



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO DE INVESTIGACIÓN PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERA MECÁNICA**

**TEMA: “ELABORACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO
PARA EL DISEÑO DE UNA FAMILIA DE VENTILADORES
CENTRÍFUGOS, PARA LA CONSTRUCCIÓN Y
COMPROBACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO”**

AUTORA: LÓPEZ SANTANA GABRIELA BELÉN

DIRECTORA: ING. ARLA ODIO SANDRA MAGDALENA

SANGOLQUÍ

2016



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, ***“ELABORACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO PARA EL DISEÑO DE UNA FAMILIA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS, PARA LA CONSTRUCCIÓN Y COMPROBACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO”*** realizado por la señorita ***GABRIELA BELÉN LÓPEZ SANTANA***, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo que me permito acreditar y autorizar a la señorita ***GABRIELA BELÉN LÓPEZ SANTANA*** para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 14 de enero del 2016

Ing. Sandra Magdalena Arla Odio MSc.

DIRECTORA



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **GABRIELA BELÉN LÓPEZ SANTANA**, con cédula de identidad N° 180469065-7, declaro que este trabajo de titulación “**ELABORACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO PARA EL DISEÑO DE UNA FAMILIA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS, PARA LA CONSTRUCCIÓN Y COMPROBACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 14 de enero del 2016

Gabriela Belén López Santana

AUTORA



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

AUTORIZACIÓN

Yo, **GABRIELA BELÉN LÓPEZ SANTANA**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “**ELABORACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO PARA EL DISEÑO DE UNA FAMILIA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS, PARA LA CONSTRUCCIÓN Y COMPROBACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO**” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 14 de enero del 2015

Gabriela Belén López Santana

CI: 180469065-7

DEDICATORIA

A:

Dios, quien ha sido mi refugio y el que me regaló cada momento vivido, porque fue la voluntad de Él solamente tenerme aquí, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio.

Mis padres quienes me llevaron a los pies del Señor, y siempre bendecían cada paso que daba.

Mi amada mamita Marujita, por ser sabia y tan emprendedora, todo lo bueno lo heredé de usted, la que siempre me ayudó en todo y me regaló el amor más puro que he conocido. Mi confidente los mejores consejos son suyos.

A mi hermanita Cris que es mi mejor amiga, la que siempre me cuida y ve que no me falte nada. Eres mi regalo más grande y mi ejemplo porque a pesar de tantas cosas nunca te has rendido. Cada alegría y tristeza siempre juntas.

Mis hermanos, Alberto, el más vivaz, Eduardo el más inteligente y Paulo el más arriesgado, siempre han estado dentro de mi corazón.

Gabriela Belén López Santana

Diciembre, 2015

AGRADECIMIENTO

El presente trabajo va dirigido con una gran expresión de gratitud y reconocimiento a Dios que me ha dado vida y salud; a mis maestros que con nobleza y entusiasmo vertieron su apostolado en mi alma; y a mi querida Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE ya que en sus aulas recibí los más bellos e inolvidables recuerdos que me han transformado en un excelente profesional.

Gabriela Belén López Santana
Diciembre, 2015

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDA.....	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xvi
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT.....	xx

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4. OBJETIVOS.....	4
1.4.1. OBJETIVO GENERAL	4
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.4.3. ALCANCE DEL PROYECTO	5
1.5. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN.....	5
1.6. DURACIÓN DEL PROYECTO	6
1.7. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	6
1.7.1. MEDOLOGÍA TEÓRICA.....	6
1.7.2. METODOLOGÍA EMPÍRICA	6
1.8. INSTITUCIÓN AUSPICIANTE	7
1.8.1. LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA	7
1.8.2. OBJETIVO INSTITUCIONAL	7
1.8.3. OBJETIVO TÁCTICO.....	7
1.8.4. OBJETIVO OPERACIONAL.....	7
1.8.5. MARCO INSTITUCIONAL.....	8
1.8.5.1. VISIÓN.....	8
1.8.5.2. VALORES.....	8

