esta manera una primera medición. Seguidamente se abrirá unos milímetros esta boca realizando una segunda medición y así sucesivamente hasta que la potencia del motor no permita ya continuar el ensayo, ya que aquella irá creciendo a medida que el caudal aumente.

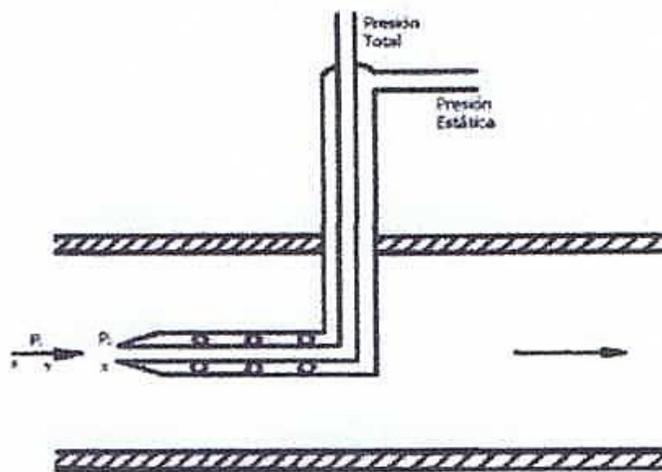
2.3.5. Tubo de Pitot

El tubo de Pitot utilizado para la medición de caudal está constituido por dos tubos que detectan la presión en dos puntos distintos de la tubería. Pueden montarse por separado o agrupados dentro de un alojamiento, formando un dispositivo único. Uno de los tubos mide la presión de impacto (presión estática más presión dinámica) en un punto de la vena. El otro mide únicamente la presión estática, generalmente mediante un orificio practicado en la pared de la conducción.

Un tubo Pitot mide dos presiones simultáneamente: presión de impacto (P_t) y presión estática (P_e). La unidad para medir la presión de impacto es un tubo con un extremo doblado en ángulo recto hacia la dirección del flujo. El extremo del tubo que mide presión estática es cerrado, pero tiene una pequeña ranura en un lado. Los tubos se pueden montar separados o en una sola unidad. En la figura 2.19 se muestra un esquema de un tubo de Pitot.

Para determinar el lugar de inserción de los tubos, es necesario localizar el punto de máxima velocidad, desplazando el orificio de los mismos a lo largo del diámetro de la tubería. A pesar de que un tubo de Pitot puede calibrarse para medir caudal dentro de una tolerancia del 0,5% en más o en menos, la distribución inestable de velocidades puede desencadenar errores importantes. Esto constituye uno de los motivos por los que estos elementos se utilizan sobre todo para la medida de caudal de gases, ya que la variación de la velocidad de la mediana con respecto al centro no constituye un inconveniente grave.

La presión diferencial medida a través del tubo de Pitot puede calcularse utilizando la ecuación de Bernoulli, y resulta ser proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido.



$$P_t - P_i = \frac{\rho V^2}{2}$$

Figura 2.19: Esquema del tubo de Pitot

Fuente: Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. España. Editores Científicos - Técnicos y Académicos

Los tubos de Pitot tienen limitada aplicación industrial debido a que pueden obstruirse con cierta facilidad con las partículas que pueda arrastrar el fluido.



En general se emplean en tuberías de gran diámetro, con fluidos limpios, principalmente gases y vapores. Su precisión depende de la distribución de las velocidades y generan presiones diferenciales muy bajas, que pueden resultar difíciles de medir.

2.3.6. Códigos para ensayos de ventiladores

Estudios actuales de los códigos de ensayos de ventiladores establecen que había alrededor de 65 métodos distintos. Estos métodos provienen de los códigos en uso en 10 países, que son los mayores constructores y exportadores de ventiladores industriales.

En general, los códigos difieren en la disposición de ductos de aire a los cuales va a ser conectado el ventilador para el ensayo, en las medidas a ser tomadas, en los cálculos a ser realizados a partir de estos datos y aún en la determinación de las cantidades a ser analizados a partir del ensayo.

Las diferencias no son significativas. Para un mismo ventilador ensayado por diferentes métodos, se pueden observar discrepancias en su comportamiento y eficiencia del orden del 5%. Sin embargo, no siempre se llega a estas diferencias.

Para comparar el funcionamiento de dos ventiladores se debe seguir el mismo método.

La norma ANSI/AMCA 210 DEL Instituto Nacional Estadounidense de Estándares, The Air Movement and Control Association International establece que hay cuatro tipos de instalaciones y los códigos de la ASHRAE, Sociedad Americana de Ingenieros de Refrigeración, Calefacción y Aire Condicionado; establecen que hay cuatro tipos de instalaciones:

Tipo A: Instalación con entrada libre y salida libre.

Tipo B: Instalación con entrada libre y ducto de salida.

Tipo C: Instalación con ducto a la entrada y salida libre.

Tipo D: Instalación con ducto tanto en la entrada como en la salida.

Se diferencian en las dimensiones en el ducto de impulsión respecto al diámetro del ducto (D), donde se instala el tubo de Pitot. Se muestran en las figuras siguientes:

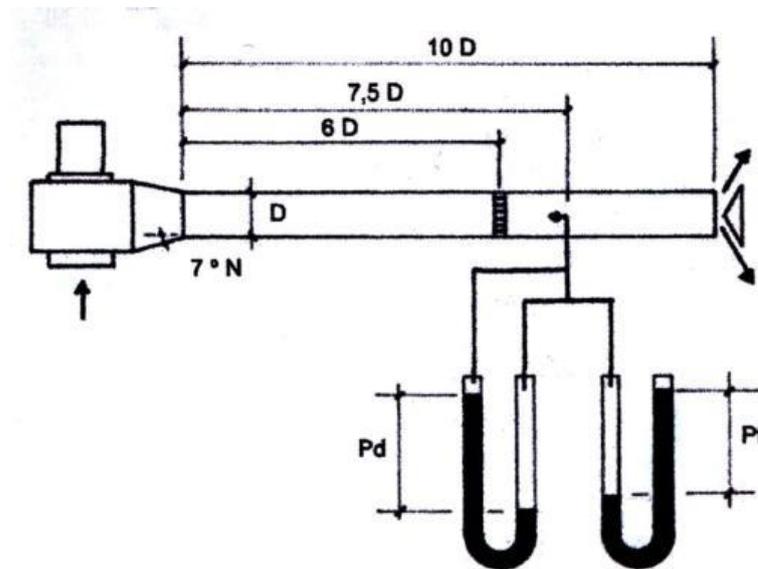


Figura 2.20: Ducto de Impulsión Código ASHRAE

Fuente: ASHRAE STANDARD.

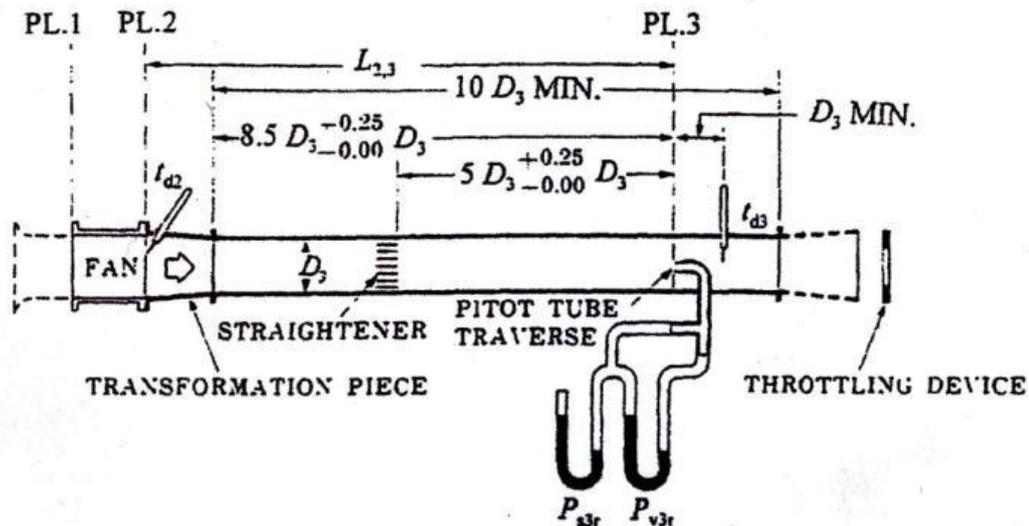


Figura 2.21: Ducto de Impulsión Código ANSI/AMCA 210

Fuente: Scientia et Technica año XXII, vol. 22, Nº 4, diciembre 2017

Respecto a las mediciones de las alturas de presión efectuadas con el tubo de Pitot, el código ASHRAE estipula medir la altura de presión total y la altura de presión estática, en cambio el código ANSI/AMCA 210 se refiere a las mediciones de la altura de presión total y la altura de presión de velocidad, mediciones que dependen del tipo de tubo de Pitot empleado en las mediciones.

El código ASHRAE, respecto a las mediciones de las condiciones ambientales estipula la medición de la presión atmosférica, la temperatura ambiente; y el código ANSI/AMCA 210 estipula la medición de la presión atmosférica, temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo, datos experimentales para el cálculo de la densidad del aire.

La ubicación del tubo de Pitot según el código ASHRAE debe estar a 7,5 D de distancia del ventilador, en cambio según el código ANSI/AMCA 210 el tubo de Pitot debe estar a 8,5 D de distancia del ventilador; donde “D” es el diámetro del ducto de impulsión.



En ambos códigos de ensayo se establece que el ensayo del ventilador se debe realizar para varias velocidades (RPM) con el objetivo de conocer si el ventilador va a satisfacer los requerimientos del sistema al cual va ser instalado.

Ambos códigos establecen que en la ejecución del ensayo del ventilador para la variación del caudal debe comenzarse el ensayo con la boca del ducto totalmente cerrada (cono variador de caudal) y a partir de esta posición se irá abriendo la boca del ducto para variar el caudal, hasta que la potencia del motor no permita ya continuar el ensayo, ya que aquella irá creciendo a medida que el caudal aumente.

Los cálculos para determinar las curvas características del ventilador y del sistema que nos permitan determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador son análogos en ambos códigos porque la teoría de mecánica de fluidos y la turbomáquina es única.

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES

Para el desarrollo de la tesis se utilizó el módulo del ventilador centrífugo diseñado y construido en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica



Figura 3.1: Módulo de ventilador centrífugo.

Elaborado por el equipo de trabajo.

El módulo de ventilador centrífugo está constituido por equipos e instrumentos y dispositivos diseñados para su montaje.

3.1.1. Ventilador radial o centrífugo de $\frac{1}{2}$ Kw de potencia

Especificaciones Técnicas:

- Marca : Blower Corporation
- Tipo : Sirocco
- Potencia : 0,5 Kw



Figura 3.2: Ventilador Centrífugo.
Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.2. Motor eléctrico

El motor eléctrico tiene las siguientes especificaciones técnicas:

- Marca : Delcrosa
- Corriente : Alterna
- Voltaje : 220 V
- Intensidad : 1,70 A
- Potencia : 01 HP trifásico
- Velocidad : 3000 RPM



Figura 3.3: Motor eléctrico.
Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.3. Variador de frecuencia (RPM)

El variador de frecuencia tiene las siguientes especificaciones técnicas:

- Marca : Dawgoa
- Potencia nominal : 1,5 Kw
- Intensidad : 8 A
- Voltaje : 220 – 283 V
- Frecuencia : 0 – 400 Hz.



Figura 3.4: Variador de frecuencia (RPM)

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.4. Tubo de Pitot

El tubo de Pitot se diseñó y construyó para su montaje en el ducto de impulsión así como los manómetros diferenciales para la medición de las presiones estáticas, como se muestra en la Figura 3.5.



Figura 3.5: Tubo de Pitot.

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.5. Cono regulador de caudal

Se rediseñó para el ensayo de las variaciones de caudal de aire.



Figura 3.6: Cono regulador de caudal.

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.6. Tacómetro óptico

Instrumento para medir las revoluciones por minuto del motor eléctrico.

Características Técnicas:

- Marca : Kwant
- Procedencia : China
- Tipo : 8905-EN-01
- Rango : 2,5 – 9999 RPM
- Frecuencia : 0 – 400 Hz.



Figura 3.7: Tacómetro óptico.

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.7. Psicrómetro

Instrumento para medir indirectamente la humedad relativa a través de la medición de la temperatura de bulbo seco y húmedo.

Características Técnicas:

- Marca : Leybold
- Procedencia : Alemania
- Tipo : Equipo básico WL202
- Rango : 0 – 60°C



Figura 3.8: Psicrómetro

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.8. Barómetro

Instrumento que sirve para medir la presión atmosférica. En nuestro caso, la presión atmosférica en la ciudad de Puno.

Características Técnicas:

- Marca : Leybold
- Tipo : Barómetro de Sifón
- Modelo : 317-14
- Rango : 350 – 760 mm Hg
- Procedencia : Alemania



Figura 3.9: Barómetro (Laboratorio de Física – UNA)

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.9. Manómetro diferencial

Instrumento para medir las presiones estáticas, dinámicas y totales del aire impulsado por el ventilador.

Características Técnicas:

- Marca : Diseño propio
- Rango : 0 – 250 mm



Figura 3.10: Manómetros diferenciales

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.1.10. Dinamómetro diferenciales

Instrumento para medir las fuerzas del torque del eje del motor eléctrico.

Características Técnicas:

- Marca : Kamtools
- Procedencia : China
- Rango : 0 – 5 Kg



Figura 3.11: Dinamómetro de resorte.

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.2. MÉTODOS

El método para determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo está basado en las normas establecidas por las Sociedades: “National of Fan Manufactures (NAFM) y la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción y Aire Acondicionado (ASHRAE).

El módulo de Ventilador Centrífugo del Laboratorio de Ingeniería Mecánica es del tipo B de acuerdo a las normas, es decir una instalación con entrada libre y ducto a la salida; como se muestra en la figura 3.12.



Figura 3.12: Módulo de ensayo de ventilador centrífugo tipo B.

Elaborado por el equipo de trabajo.

El método establece realizar un ensayo en el ventilador para medir la presión total, la presión estática, la presión dinámica, la velocidad en revoluciones por minuto; para calcular el volumen de aire (caudal) y la altura efectiva del ventilador con el objeto de conocer si va a satisfacer los requerimientos del sistema al cual va a ser instalado.

La presión total se determina calculando la diferencia entre la presión total a la salida y a la entrada del ventilador.

La presión estática de un ventilador es la presión total del ventilador menos la presión dinámica del ventilador.

La presión dinámica del ventilador es la velocidad promedio a la salida del ventilador, (calculada dividiendo el caudal entre el área de la boca de salida del



ventilador).

3.2.1. Ensayo Técnico

El procedimiento a ejecutar, con el módulo, es el siguiente:

1. Marcar 7 posiciones distintas del cono regulador de caudal para cada RPM de funcionamiento del ventilador.
2. Inspeccionar los manómetros diferenciales y conectarlos al tubo de Pitot.
3. Chequear que el variador de frecuencia de cambio esté en la mínima velocidad.
4. Encender el motor y fijar una velocidad de trabajo.
5. Colocar el cono regulador de caudal en la primera posición, obturando la salida del ducto.
6. Para cada posición del cono, tomar los siguientes datos experimentales: altura de presión total y estática en los manómetros diferenciales del tubo de Pitot.
7. Repetir a partir del paso 5 para las velocidades de 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM.
8. Una vez realizado el ensayo experimental, disminuir la velocidad de rotación al mínimo, y apagar el motor.



Figura 3.13: Instalación del módulo.

Elaborado por el equipo de trabajo.

3.2.2. Procedimiento de Cálculo

Los cálculos se realizarán empleando unidades del sistema inglés, considerando que están en base a la sociedad americana NAFM.

3.2.2.1. Parámetros Climatológicos

Para los cálculos son necesarios la:

- Presión atmosférica.
- Temperatura de bulbo seco.
- Temperatura de bulbo húmedo.



3.2.2.2. Cálculo del caudal (Q)

En la sección del ducto de impulsión donde está instalado el tubo de Pitot:

$$V_{\text{máx}} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot \frac{\gamma_a}{\gamma}}$$

Donde: $V_{\text{máx}}$: Velocidad máxima en la sección (m/s)

h : altura de presión de velocidad medida en el manómetro diferencial (m de agua)

γ_a : peso específico del agua

γ : peso específico del aire.

Por consiguiente:

$$V_{\text{media}} = K \cdot V_{\text{máx}}$$

Donde: V_{media} : Velocidad media en la sección (m/s)

K : constante de corrección para obtener la velocidad media.

K : 0,5 para flujo laminar

K : 0,82 para flujo turbulento

El flujo de aire en el ducto del ventilador es turbulento, comprobándolo con el cálculo del número de Reynolds:

$$Re = \frac{V_{\text{media}} \cdot D}{\nu}$$

Donde: V_{media} : 0,82, en m/s.

D : diámetro del ducto = 0,22 m.

ν : Viscosidad cinemática a la temperatura del aire (m²/s).



El número de Reynolds (Re), define el tipo de flujo presente, si:

$Re > 4000$, el flujo es Turbulento.

Por consiguiente, el caudal se calculará por la expresión:

$$Q = V_{\text{media}} \cdot A = V_{\text{media}} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

3.2.2.3. Cálculo de la altura efectiva (H)

Aplicando Bernoulli entre los puntos 1 y 2 de la instalación del módulo:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + \sum h_p$$

Donde: $\frac{P}{\gamma}$: Altura de presión estática en la respectiva sección del ducto (m)

V : Velocidad media en la sección del ducto (m/s)

$Z_2 - Z_1$: Diferencia de niveles entre las dos secciones del ducto, igual a cero, por estar ambos puntos al mismo nivel.

$\sum h_p$: Sumatoria de pérdida de altura (m)

Por consiguiente, en la ecuación:

$$H = \frac{P_{t_2}}{\gamma} + h_{p_1} + h_{p_2}$$

Donde: $\frac{P_{t_2}}{\gamma}$: Altura de presión manométrica total en la sección 2, expresada en m de aire.



$$P_{t_2} = \frac{P_{e_2}}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Donde: $\frac{P_{e_2}}{\gamma}$: Es la presión manométrica estática.

$\frac{V_2^2}{2g}$: Es la presión manométrica dinámica.

También:

h_{p_1} : Pérdidas primarias por fricción en el ducto entre las secciones 1 y 2. Según ASHRAE

recomienda usar:

$$h_{p_1} = 0,02 \frac{L V_2^2}{D 2g}$$

Donde: L : Longitud del ducto entre 1 y 2 en m.

D : Diámetro del ducto en m.

V : Velocidad media en el ducto en m/s.

También:

h_{p_2} : Pérdidas secundarias por efecto de entrada del aire al ducto en m.

$$h_{p_2} = \frac{KV^2}{2g}$$

Donde: V : velocidad media en la sección en m/s.

K : Coeficiente de pérdida de entrada que varía entre 0,5 – 0,95, consideramos 0,8.



3.2.2.4. Cálculo de la potencia aerodinámica

A través de la ecuación:

$$P_a = \frac{\gamma QH}{76}$$

Donde: P_a : Potencia aerodinámica en HP.

γ : Peso específico del aire calculado según temperatura ambiente y presión atmosférica en Kgf/m^3

Q : Caudal en m^3/s

H : Altura efectiva en m de aire.

3.2.2.5. Cálculo del número específico de revoluciones de caudal

El número específico de revoluciones determina si un ventilador axial o radial está operando eficientemente. Para determinadas condiciones de flujo de aire y altura de presión, un ventilador es más eficiente que otro. Esto se refleja en la cifra llamada número específico de revoluciones de caudal (Nq). El rango dentro del cual un ventilador axial es más eficiente que un radial es de 80 – 600, y si Nq está entre 20 – 80 el ventilador centrífugo es más eficiente que uno axial. Se calcula por la ecuación:

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

Donde: N : Revoluciones por minuto en RPM.

Q : Caudal en m^3/s .

H : Altura efectiva en m.



CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS EXPERIMENTALES

La determinación del punto óptimo del funcionamiento del ventilador se realizó para tres velocidades: 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM; para cada velocidad se consideró 6 caudales a través del cono regulador, midiéndose para cada caudal las alturas de presión total y estática en los manómetros diferenciales del tubo de Pitot.

En el barómetro del Laboratorio de Física de la UNA el día 3 de diciembre del 2018 se leyó la presión atmosférica y así mismo, en un termómetro aledaño, la temperatura ambiente. Las lecturas fueron:

Presión atmosférica = 487 mm Hg.

Temperatura ambiente = 16,3 °C.

Esos datos se requerían para determinar el peso específico del aire en la ciudad de Puno.

Las mediciones experimentales en el ventilador centrífugo se muestran en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3.



Tabla 4.1: Datos experimentales a 1200 RPM

1200 RPM		
Posición cono regulador	Altura presión total (mm H₂O)	Altura presión estática (mm H₂O)
1	38,1	35,6
2	33,0	30,5
3	25,4	20,3
4	17,8	11,7
5	15,2	10,2
6	12,7	7,5

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.2: Datos experimentales a 1600 RPM

1600 RPM		
Posición cono regulador	Altura presión total (mm H₂O)	Altura presión estática (mm H₂O)
1	55,9	54,3
2	48,3	45,4
3	40,6	33,5
4	30,5	22,4
5	22,9	15,3
6	17,8	10,2

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.3: Datos experimentales a 1900 RPM

1900 RPM		
Posición cono regulador	Altura presión total (mm H ₂ O)	Altura presión estática (mm H ₂ O)
1	68,6	66,1
2	61,0	56,1
3	48,3	42,7
4	33,0	24,3
5	27,9	19,8
6	20,3	12,2

Elaborado por el equipo de trabajo.

4.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

En base a los datos experimentales de las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se calcularon los parámetros de funcionamiento del ventilador. El procedimiento de cálculo para la primera posición del cono regulador de caudal para la velocidad de 1200 RPM, se detalla a continuación. Análogamente se procedieron con los demás datos experimentales.