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1.	INTRODUCCIÓN	9
2.2.	MAQUINA HIDRAÚLICA.....	9
2.2.1.	CLASIFICACIÓN DE LA MAQUINAS HIDRAÚLICAS.....	10
2.2.2.	ANÁLISIS DE TURBOMAQUINARIA	11
2.2.2.1.	EL PRINCIPIO DEL MOMENTO ANGULAR.....	11
2.2.2.2.	ECUACIÓN DE EULER PARA TURBOMÁQUINAS.....	12
2.2.2.3.	ANÁLISIS DEL POLÍGONO DE VELOCIDAD.....	14
2.2.3.	CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	15
2.2.3.1.	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....	15
2.2.3.2.	ANÁLISIS DIMENSIONAL	16
2.2.3.2.1.	VELOCIDAD ESPECÍFICA	16
2.2.3.3.	REGLAS DE SIMILITUD	17
2.2.4.	APLICACIONES EN SISTEMA DE FLUJO	17
2.3.	VENTILACIÓN.....	18
2.3.1.	FUNDAMENTOS DE VENTILACIÓN.....	18
2.3.1.1.	AIRE	18
2.3.1.1.1.	DENSIDAD DEL AIRE	19
2.3.1.1.2.	CALIDAD DEL AIRE	20
2.3.1.1.3.	CARTA PSICROMÉTRICA	20
2.3.1.1.3.1.	TEMPERATURA DE BULBO SECO	22
2.3.1.1.3.2.	TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	22
2.3.1.1.3.3.	HUMEDAD RELATIVA.....	23
2.3.2.	SISTEMAS DE VENTILACIÓN	24
2.4.	FUNDAMENTOS DE LOS VENTILADORES	25
2.4.1.	GENERALIDADES.....	25
2.4.2.	CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES	25
2.4.2.1.	CAUDAL	25
2.4.2.2.	PRESIÓN.....	26
2.4.2.2.1.	PRESIÓN ESTÁTICA.....	26
2.4.2.2.2.	PRESIÓN DINÁMICA	27
2.4.2.2.3.	PRESIÓN TOTAL	27
2.4.2.2.4.	VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA CON RESPECTO A LA ALTURA.....	28
2.4.2.3.	EFICIENCIA.....	29

2.4.2.4.	POTENCIA	29
2.4.2.4.1.	VARIACIÓN DE POTENCIA POR ARRASTRE DE SÓLIDOS	29
2.4.2.4.2.	VARIACIÓN DE POTENCIA POR OTROS FACTORES	30
2.4.3.	LEYES DE LOS VENTILADORES	30
2.4.4.	CURVA CARACTERÍSTICA DE UN VENTILADOR	32
2.4.5.	PUNTOS DE TRABAJO DE UN VENTILADOR	36
2.4.6.	CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES	37
2.4.6.1.	VENTILADORES AXIALES.....	38
2.4.6.1.1.	ESQUEMA DE UN VENTILADOR AXIAL	38
2.4.6.1.2.	TIPOS DE VENTILADORES AXIALES	38
2.4.6.2.	VENTILADORES CENTRÍFUGOS.....	40
2.4.6.2.1.	ESQUEMA DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO	40
2.4.6.2.2.	TIPOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS	41
2.4.7.	APLICACIONES DE LOS VENTILADORES	43
2.4.7.1.	VENTILADORES UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE PAPEL.....	43
2.4.7.2.	VENTILADOR DEL PULVERIZADOR EMPLEADO EN FRUTALES	43
2.4.7.3.	VENTILADORES PARA SECADO DE GRANOS.....	44
2.4.7.4.	VENTILADORES PARA CALDERAS DE MOLINOS DE AZÚCAR 46	
2.4.7.4.1.	MANEJO DE AIRE CONTAMINADO CON PARTÍCULAS SÓLIDAS	47
2.4.8.	SELECCIÓN DE VENTILADORES	48
2.4.8.1.	SELECCIÓN DE REFERENCIAS PARA EL CÁLCULO.....	50
2.4.8.2.	CRITERIOS DE SELECCIÓN	52
2.4.9.	MANTENIMIENTO DE LOS VENTILADORES.....	53
2.4.10.	ACOPLAMIENTO DE VENTILADORES	53
2.4.10.1.	EN SERIE	54
2.4.10.2.	EN PARALELO	55

CAPÍTULO 3

ESTUDIO DEL ARTE

3.1.	INFORMACIÓN GENERAL SOBRE VENTILADORES CENTRÍFUGOS.....	56
3.2.	PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	56
3.2.1.	PARÁMETROS AERODINÁMICOS.....	63
3.2.1.1.	CONDICIONES DE SIMILITUD	63

3.2.1.2.	TÉRMINOS DE SIMILITUD.....	65
3.2.1.3.	VELOCIDAD EN EL ESPACIO LIBRE	67
3.2.1.4.	PRUEBAS AERODINÁMICAS DEL VENTILADOR.....	70
3.3.	MÉTODOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS AERODINÁMICOS DEL VENTILADOR.....	71
3.3.1.	REDUCCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE PRESIÓN Y POTENCIA A CONDICIONES NORMALES.....	71
3.4.	SELECCIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	73
3.4.1.	CRITERIO DE SELECCIÓN DE VENTILADORES USANDO LA VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ROTACIÓN.....	73
3.4.2.	CRITERIO DE SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS USANDO UN MÉTODO GENÉRICO	74
3.5.	MODELACIÓN MATEMÁTICA.....	76