4.2.1. Cálculo del peso específico del aire

La presión atmosférica medida:

$$P = 487 \text{ mm Hg} = 0,662 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

La temperatura ambiente medida:

$$T = 16,3^\circ\text{C} = 289,3^\circ\text{K}$$

De la Ecuación Universal de los Gases:



$$\gamma_{\text{aire}} = \frac{P}{RT} \quad (1)$$

Donde: $P = 0,662 \text{ Kgf/cm}^2$

$T = 289,3 \text{ }^\circ\text{K}$

$R = 29,264 \text{ m}^\circ\text{K} = \text{Constante del aire.}$

Reemplazando:

$$\gamma_{\text{aire}} = \frac{0,662 \text{ Kgf/cm}^2 \times 10^4 \text{ cm}^2 / 1\text{m}^2}{29,264 \frac{\text{m}}{^\circ\text{K}} \times 289,3^\circ\text{K}}$$

$$\gamma_{\text{aire}} = 0,782 \text{ Kgf/m}^3$$

4.2.2. Cálculo del Caudal (Q)

En el punto central “2” de la sección del ducto de impulsión donde está ubicado el tubo Pitot. La expresión para calcular la velocidad con el tubo de Pitot está dado por la ecuación.

$$V = \sqrt{2g\Delta h} \quad (2)$$

Donde: $g = \text{aceleración de la gravedad } (9,81 \text{ m/s}^2)$

$\Delta h = \text{altura de presión de velocidad (m de aire)}$

Procedemos a determinar el equivalente de la presión de velocidad de mm H₂O a m de aire. Por mecánica de fluidos, se debe cumplir:

$$\Delta h_{V_{\text{aire}}} \cdot \gamma_{\text{aire}} = \Delta h_{V_{\text{agua}}} \cdot \gamma_{\text{agua}}$$

Despejando:



$$\Delta h_{v_{\text{aire}}} = \frac{\Delta h_{v_{\text{agua}}} \cdot \gamma_{\text{agua}}}{\gamma_{\text{aire}}} \quad (3)$$

Donde: $\Delta h_{v_{\text{agua}}} = \Delta h_{r_{\text{agua}}} - \Delta h_{e_{\text{agua}}}$

$$\Delta h_{v_{\text{agua}}} = 37.4 - 35.6 = 1.8 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta h_{v_{\text{agua}}} = 0.0018 \text{ m H}_2\text{O}$$

$$\gamma_{\text{agua}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{aire}} = 0,782 \text{ Kg/m}^3$$

Reemplazando en (3):

$$\Delta h_{v_{\text{aire}}} = \frac{0,0018 \text{ m} \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3}{0,782 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\Delta h_{v_{\text{aire}}} = 2,302 \text{ m aire}$$

Entonces en la ecuación (2):

$$V = \sqrt{2(9,81 \text{ m/s}^2) \cdot 2,302 \text{ m}}$$

$$V = 6,721 \text{ m/s}$$

Esta velocidad es máxima porque la toma de presión del tubo de Pitot está colocada en el centro de la sección circular del ducto, donde la distribución parabólica de velocidades del flujo del aire es máxima en el punto central.

Por consiguiente:

$$V_{\text{máx}} = 6,721 \text{ m/s}$$



Por recomendaciones técnicas y experimentales la velocidad media en la sección del ducto en el punto 2 del esquema y, para flujo turbulento, se calculó con la ecuación:

$$V_{\text{media}} = 0,82V_{\text{máx}} \quad (4)$$

Entonces:

$$V_{\text{media}} = 0,82(6,721\text{ m/s})$$

$$V_{\text{media}} = 5,511\text{ m/s}$$

Calculando el número de Reynolds, comprobamos que el flujo de aire es turbulento:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{media}} \cdot D}{\nu} \quad (5)$$

Donde: D : diámetro del ducto, 0,22 m.

ν : Viscosidad cinemática del aire a 16°C

$$\nu = 1,465 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reemplazando en la ecuación (5):

$$\text{Re} = \frac{5,511 \text{ m/s} \cdot 0,22 \text{ m}}{1,465 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$\text{Re} = 0,828 \times 10^5$$

Confirmando que es flujo turbulento.

Finalmente calculamos el caudal por la ecuación:

$$Q = V_{\text{media}} \cdot A \quad (6)$$



Donde: A : Área de la sección del ducto.

$$Q = 5,511 \text{ m/s} \cdot \frac{\pi(0,22 \text{ m})^2}{4}$$

$$Q = 0,209 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.3. Cálculo de la altura efectiva (H)

Aplicando Bernoulli:

$$H = \frac{P_{t_2}}{\gamma} + h_{p_1} + h_{p_2} \quad (7)$$

Donde:

$\frac{P_{t_2}}{\gamma}$: Altura de presión total en m de aire, en la sección 2.

$h_{p_1} + h_{p_2}$: Altura de presión estática en 2 + altura de presión de velocidad en 2

$$\frac{P_{t_2}}{\gamma} = \frac{P_{e_2}}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (8)$$

De los datos experimentales de la tabla 4.1:

$$\frac{P_{e_2}}{\gamma} = \Delta h \text{ mm H}_2\text{O} \cdot \frac{\gamma_{\text{agua}}}{\gamma_{\text{aire}}} \quad (9)$$

Reemplazando:

$$\frac{P_{e_2}}{\gamma} = 35,600 \times 10^{-3} \text{ m H}_2\text{O} \cdot \frac{1000 \text{ Kgf/m}^3}{0,782 \text{ Kgf/m}^3}$$

$$\frac{P_{e_2}}{\gamma} = 45,524 \text{ m aire}$$



La presión estática es constante para cualquier punto de la sección “2” (ubicación del tubo de Pitot). Por consiguiente, la presión estática promedio en la sección es:

$$\frac{P_{e_2}}{\gamma} = 45,524 \text{ m aire}$$

La altura de presión de velocidad media en la sección del ducto en el punto 2, la calculamos con la ecuación:

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{(V_{\text{media}})^2}{2g} \quad (10)$$

Reemplazando datos:

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{(5,511 \text{ m/s})^2}{2(9,81 \text{ m/s}^2)}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = 1,548 \text{ m aire.}$$

Por lo tanto, la altura de presión total en la sección 2, reemplazando en la ecuación (8) es:

$$\frac{P_{t_2}}{\gamma} = 45,524 + 1,48 = 47,072 \text{ m aire.}$$

4.2.4. Cálculo de las pérdidas primarias (h_p)

Estas pérdidas se deben a la fricción en el ducto, las calculamos a través de la ecuación:

$$h_p = 0,02 \frac{L}{D} \cdot \frac{V_{\text{media}}^2}{2g} \quad (11)$$



Donde:

$$L = \text{longitud del ducto} = 2,2 \text{ m}$$

$$D = \text{diámetro del ducto} = 0,22 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación (11):

$$h_{p_1} = 0,02 \frac{2,2}{0,22} \cdot \frac{(5,511)^2}{2(9,81)}$$

$$h_{p_1} = 0,310 \text{ m aire.}$$

4.2.5. Cálculo de las pérdidas secundarias (h_{p_2})

Estas pérdidas se deben a los cambios de sección y dispositivos en la trayectoria del flujo de aire, las calculamos a través de la ecuación:

$$h_{p_2} = 0,8 \frac{V_{\text{media}}^2}{2g} \quad (12)$$

Reemplazando datos:

$$h_{p_2} = 0,8 \frac{(5,511)^2}{2(9,81)}$$

$$h_{p_2} = 1,238 \text{ m aire.}$$

Por consiguiente, la altura efectiva del ventilador centrífugo, reemplazando en la ecuación (7):

$$H = 47,072 + 0,310 + 1,238$$

$$H = 48,620 \text{ m aire.}$$



4.2.6. Cálculo de la Altura del Sistema (H_{sist})

La altura del sistema la constituyen las pérdidas por fricción que experimenta el flujo del aire a través del ducto de impulsión, y en los dispositivos y cambios de dirección presentes en su recorrido.

Cada caudal calculado tendrá pérdidas primarias (h_{p_1}) y secundarias (h_{p_2}); y la suma de estas pérdidas es la altura de sistema (H_{sist}).

$$H_{sist} = h_{p_1} + h_{p_2} \quad (13)$$

Como ejemplo de cálculo, considerando las pérdidas para la primera posición del cono regulador de caudal para una velocidad de 1200 RPM, se obtuvieron:

$$h_{p_1} = 0,310 \text{ m de aire}$$

$$h_{p_2} = 1,238 \text{ m de aire}$$

Reemplazando en la ecuación (13)

$$H_{sist} = 0,310 + 1,238$$

$$H_{sist} = 1,548 \text{ m de aire}$$

4.3. RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA DETERMINAR EL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

En base a la metodología desarrollada en 4.2, cuyo procedimiento se detalla a través a un ejemplo de cálculo para la primera (1) posición del cono regulador de caudal para una velocidad de 1200 RPM y, para el cual se calcularon todos los parámetros necesarios para determinar el caudal y la altura efectiva.

Análogamente al ejemplo se calcularon los 6 caudales y 6 alturas efectivas para cada velocidad: 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM, cuyos resultados se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 4.4: Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1200 RPM

CAUDALES (Q) PARA 1200 RPM							
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión de velocidad Δh_v (m agua)	Altura de presión de velocidad Δh_v (m aire)	Velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media V_{media} (m/s)	Número de Reynolds Re	Área del ducto A (m ²)	Caudal Q (m ³ /s)
1	0,0018	2,302	6,721	5,511	82 800	0,038	0,209
2	0,0025	3,197	7,920	6,494	97 500	0,038	0,247
3	0,0051	6,522	11,312	9,276	139 300	0,038	0,352
4	0,0061	7,801	12,372	10,145	152 300	0,038	0,386
5	0,0070	8,952	13,253	10,867	163 200	0,038	0,413
6	0,0078	9,974	13,989	11,471	172 300	0,038	0,436

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.5: Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1600 RPM

CAUDALES (Q) PARA 1600 RPM							
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión de velocidad Δh_v (m agua)	Altura de presión de velocidad Δh_v (m aire)	Velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media V_{media} (m/s)	Número de Reynolds Re	Área del ducto A (m²)	Caudal Q (m³/s)
1	0,0016	2,046	6,336	5,196	78 000	0,038	0,197
2	0,0029	3,708	8,529	6,994	105 000	0,038	0,266
3	0,0071	9,079	13,347	10,945	164 400	0,038	0,416
4	0,0081	10,358	14,256	11,690	175 500	0,038	0,444
5	0,0089	11,381	14,943	12,253	184 000	0,038	0,466
6	0,0098	12,522	15,680	12,858	193 100	0,038	0,489

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.6: Resultados de cálculo para caudales (Q) para una velocidad de 1900 RPM

CAUDALES (Q) PARA 1900 RPM							
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión de velocidad Δh_v (m agua)	Altura de presión de velocidad Δh_v (m aire)	Velocidad máxima $v_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media v_{media} (m/s)	Número de Reynolds Re	Área del ducto A (m²)	Caudal Q (m³/s)
1	0,0025	3,197	7,920	6,494	97 500	0,038	0,247
2	0,0049	6,266	11,088	9,092	136 500	0,038	0,345
3	0,0056	7,161	11,853	9,719	146 000	0,038	0,369
4	0,0087	11,125	14,774	12,115	181 000	0,038	0,460
5	0,0091	11,637	15,110	12,390	186 100	0,038	0,471
6	0,0099	12,660	15,760	12,923	194 100	0,038	0,491

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.7: Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1200 RPM.

ALTURAS EFECTIVAS PARA 1200 RPM								
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m agua)	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m aire)	Velocidad media en sección 2 v_m (m/s)	Altura de la presión de velocidad en sección 2 $\frac{v_m^2}{2g}$ (m aire)	Altura de la presión total en sección 2 $\frac{P_{t2}}{\gamma}$ (m aire)	Pérdidas primarias h_{p1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p2} (m aire)	Altura efectiva H (m aire)
1	35,600	45,524	5,511	1,548	47,072	0,310	1,238	48,620
2	30,500	39,003	6,494	2,149	41,152	0,430	1,720	43,302
3	20,300	25,959	9,276	4,386	30,345	0,877	3,508	34,730
4	11,700	14,962	10,145	5,246	20,208	1,049	4,197	25,454
5	10,200	13,043	10,867	6,019	19,062	1,204	4,815	25,081
6	7,500	9,591	11,471	6,707	16,298	1,341	5,365	23,004

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.8: Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1600 RPM.

ALTURAS EFECTIVAS PARA 1600 RPM								
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m agua)	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m aire)	Velocidad media en sección 2 v_m (m/s)	Altura de la presión de velocidad en sección 2 $\frac{v_m^2}{2g}$ (m aire)	Altura de la presión total en sección 2 $\frac{P_{t_2}}{\gamma}$ (m aire)	Pérdidas primarias h_{p_1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p_2} (m aire)	Altura efectiva H (m aire)
1	54,300	69,437	5,196	1,376	70,813	0,275	1,101	72,189
2	45,400	58,056	6,994	2,493	60,549	0,499	1,995	63,043
3	33,500	42,839	10,945	6,106	48,945	1,221	4,885	55,051
4	22,400	28,645	11,690	6,965	35,610	1,393	5,572	42,575
5	15,300	19,565	12,253	7,652	27,217	1,530	6,122	34,869
6	10,200	13,043	12,858	8,427	21,470	1,685	6,741	29,896

Elaborado por el equipo de trabajo.

Tabla 4.9: Resultados de cálculos para las alturas efectivas (H) para una velocidad de 1900 RPM.

ALTURAS EFECTIVAS PARA 1900 RPM								
Posiciones del cono regulador de caudal	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m agua)	Altura de presión estática en la sección 2 $\frac{P_e}{\gamma}$ (m aire)	Velocidad media en sección 2 v_m (m/s)	Altura de la presión de velocidad en sección 2 $\frac{v_m^2}{2g}$ (m aire)	Altura de la presión total en sección 2 $\frac{P_{t_2}}{\gamma}$ (m aire)	Pérdidas primarias h_{p_1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p_2} (m aire)	Altura efectiva H (m aire)
1	66,100	84,527	6,494	2,149	86,676	0,430	1,720	88,826
2	56,100	71,739	9,092	4,213	75,952	0,843	3,371	80,166
3	42,700	54,604	9,719	4,814	59,418	0,963	3,852	64,233
4	24,300	31,074	12,115	7,481	38,555	1,496	5,985	46,036
5	19,800	25,320	12,390	7,824	33,144	1,565	6,259	40,968
6	12,200	15,601	12,923	8,512	24,113	1,702	6,810	32,625

Elaborado por el equipo de trabajo.



Tabla 4.10: Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1200 RPM

ALTURA DEL SISTEMA (H_{sist}) PARA 1200 RPM				
Posiciones del cono regulador de caudal	Caudal Q (m^3/s)	Pérdidas primarias h_{p_1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p_2} (m aire)	Altura del sistema H_{sist} (m aire)
1	0,209	0,310	1,238	1,548
2	0,247	0,430	1,720	2,150
3	0,352	0,877	3,508	4,385
4	0,386	1,049	4,197	5,246
5	0,413	1,204	4,815	6,019
6	0,436	1,341	5,365	6,706

Elaborado por el equipo de trabajo.



Tabla 4.11: Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1600 RPM

ALTURA DEL SISTEMA (H_{sist}) PARA 1600 RPM				
Posiciones del cono regulador de caudal	Caudal Q (m^3/s)	Pérdidas primarias h_{p_1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p_2} (m aire)	Altura del sistema H_{sist} (m aire)
1	0,197	0,275	1,101	1,376
2	0,266	0,499	1,995	2,494
3	0,416	1,221	4,885	6,106
4	0,444	1,393	5,572	6,965
5	0,466	1,530	6,122	7,652
6	0,489	1,685	6,741	8,426

Elaborado por el equipo de trabajo.



Tabla 4.12: Resultados de cálculo para la altura del sistema (H_{sist}) para una velocidad de 1900 RPM

ALTURA DEL SISTEMA (H_{sist}) PARA 1900 RPM				
Posiciones del cono regulador de caudal	Caudal Q (m^3/s)	Pérdidas primarias h_{p_1} (m aire)	Pérdidas secundarias h_{p_2} (m aire)	Altura del sistema H_{sist} (m aire)
1	0,247	0,430	1,720	2,150
2	0,345	0,843	3,371	4,214
3	0,369	0,963	3,852	4,815
4	0,460	1,496	5,985	7,481
5	0,471	1,565	6,259	7,824
6	0,491	1,702	6,810	8,512

Elaborado por el equipo de trabajo.



4.4. DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

Los cálculos de los resultados obtenidos en el acápite 4.3 se representaron gráficamente a través de las curvas características del ventilador:

- Curva característica: H-Q
- Curva característica H_{sist} -Q

Las cuales nos permiten apreciar el comportamiento del ventilador centrífugo a las velocidades de 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM.

Para cada curva se tiene seis (6) puntos cuyas coordenadas (Q,H) se obtuvieron experimentalmente a través de los cálculos respectivos, y el ajuste de la curva (obtención de su función matemática) se realizó a través de una aplicación del Software del Programa Computacional EXCEL. Para cada una de las velocidades se obtuvo la curva característica de la altura efectiva y la curva característica de la altura del sistema y; procediéndose luego a la intersección de ambos gráficos para obtener el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo para cada velocidad respectiva.

Se muestra a continuación la representación gráfica de las curvas características y su respectiva intersección; para las velocidades de 1200 RPM, 1600 RPM y 1900 RPM del funcionamiento del ventilador.

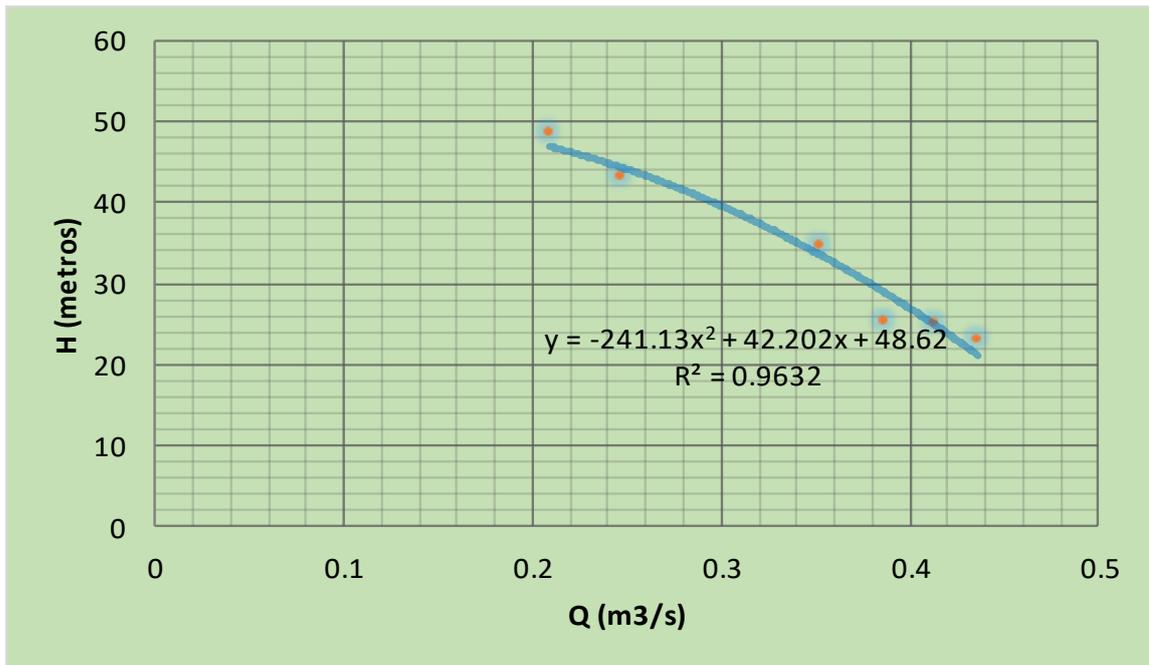


Figura 4.1: Gráfico de la curva característica H-Q para 1200 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

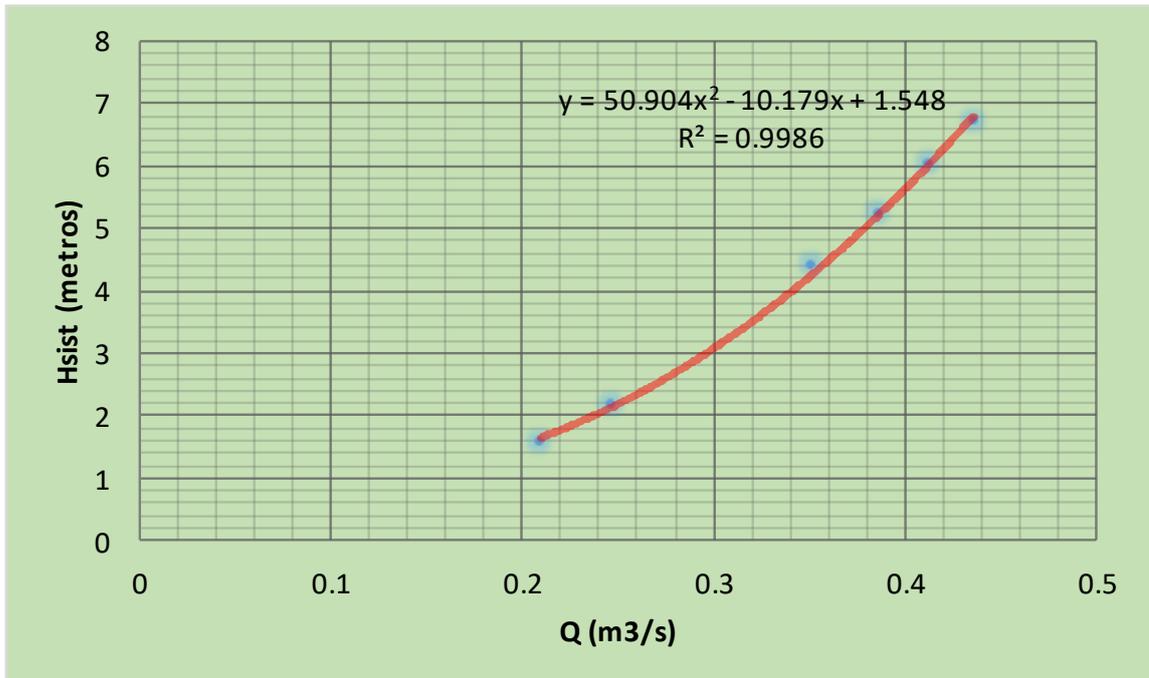


Figura 4.2: Gráfico de la curva característica H_{sist}-Q para 1200 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