CAPÍTULO 4

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO MODELO

4.1.	CONSIDERACIONES PREVIAS.....	77
4.2.	MÉTODO	77
4.2.1.	MÉTODO TABULAR.....	78
4.2.2.	LÍNEA DE TENDENCIA POLINÓMICA	80
4.3.	CURVAS CARACTERÍSTICAS AERODINÁMICAS	85
4.4.	ECUACIONES DE LOS PARÁMETROS AERODINÁMICOS.....	87

CAPÍTULO 5

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO

5.1.	ESQUEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO MODELO.....	88
5.2.	MÉTODO DE DISEÑO AERODINÁMICO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS UTILIZANDO LA VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ROTACIÓN.....	89
5.2.1.	IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO	89
5.2.2.	PRESIÓN, CONSTANTE R Y DENSIDAD DEL GAS TRANSPORTADO	93
5.3.	PROGRAMA PARA EL DISEÑO DEL VENTILADOR	95
5.3.1.	DIAGRAMA DE BLOQUE PARA EL DISEÑO DE VENTILADORES	96
5.3.2.	SELECCIÓN DEL SOFTWARE	97
5.3.2.1	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	97

5.3.2.2	RESULTADOS DE LA MATRIZ DE EVALUACIÓN.....	97190
5.3.3.	VENCENTY	101

CAPÍTULO 6

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DEL SOFTWARE

6.1.	INGRESO DE LOS PARÁMETROS.....	104
6.2.	PROCESAMIENTO DE DATOS	105
6.3.	COMPARACIÓN DE RESULTADOS	108
6.3.1.	CURVAS DEL FABRICANTE.....	109
6.3.2.	CURVA OBTENIDA	110
6.3.3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	111

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO

7.	ANÁLISIS ECONÓMICO	114
----	--------------------------	-----

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1.	CONCLUSIONES.....	116
8.2.	RECOMENDACIONES.....	117
	BIBLIOGRAFÍA.....	118
	ANEXOS.....	123
	ANEXO 1. TABLA DE CONVERSIÓN DE UNIDADES DE PRESIÓN.....	123
	ANEXO 2. TABLA DE CONVERSIÓN DE UNIDADES DE CAUDAL.....	123
	ANEXO 3. CUADRO DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA PARA DIFERENTES ALTITUDES.....	124
	ANEXO 4. TABLA DE LA ALTURA GEOGRÁFICA DE CIUDADES DEL ECUADOR.....	125
	ANEXO 5. MANUAL DE USUARIO DE VENCENTY	126

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Rueda Hidráulica Romana	9
Figura 2. Clasificación de las Máquinas.....	10
Figura 3. Esquemas de turbomáquinas típicas de flujo centrífugo.....	11
Figura 4. Componentes de velocidad absoluta	13
Figura 5. Polígonos de velocidad de máquinas típicas de flujo axial.	15
Figura 6. Aplicaciones de las Turbomáquinas	17
Figura 7. Composición del aire seco	18
Figura 8. Composición media de aire limpio y contaminado.	19
Figura 9. Densidad del aire con respecto a la altitud	20
Figura 10. Carta Psicrométrica	21
Figura 11. Termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo	22
Figura 12. Líneas de Humedad Relativa.....	23
Figura 13. Ventilación Industrial.....	24
Figura 14. Caudal de aire a descarga libre en un ventilador centrífugo .	26
Figura 15. Variación de la presión con respecto a la altura	28
Figura 16. Variación del Diámetro.....	31
Figura 17. Variación de la Velocidad.....	31
Figura 18. Variación de la Densidad	32
Figura 19. Pérdida de caudal conforme aumenta la longitud.....	33
Figura 20. Curvas Características de un Ventilador.....	34
Figura 21. Comparación de Curvas Características de Ventiladores.....	35
Figura 22. Zona ideal de funcionamiento de un ventilador.....	36
Figura 23. Punto de trabajo de un Ventilador.....	37
Figura 24. Partes de un Ventilador Axial.....	38
Figura 25. Partes de un Ventilador Centrífugo.....	40
Figura 26. Curvas Características de un Ventilador Centrífugo	42
Figura 27. Esquema de la corriente de aire a la salida del ventilador...	44
Figura 28. Esquema de un secador estacionario	45
Figura 29. Esquema del proceso de fabricación de azúcar	46
Figura 30. Esquema de corrientes de aire en una caldera bagacera.....	47
Figura 31. Gráfico de pérdida de carga en conductos circulares	49
Figura 32. Ventiladores axiales acoplados en serie	54