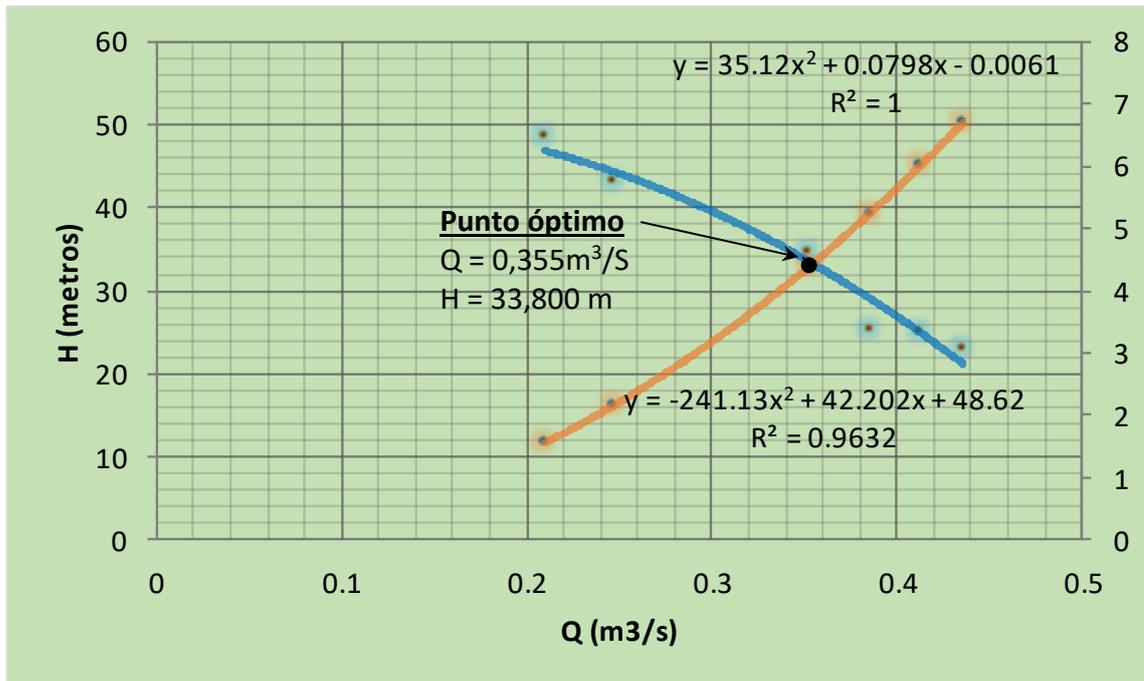


Figura 4.3: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1200 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

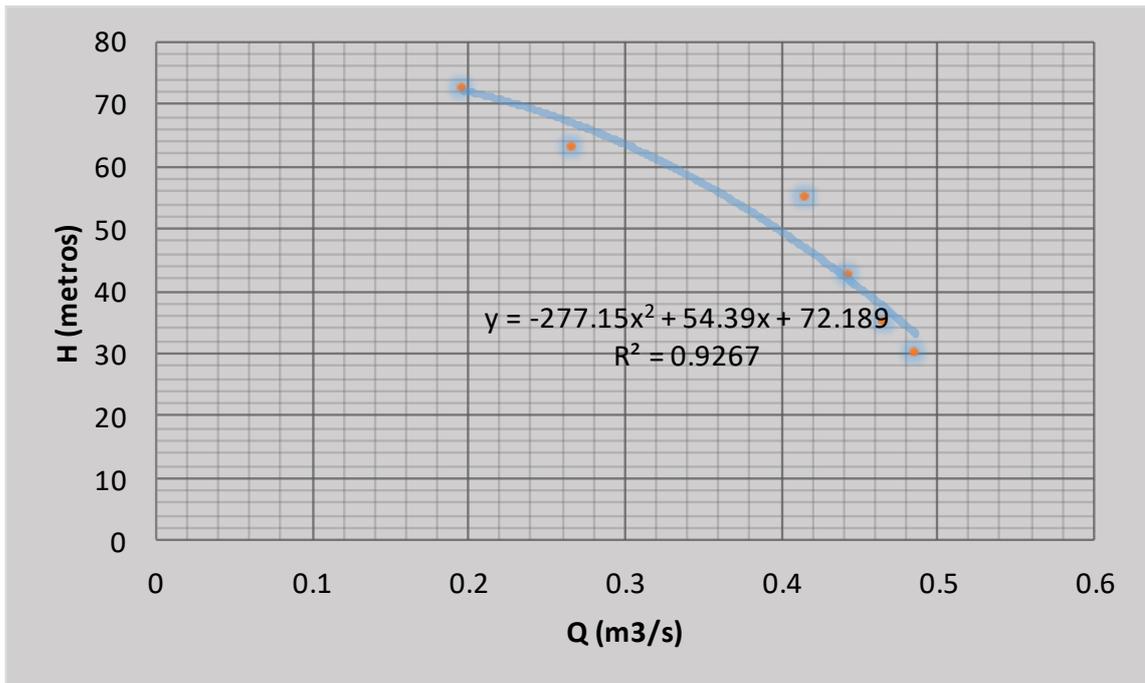


Figura 4.4: Gráfico de la curva característica H-Q para 1600 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

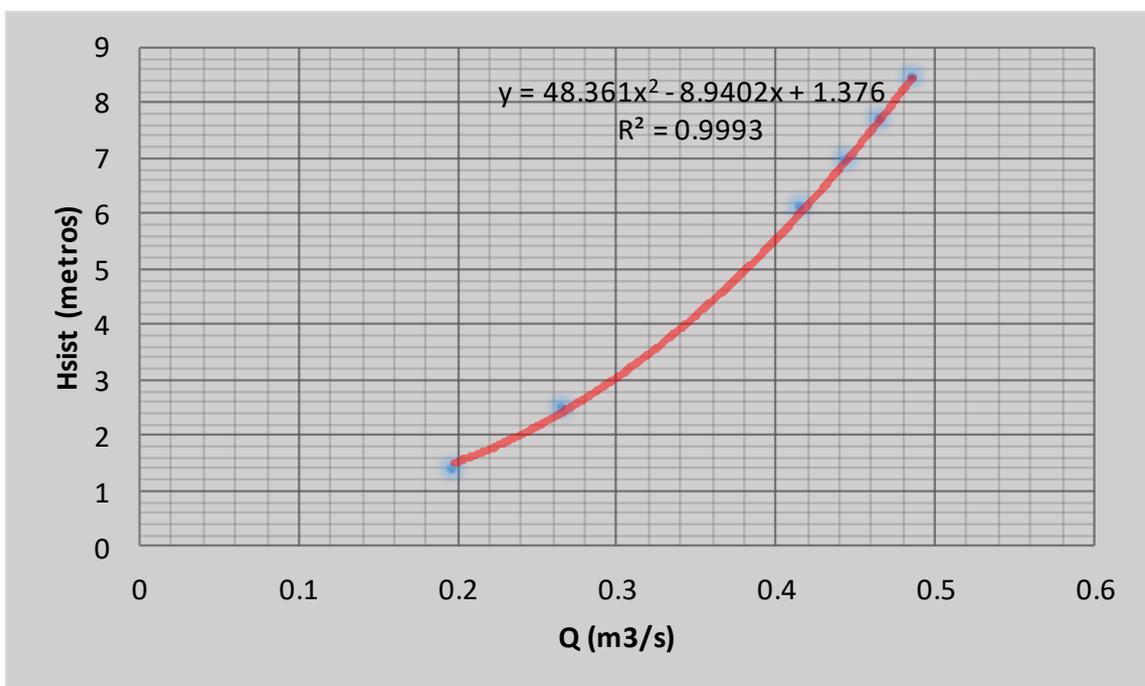


Figura 4.5: Gráfico de la curva característica H_{sist}-Q para 1600 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

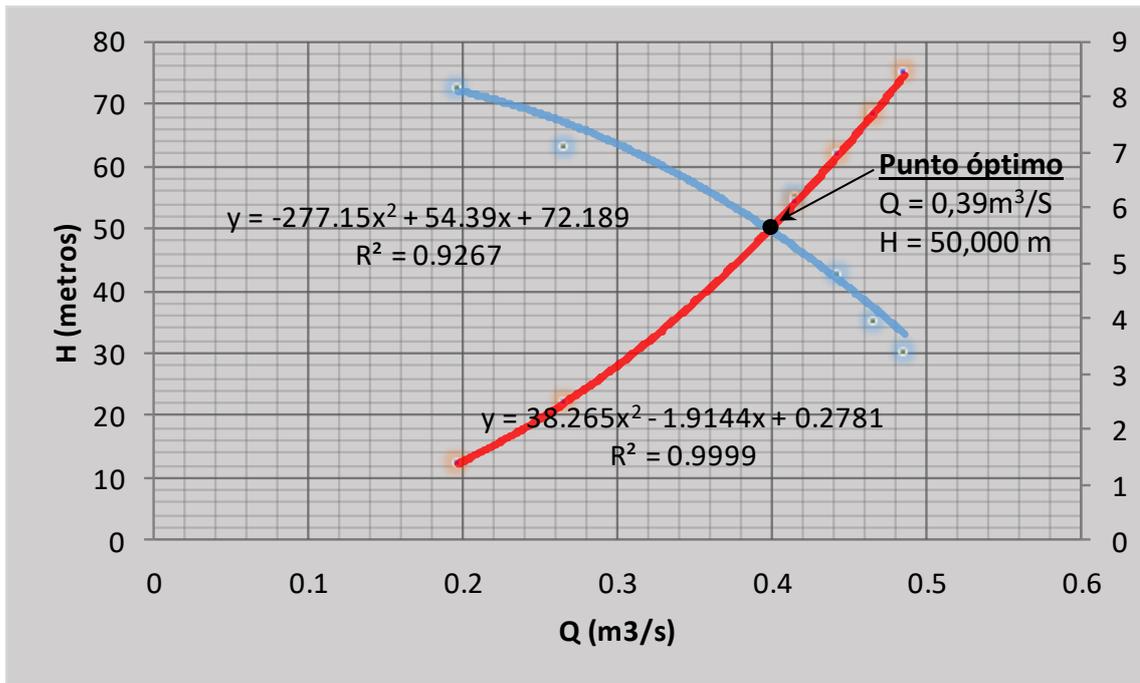


Figura 4.6: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1600 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.