Figura 33. Curva característica de ventiladores acoplados en serie	54
Figura 34. Curva característica de ventiladores acoplados en paralelo .	55
Figura 35. Configuración aerodinámica del ventilador	56
Figura 36. Configuración de los colectores de admisión	57
Figura 37. Elementos del Impulsor	57
Figura 38. Secciones de Álabes	58
Figura 39. Configuración de Álabes	59
Figura 40. Perfil del álabe	61
Figura 41. Carcasa de la voluta	62
Figura 42. Instalación del Ventilador	63
Figura 43. Características aerodinámicas del ventilador centrífugo.....	64
Figura 44. Variación de la constante del gas	72
Figura 45. Curvas características del ventilador centrífugo	73
Figura 46. Nomograma para determinar el diámetro del impulsor	75
Figura 47. Trilogía Modelo – Algoritmo – Programa.....	76
Figura 48. Caudal relativo vs Velocidad específica del ventilador centrífugo modelo	78
Figura 49. Caudal relativo vs Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo	79
Figura 50. Caudal relativo vs Potencia relativa del ventilador centrífugo modelo	79
Figura 51. Caudal relativo vs Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo	80
Figura 52. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Velocidad específica	81
Figura 53. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Presión total relativa.....	82
Figura 54. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Potencia relativa	83
Figura 55. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Eficiencia	84
Figura 56. Curvas características del ventilador centrífugo modelo.....	85
Figura 57. Determinación de los parámetros aerodinámicos adimensionales	86

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tipos de Ventiladores Axiales	39
Tabla 2. Tipos de Ventiladores Centrífugos	41
Tabla 3. Caudal necesario según el tipo de actividad	48
Tabla 4. Orientaciones para establecer la graduación de la matriz.....	97
Tabla 5. Matriz de evaluación de softwares de programación	99
Tabla 6. Interpretación de resultados.....	99
Tabla 7. Resultados de la matriz de evaluación del software	100
Tabla 8. Tabla de parámetros aerodinámicos para un diámetro de 485.5mm	106
Tabla 9. Comparación de los resultados obtenidos de Soler & Palau y VenCenty.....	111
Tabla 10. Comparación de resultados para un diámetro de rotor de 455mm	113
Tabla 11. Costos totales del proyecto de investigación	114
Tabla 12. Costos indirectos.....	114
Tabla 13. Financiamiento del proyecto de investigación.....	115
Tabla 14. Costos totales	115

LISTA DE SÍMBOLOS

- \vec{F}_s = Fuerzas de superficie o másicas
 η_{\max} = Valor máximo de la eficiencia total del ventilador
 A = Área
 D_1 = Diámetro del borde de entrada del álabe
 D_2 = Diámetro del impulsor
 D_y = Parámetro dimensional de diámetro específico
 D_{yA} = Parámetro adimensional de diámetro específico
 D_K = Diámetro de entrada del colector
 D_o = Diámetro de la entrada al ventilador
 F_2 = Área de la rueda de impulsión en los extremos de los alabes
 \vec{H} = Momento angular del sistema
 L_k = Longitud del colector de admisión
 \bar{N} = Coeficiente de potencia
 N_s = Parámetro adimensional de velocidad específica
 \bar{P} = Coeficiente de presión
 \bar{Q} = Coeficiente de caudal
 R_n = Radio de curvatura del álabe
 R_u = Radio donde se ubican los centros de los arcos de las alabes
 \vec{T} = Momento de torsión total ejercido por el sistema
 T_{eje} = Momento de torsión en el eje
 \vec{V} = Vector velocidad absoluta del fluido
 V_1 = Velocidad absoluta uniforme de entrada del fluido al rotor
 V_2 = Velocidad absoluta uniforme de salida del fluido del rotor
 V_n = Componente normal al área del fluido
 V_{rb} = Velocidad del flujo relativo al álabe
 V_t = Componente tangencial de la velocidad absoluta
 V_{t1} = Componente tangencial de la velocidad absoluta de entrada del fluido
 V_{t2} = Componente tangencial de la velocidad absoluta de salida del fluido
 W_m = Potencia mecánica