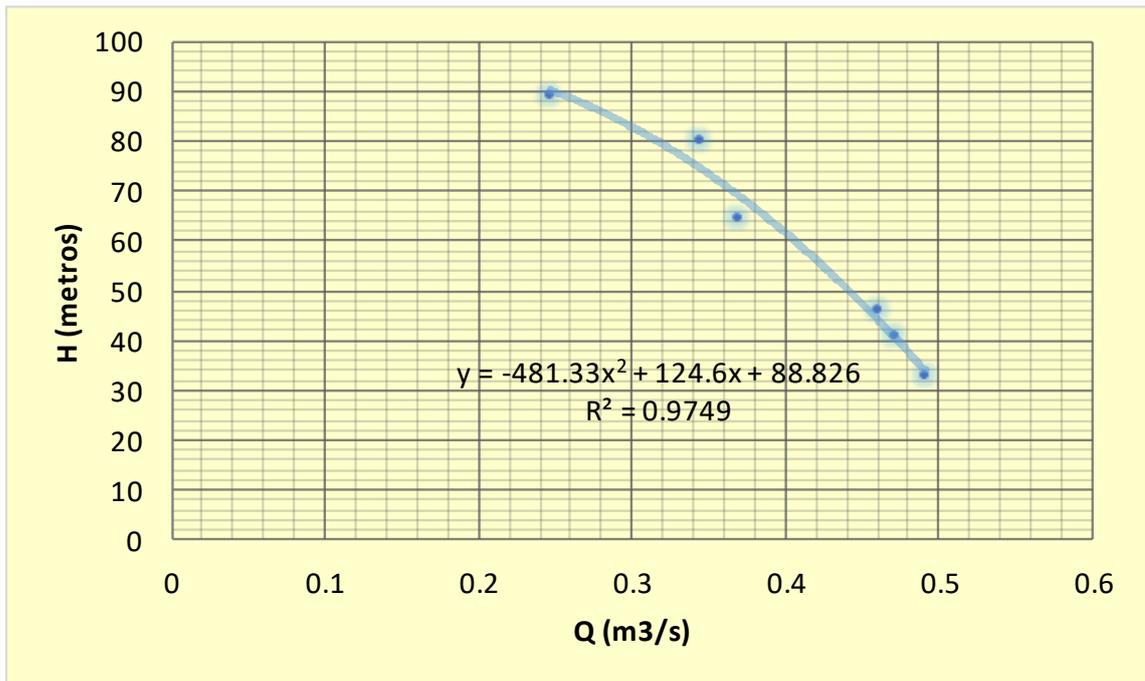


Figura 4.7: Gráfico de la curva característica H-Q para 1900 RPM.
Elaborado por el equipo de trabajo.

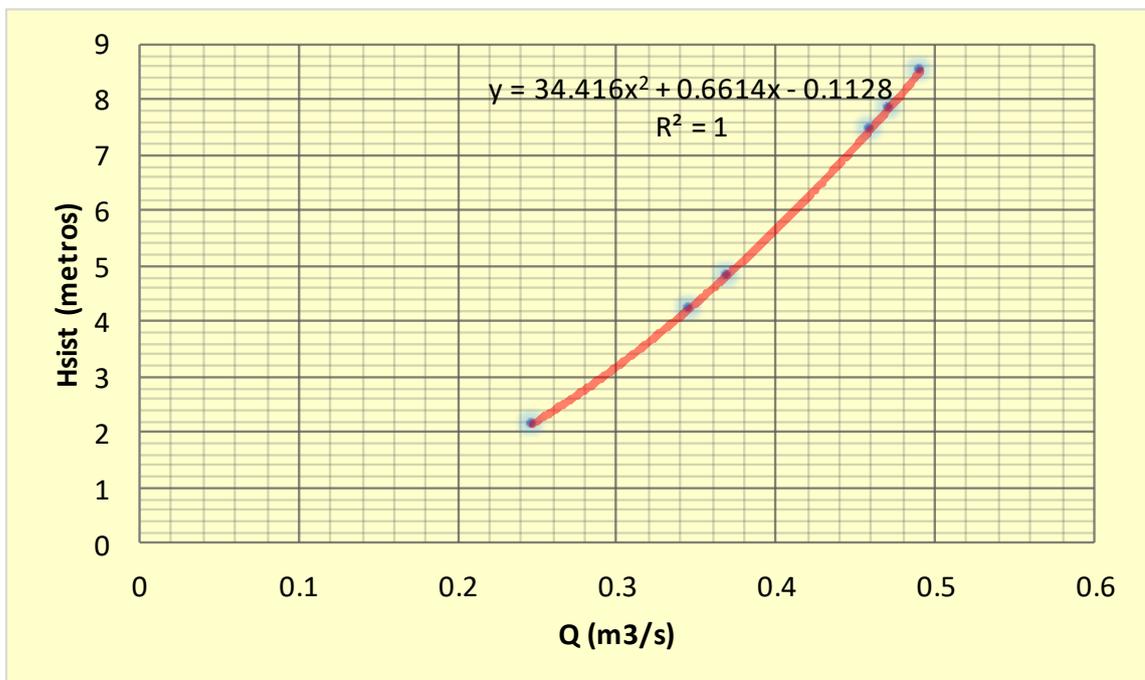


Figura 4.8: Gráfico de la curva característica H_{sist}-Q para 1900 RPM.
Elaborado por el equipo de trabajo.

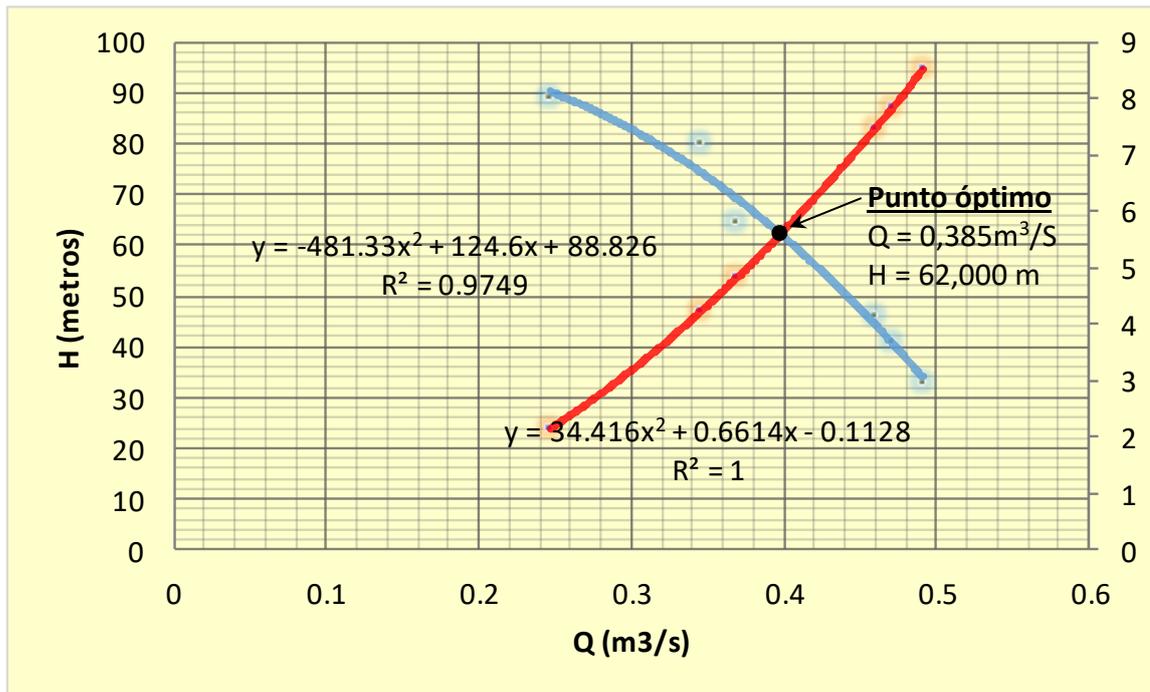


Figura 4.9: Gráfico de la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador para 1900 RPM.

Elaborado por el equipo de trabajo.



4.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL FLUJO DE AIRE (Pa)

Empleando la ecuación:

$$P_a = \frac{\gamma QH}{76} \quad (\text{HP})$$

Para el primer dato experimental a una velocidad de 1200 RPM:

γ = peso específico del aire en Puno (Laboratorio)

$$\gamma = 0,782 \text{ Kgf/m}^3$$

$$Q = 0,209 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 48,620 \text{ m aire.}$$

$$P_a = \frac{0,782 \text{ Kgf/m}^3 \times 0,209 \text{ m}^3/\text{s} \times 48,620 \text{ m}}{76}$$

$$P_a = 0,106 \text{ HP}$$

Análogamente procedemos para el cálculo de los demás datos experimentales, cuyos resultados se tabulan a continuación:

Tabla 4.13: Potencias de flujo de aire

Potencia del flujo de aire (Pa)								
1200 RPM			1600 RPM			1900 RPM		
Q (m³/s)	H (m aire)	Pa (HP)	Q (m³/s)	H (m aire)	Pa (HP)	Q (m³/s)	H (m aire)	Pa (HP)
0,209	2,302	0,105	0,197	2,046	0,146	0,247	3,197	0,226
0,247	3,197	0,110	0,266	3,708	0,173	0,345	6,266	0,285
0,352	6,522	0,126	0,416	9,079	0,236	0,369	7,161	0,244
0,386	7,801	0,101	0,444	10,358	0,195	0,460	11,125	0,218
0,413	8,952	0,107	0,466	11,381	0,167	0,471	11,637	0,198
0,436	9,974	0,103	0,489	12,522	0,150	0,491	12,660	0,165

Elaborado por el equipo de trabajo.

4.6. CÁLCULO DEL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES (N_q)

Empleando la ecuación:

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{HP})$$

Para el primer dato experimental a una velocidad de 1200 RPM:

$$N = 1200 \text{ RPM}$$

$$Q = 0,209 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 48,620 \text{ m aire.}$$

$$N_q = \frac{1200 \text{ RPM} \sqrt{0,209 \text{ m}^3/\text{s}}}{(48,620)^{3/4}} = 29,795$$

Cálculos para el N_q de los puntos óptimos de funcionamiento:

- $N = 1200 \text{ RPM}$; $Q_{\text{op}} = 0,35\text{-}5 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{op}} = 33,800 \text{ m}$:

$$N_q = \frac{1200 \sqrt{0,335}}{(33,800)^{3/4}} = 51,004$$

- $N = 1600 \text{ RPM}$; $Q_{\text{op}} = 0,390 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{op}} = 50,000 \text{ m}$:

$$N_q = \frac{1600 \sqrt{0,390}}{(50,000)^{3/4}} = 53,140$$

- $N = 1900 \text{ RPM}$; $Q_{\text{op}} = 0,358 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{op}} = 62,000 \text{ m}$:

$$N_q = \frac{1900 \sqrt{0,385}}{(62,000)^{3/4}} = 53,357$$

Análogamente calculamos los N_q para los demás datos experimentales, los que se tabulan a continuación:



Tabla 4.14: Números específico de revoluciones de caudal

Número Específico de Revoluciones (Nq)								
1200 RPM			1600 RPM			1900 RPM		
Q (m³/s)	H (m aire)	Nq	Q (m³/s)	H (m aire)	Nq	Q (m³/s)	H (m aire)	Nq
0,209	2,302	29,795	0,197	2,046	28,675	0,247	3,197	32,636
0,247	3,197	35,330	0,266	3,708	36,884	0,345	6,266	41,655
0,352	6,522	49,765	0,416	9,079	51,061	0,369	7,161	50,868
0,386	7,801	65,790	0,444	10,358	63,465	0,460	11,125	72,914
0,413	8,952	68,809	0,466	11,381	76,117	0,471	11,637	80,525
0,436	9,974	0,436	0,489	12,522	87,511	0,491	12,660	97,528

Elaborado por el equipo de trabajo.



V. CONCLUSIONES

El proyecto de investigación de tipo experimental se realizó convenientemente utilizando el módulo de ventilador centrífugo del Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional, culminándose dicho trabajo de tesis en las siguientes conclusiones positivas:

- Se preparó el módulo de ensayo del ventilador centrífugo óptimamente, considerando que la parte más importante de un ensayo técnico experimental de ingeniería es su preparación, lo que involucró tener presente que el objetivo del ensayo era la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador, para lo cual se determinó que variables debían medirse: presión atmosférica, temperatura ambiente, altura de presión total, altura de presión estática, velocidad en revoluciones por minuto. La selección e instalación de los instrumentos necesarios: variador de frecuencia, tubo de Pitot, manómetros diferenciales, cono regulador de caudal, tacómetro óptico. La preparación correcta del ensayo técnico implicó el rediseño y mantenimiento de mecanismos del módulo de ensayo.
- Se realizó óptimamente la ejecución del ensayo técnico, para lo cual se tomó las precauciones debidas, como el hacer ensayos preliminares para cerciorarnos que el módulo, los instrumentos y los investigadores estemos familiarizados con el ensayo experimental. Se prepararon las hojas de toma de datos, en las cuales no solo se obtuvieron los datos experimentales correctos, sino todos los datos necesarios que nos permitieron realizar los cálculos pertinentes y obtener los resultados exactos, con los cuales determinamos el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo a diferentes velocidades en RPM.



- El objetivo de la tesis se cumplió satisfactoriamente, realizando los cálculos respectivos para obtener para cada una de las velocidades los caudales, alturas efectivas y alturas del sistema; resultados que se representaron representarlos gráficamente a través de las curvas características H-Q y $H_{\text{sist}}-Q$ que nos permiten analizar el comportamiento del ventilador a diferentes velocidades. La intersección de las dos curvas características, nos permitieron determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo, objetivo del proyecto de tesis, cuyos resultados fueron:
 - 1200 RPM: $Q_{\text{opt}} = 0,355 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{opt}} = 33,800 \text{ m}$
 - 1600 RPM: $Q_{\text{opt}} = 0,390 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{opt}} = 50,000 \text{ m}$
 - 1900 RPM: $Q_{\text{opt}} = 0,385 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{opt}} = 62,000 \text{ m}$

- Para que un ventilador centrífugo esté funcionando eficientemente su número específico de revoluciones (N_q) debe estar en el rango de 20 – 80, calculando para cada velocidad en el punto óptimo de funcionamiento se obtiene: 51,004; 53,140 y 53,357 respectivamente, concluyéndose que en esos puntos óptimos el ventilador está funcionando con su máxima eficiencia porque los valores de los “ N_q ” calculados representan aproximadamente el promedio del rango de 20 – 80 de eficiencia óptima; criterio técnico de operación del ventilador desde el punto de vista técnico – económico, contribuyendo a disminuir la contaminación sonora del ambiente del trabajo, independiente de las vibraciones del ventilador; porque en él se originan ruidos por el flujo de aire; que es el mínimo cuando el ventilador está funcionando a su máxima eficiencia, en el punto óptimo de funcionamiento. Si el caudal de aire es muy bajo, el fluido no puede recorrer completamente la forma del álabe y el nivel de ruido alcanzaría valores considerables.



- La curva característica H-Q depende únicamente del ventilador y solamente puede variar si varía la velocidad (RPM); en la curva se analiza que el ventilador mueve distintos caudales y comunicándoles distintas presiones de altura, de tal manera que todos los puntos posibles de funcionamiento están representados sobre la curva. La curva característica del sistema $H_{\text{sist}}-Q$ se debe determinar para saber en qué condiciones funcionará el ventilador porque la curva relaciona la pérdida de carga con el caudal del aire que pasa por la instalación de ductos.



VI. RECOMENDACIONES

- Considerando que los ventiladores centrífugos o radiales tienen importante aplicación en la ventilación industrial en general se recomienda investigaciones sobre el funcionamiento de ventiladores a través de ensayos técnicos en el módulo del laboratorio, analizando cómo influyen otros parámetros de funcionamiento en la operación eficiente del ventilador como ser la densidad del aire que en ciudades a mayor altura sobre el nivel del mar es menor.
- También es importante que al mismo tiempo que se investigue la influencia de otros parámetros en la operación de un ventilador, se equipe el módulo con instrumentos más precisos y confiables para las mediciones experimentales, como el tubo de Pitot que es fundamental para medir las alturas de presión; que con el avance de la tecnología los hoy actualmente son digitales y, que por aspectos de disponibilidad económica los investigadores no pueden hacer este equipamiento.
- Como resultado de las conclusiones a que se ha llegado en la tesis, es decir la determinación experimental de las curvas características del ventilador y a través de ellos el punto óptimo de funcionamiento del ventilador; se recomienda utilizar esta metodología para obtener las curvas características de un ventilador si no se tuviera el catálogo, porque para cualquier ingeniero proyectista en temas de ventilación industrial es fundamental estas curvas para el diseño de las instalaciones respectivas.



VII. REFERENCIAS

- Fernández, A. (2006). Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador (pp. 54-411). España. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Masana, J. (2011). Ventiladores y turbocompresores (pp. 57-80). Barcelona. Editorial Marcombo S.A. Ediciones técnicas.
- Pfleiderer, C. (2010). Bombas Centrífugas y turbocompresores (pp. 87-112), México. Editorial Labor, S.A.
- Mataix, L. (2015). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas (pp. 329-373). Madrid. Editorial Mc Graw Hill.
- Laboratorio de Ingeniería Mecánica (2009). Turbomáquinas hidráulicas. Ventilador Centrífugo (pp. 42-58). Lima. Editorial Universidad Nacional de Ingeniería.
- Goñi, J. (2009). Máquinas hidráulicas y térmicas (pp. 51-69). Lima. Fondo Editorial Universidad de Lima.
- Marks, L. (1995). Manual de Ingeniero Mecánico (pp. 201-262). México. Editorial McGraw Hill.
- Lahidalga, J. (2014). Ventilador Centrífugo. (pp. 16-35). España. Editores Científicos – técnicos y académicos.
- Catálogo Técnico (2016). Manual Práctico de ventilación (pp. 21-35). Madrid. Editorial Salvador Escoda S.A.
- Shepherd, D. (1991). Principios de Turbomáquinas (pp. 35-82). Toronto. Editorial MacMillan.



Coz, F. (2009). Ventilación Industrial – Manual del Curso, Lima, Editorial Pontificia Universidad Católica del Perú.

Hernández, R. (2017). Metodología de la Investigación. México. Editorial McGraw Hill.

Fernández, P. (2011). Ventiladores. (pp. 45-72). Santander. Editorial Publicaciones Universidad de Cantabria.

Alvaro, F. & Cáceres, E. (2017). Diseño y construcción de un Módulo de Laboratorio de Ventiladores para la EPIME. Tesis EPIME-UNA-Puno.

Coz, F. (2009). Ventilación Industrial. Manual del curso, Lima. Editorial PUCP.

ANEXOS

Anexo A: Módulo de ensayo



Anexo B: Catálogo del tacómetro digital

Tachometer Instruction manual



Version: 8905-EN-01

-1-

IV. Battery replacement

When the power is low, battery symbol will be displayed, and please replace battery timely.

1. Open up the battery cover and take out the battery.
2. Correctly install the battery as indicated on the battery box.

V. Keys and LCD display name

1. Key function: as shown in Figure 1

- (1) Reflection point
- (2) Light path
- (3) Triangle laser warning mark
- (4) Display
- (5) Memory
- (6) Power
- (7) Backlight

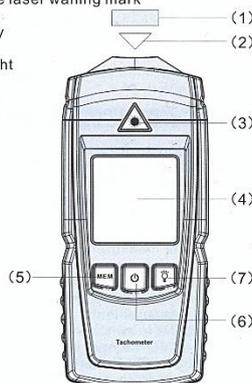


Figure 1

-4-

I. Introduction

Tachometer is one of the necessary instruments for machinery industry, which is used to detect rotate speed, linear velocity or frequency of motor. It can precisely measure rotate speed of impeller blade, expansion cylinder and spindle and can be widely used in motor, fan, washing machine, textile, automobile, airplane, ship and other industries.

Features

1. Hold the maximum value, minimum value, average value and the last measured value.
2. Fully display operation instruction and unit symbol, which is concise and explicit.
3. Wide measuring range and high resolution.
4. Battery low power indication, LCD backlight display, and auto shutdown.
5. Adopt the latest microprocessor technology and laser technology, which enables the instrument to be more intelligent and reliable.
6. Oversized screen LCD display, with clear indication.
7. Solid and delicate structure. The entire machine adopts durable and optimized electronic elements, and the shell adopts light and solid ABS plastic, with beautiful appearance and convenient use.

II. Safety instruction

1. Warning:

In order to avoid potential harm to users, please comply with the following instructions:

- Laser product: please do not watch directly, which may cause blindness. Do not let children play with it.

2. Precautions:

In order to ensure measuring precision, please pay attention to the following points:

-2-

2. LCD display: as shown in Figure 2

- A. Low power display
- B. Backlight opening
- C. Measurement
- D. Maximum value
- E. Minimum value
- F. Last value
- G. Average value
- H. Rotate speed measurement reading
- I. Rotate speed unit: revolution/min

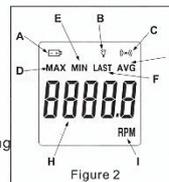


Figure 2

VI. Low rotate speed measurement

In order to increase measurement precision, when measuring quite low rotate speed, users are recommended to evenly post more reflection tags on the measured objects. At the same time, the actual rotate speed value can be obtained by dividing the readings on the display by the reflection tag quantity.

VII. Memory function

After shutting down, the measured maximum value, minimum value, last measured value and average value will be automatically stored in the instrument. After starting up, press MEM only, and the previously measured memory value will be displayed, wherein MAX represents the maximum value, MIN represents the minimum value, LAST represents the last value and AVG represents the average value. It will display another memory value by pressing MEM each time.

-5-

► The best measuring distance between instrument and measured object is 50-500mm, and the best angle for instrument aiming at measured object is within 30 degrees, which can effectively multiple reflections on surface of the measured object.

► If there is no reflection tag, it is necessary to make sure that reflection point on measured object has sufficient reflection. Under this circumstance, the instrument has to be vertically aligned to the measured object to inspect whether the instrument can read.

► Non-reflection area has to be larger than reflection area.

► Before posting reflection tag, the spindle surface has to be clean and smooth.

► If the instrument has not been used for a long time, please take out the battery to avoid being damaged due to battery decomposition.

III. Operating instructions

1. Firstly stop the rotating body to be measured, cut down a small section of reflection tag, post that on the rotating body to be measured, and then start the rotation.
2. Press the power to start the machine after putting on battery, and long press the button to start laser measurement. Align to the reflection point during measurement, and measurement signal will appear. After the display value is stable, release the power to stop the measurement.
3. Press MEM to switch among MAX, MIN, LAST and AVG memory value.
4. Press backlight to start the backlight, and press it again to shut down the backlight.
5. Press POWER button to turn off the machine.

-3-

VIII. Technical parameter

LCD display	5-digit large screen LCD display, with word height of 18mm
Unit	rpm
Range	2.5-9999rpm
Resolution	0.1rpm(2.5-999.9rpm)
ratio	1rpm(1000-9999rpm)
Basic precision	$\pm(0.1\%n+5d)$ rpm;(2.5-999.9rpm)
Laser power	CLASSII 2.5mW
Sampling ratio	Once/second
Measurement distance	50-500mm
Time base	Quartz crystal
Automatic shutdown	The instrument will shut down after 60 seconds without any pressing.
Operation environment	0-50°C;32-122°F;10%-90%RH
Storage environment	-10-80°C;-14-176°F;10%-75%RH
Power supply	2x1.5V AAA battery
Dimension	55.7*29.9*127mm
Weight	106g
Equipped with 3 bars of silver reflection tag (200mm*12mm)	

*Please contact the sales department of our company if you need more reflection tags.

Specific Declarations:
Our company shall hold no any responsibility resulting from using output from this product as an direct or indirect evidence.
We reserves the right to modify product design and specification without notice.



-6-



Anexo C: Propiedades del aire

TABLA A-3 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL AIRE A PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMAL

Temperatura	Densidad	Peso específico	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática
	kg/m ³	N/m ³	N · s/m ²	m ² /s
-20°C	1.40	13.7	1.61 × 10 ⁻⁵	1.16 × 10 ⁻⁵
-10°C	1.34	13.2	1.67 × 10 ⁻⁵	1.24 × 10 ⁻⁵
0°C	1.29	12.7	1.72 × 10 ⁻⁵	1.33 × 10 ⁻⁵
10°C	1.25	12.2	1.76 × 10 ⁻⁵	1.41 × 10 ⁻⁵
20°C	1.20	11.8	1.81 × 10 ⁻⁵	1.51 × 10 ⁻⁵
30°C	1.17	11.4	1.86 × 10 ⁻⁵	1.60 × 10 ⁻⁵
40°C	1.13	11.1	1.91 × 10 ⁻⁵	1.69 × 10 ⁻⁵
50°C	1.09	10.7	1.95 × 10 ⁻⁵	1.79 × 10 ⁻⁵
60°C	1.06	10.4	2.00 × 10 ⁻⁵	1.89 × 10 ⁻⁵
70°C	1.03	10.1	2.04 × 10 ⁻⁵	1.99 × 10 ⁻⁵
80°C	1.00	9.81	2.09 × 10 ⁻⁵	2.09 × 10 ⁻⁵
90°C	0.97	9.54	2.13 × 10 ⁻⁵	2.19 × 10 ⁻⁵
100°C	0.95	9.28	2.17 × 10 ⁻⁵	2.29 × 10 ⁻⁵
120°C	0.90	8.82	2.26 × 10 ⁻⁵	2.51 × 10 ⁻⁵
140°C	0.85	8.38	2.34 × 10 ⁻⁵	2.74 × 10 ⁻⁵
160°C	0.81	7.99	2.42 × 10 ⁻⁵	2.97 × 10 ⁻⁵
180°C	0.78	7.65	2.50 × 10 ⁻⁵	3.20 × 10 ⁻⁵
200°C	0.75	7.32	2.57 × 10 ⁻⁵	3.44 × 10 ⁻⁵

	slugs/ft ³	Ibf/ft ³	Ibf-s/ft ²	ft ² /s
0°F	0.00269	0.0866	3.39 × 10 ⁻⁷	1.26 × 10 ⁻⁴
20°F	0.00257	0.0828	3.51 × 10 ⁻⁷	1.37 × 10 ⁻⁴
40°F	0.00247	0.0794	3.63 × 10 ⁻⁷	1.47 × 10 ⁻⁴
60°F	0.00237	0.0764	3.74 × 10 ⁻⁷	1.58 × 10 ⁻⁴
80°F	0.00228	0.0735	3.85 × 10 ⁻⁷	1.69 × 10 ⁻⁴
100°F	0.00220	0.0709	3.96 × 10 ⁻⁷	1.80 × 10 ⁻⁴
120°F	0.00213	0.0685	4.07 × 10 ⁻⁷	1.91 × 10 ⁻⁴
150°F	0.00202	0.0651	4.23 × 10 ⁻⁷	2.09 × 10 ⁻⁴
200°F	0.00187	0.0601	4.48 × 10 ⁻⁷	2.40 × 10 ⁻⁴
300°F	0.00162	0.0522	4.96 × 10 ⁻⁷	3.05 × 10 ⁻⁴
400°F	0.00143	0.0462	5.40 × 10 ⁻⁷	3.77 × 10 ⁻⁴

FUENTE: Impreso con permiso de R. E. Bolz y G. L. Tuve, *Handbook of Tables for Applied Engineering Science*, CRC Press, Inc., Cleveland, 1973. Copyright © 1973 por The Chemical Rubber Co., CRC Press, Inc.



TABLA A-10

Propiedades de gases a 1 atm de presión (*continuación*)

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico c_p $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1.5299	957.3	0.02001	1.366×10^{-5}	1.390×10^{-5}	9.091×10^{-6}	0.6655
0	1.2498	1035	0.02384	1.843×10^{-5}	1.640×10^{-5}	1.312×10^{-5}	0.7121
50	1.0564	1042	0.02746	2.494×10^{-5}	1.874×10^{-5}	1.774×10^{-5}	0.7114
100	0.9149	1041	0.03090	3.244×10^{-5}	2.094×10^{-5}	2.289×10^{-5}	0.7056
150	0.8068	1043	0.03416	4.058×10^{-5}	2.300×10^{-5}	2.851×10^{-5}	0.7025
200	0.7215	1050	0.03727	4.921×10^{-5}	2.494×10^{-5}	3.457×10^{-5}	0.7025
300	0.5956	1070	0.04309	6.758×10^{-5}	2.849×10^{-5}	4.783×10^{-5}	0.7078
400	0.5072	1095	0.04848	8.727×10^{-5}	3.166×10^{-5}	6.242×10^{-5}	0.7153
500	0.4416	1120	0.05358	1.083×10^{-4}	3.451×10^{-5}	7.816×10^{-5}	0.7215
1000	0.2681	1213	0.07938	2.440×10^{-4}	4.594×10^{-5}	1.713×10^{-4}	0.7022
1500	0.1925	1266	0.11793	4.839×10^{-4}	5.562×10^{-5}	2.889×10^{-4}	0.5969
2000	0.1502	1297	0.18590	9.543×10^{-4}	6.426×10^{-5}	4.278×10^{-4}	0.4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1.7475	984.4	0.02067	1.201×10^{-5}	1.616×10^{-5}	9.246×10^{-6}	0.7694
0	1.4277	928.7	0.02472	1.865×10^{-5}	1.916×10^{-5}	1.342×10^{-5}	0.7198
50	1.2068	921.7	0.02867	2.577×10^{-5}	2.194×10^{-5}	1.818×10^{-5}	0.7053
100	1.0451	931.8	0.03254	3.342×10^{-5}	2.451×10^{-5}	2.346×10^{-5}	0.7019
150	0.9216	947.6	0.03637	4.164×10^{-5}	2.694×10^{-5}	2.923×10^{-5}	0.7019
200	0.8242	964.7	0.04014	5.048×10^{-5}	2.923×10^{-5}	3.546×10^{-5}	0.7025
300	0.6804	997.1	0.04751	7.003×10^{-5}	3.350×10^{-5}	4.923×10^{-5}	0.7030
400	0.5793	1025	0.05463	9.204×10^{-5}	3.744×10^{-5}	6.463×10^{-5}	0.7023
500	0.5044	1048	0.06148	1.163×10^{-4}	4.114×10^{-5}	8.156×10^{-5}	0.7010
1000	0.3063	1121	0.09198	2.678×10^{-4}	5.732×10^{-5}	1.871×10^{-4}	0.6986
1500	0.2199	1165	0.11901	4.643×10^{-4}	7.133×10^{-5}	3.243×10^{-4}	0.6985
2000	0.1716	1201	0.14705	7.139×10^{-4}	8.417×10^{-5}	4.907×10^{-4}	0.6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0.9839	1892	0.01353	7.271×10^{-6}	7.187×10^{-6}	7.305×10^{-6}	1.0047
0	0.8038	1874	0.01673	1.110×10^{-5}	8.956×10^{-6}	1.114×10^{-5}	1.0033
50	0.6794	1874	0.02032	1.596×10^{-5}	1.078×10^{-5}	1.587×10^{-5}	0.9944
100	0.5884	1887	0.02429	2.187×10^{-5}	1.265×10^{-5}	2.150×10^{-5}	0.9830
150	0.5189	1908	0.02861	2.890×10^{-5}	1.456×10^{-5}	2.806×10^{-5}	0.9712
200	0.4640	1935	0.03326	3.705×10^{-5}	1.650×10^{-5}	3.556×10^{-5}	0.9599
300	0.3831	1997	0.04345	5.680×10^{-5}	2.045×10^{-5}	5.340×10^{-5}	0.9401
400	0.3262	2066	0.05467	8.114×10^{-5}	2.446×10^{-5}	7.498×10^{-5}	0.9240
500	0.2840	2137	0.06677	1.100×10^{-4}	2.847×10^{-5}	1.002×10^{-4}	0.9108
1000	0.1725	2471	0.13623	3.196×10^{-4}	4.762×10^{-5}	2.761×10^{-4}	0.8639
1500	0.1238	2736	0.21301	6.288×10^{-4}	6.411×10^{-5}	5.177×10^{-4}	0.8233
2000	0.0966	2928	0.29183	1.032×10^{-3}	7.808×10^{-5}	8.084×10^{-4}	0.7833

Nota: Para gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν , y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se dividen ν y α entre P (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente con base en diversas fuentes.

Anexo D: Ejecución del ensayo