- b_1 = Ancho de entrada del impulsor
 b_2 = Ancho de salida del impulsor
 c_B = Componente de velocidad del aire
 \dot{m} = Flujo másico dentro y fuera del rotor
 n_y = Parámetro dimensional de velocidad específica
 n_{yd} = Parámetro adimensional de velocidad específica
 \vec{r} = Vector de posición con respecto al sistema de referencia
 r_1 = Posición radial de entrada del fluido al rotor
 r_2 = Posición radial de salida del fluido del rotor
 r_H = Radio de curvatura del inicio de la boquilla del álabe
 r_x = Radio de curvatura del inicio de la cola del álabe
 t_{cp} = Radio medio del álabe
 u_2 = Velocidad de la rueda periférica en los extremos de los álabes
 \bar{v} : Velocidad promedio del fluido
 x_c = Ubicación de la cuerda del espesor máximo del perfil de álabe
 x_f = Ubicación del punto de máxima concavidad
 β_1 = Ángulo de entrada del álabe
 β_2 = Ángulo de salida del álabe
 ρ_a = Presión Atmosférica
 Δ = Factor de reducción de presión y potencia a condiciones normales
 T = Temperatura del aire en grados Kelvin
 α = Ángulo de cobertura del alabe
 ΔP = Incremento de presión
 η = Eficiencia total del Ventilador
 D_r = Diámetro de la hélice o rodete
 H = Altura de Impulsión
 L = Longitud del álabe
 L_{wt} = Nivel de Potencia Total sonora
 N = Potencia del ventilador
 P_d = Presión dinámica
 P_e = Presión estática
 P_f = Presión del ventilador
 P_r = Potencia mecánica suministrada al ventilador

P_t = Presión total

Q = Caudal

R = Constante de los gases

Re = Número de Reynolds

U = Velocidad tangencial del rotor

V = Volumen

c = Espesor máximo del perfil de álabe

g = Gravedad

l = Cuerda del álabe

m = Masa

n = Velocidad rotacional

qv = Caudal de entrada

r = Radio

t = Temperatura del aire en grados Centígrados

t = Tiempo

ν = Viscosidad cinemática del fluido a transportar

z = Número de álabes

α = Ángulo de la velocidad absoluta

γ = Ángulo entre el cono y el plano perpendicular al eje del impulsor

μ = Viscosidad dinámica del fluido a transportar

ρ = Densidad

τ = Densidad de la reja circular perpendicular al eje del impulsor

φ = Humedad Relativa

ω = Velocidad angular del rotor

Q_{rel} = Caudal relativo de entrada del ventilador centrífugo modelo

η_y = Velocidad específica del ventilador centrífugo modelo

P_{rel} = Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo

N_{rel} = Potencia relativa del ventilador centrífugo modelo

η_{rel} = Eficiencia relativa del ventilador centrífugo modelo

P_{20} = Presión total reducida a las condiciones normales

ρ_{20} = Densidad del gas transportado a condiciones normales

R_{50} = Constante del gas con 50% de humedad relativa

R_{100} = Constante del gas con 100% de humedad relativa

RESUMEN

El propósito de este proyecto de investigación es el de mediante las ecuaciones de las curvas características de una familia específica de ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, originar un programa informático donde la interface de usuario permita ingresar valores de caudal y presión total, para determinar la potencia necesaria del ventilador, velocidad del rotor, eficiencia y los parámetros geométricos, como el diámetro del rotor, que faciliten su construcción, diseñándolo como una turbomáquina hidráulica. Las curvas de rendimiento que se utilizaron fueron obtenidas de ensayos en laboratorios rusos debidamente equipados por analistas especializados que muestran principalmente las relaciones existentes entre el caudal y la velocidad específica, presión total, potencia y eficiencia. Para la presente investigación se utilizó un ventilador centrífugo de alabes rectos atrasados, por su mayor porcentaje de eficiencia y construcción económica, con el número de alabes predefinidos igual a 12 y una geometría preestablecida; pudiendo esta adaptarse a nuestros requerimientos mediante la ley de similitud de los ventiladores.

En los primeros apartados de este trabajo hay una introducción a los ventiladores centrífugos donde también se explica la interpretación de las curvas de rendimiento del ventilador centrífugo prototipo, los distintos parámetros geométricos y aerodinámicos. Se dan a conocer los parámetros de diseño, para posteriormente explicar el método empleado en la resolución de las ecuaciones del modelo matemático, así como el programa informático desarrollado. En apartados posteriores se muestran los resultados obtenidos, las curvas de rendimiento con sus respectivas ecuaciones, y las comparaciones realizadas entre los ventiladores centrífugos existentes.

PALABRAS CLAVES:

- **VENTILADOR CENTRÍFUGO**
- **CURVAS CARACTERÍSTICAS**
- **ALABES RECTOS ATRASADOS**
- **SOFTWARE**
- **MODELO MATEMÁTICO**

ABSTRACT

The purpose of this research project is by using the equations of the characteristic curves of a specific family of centrifugal fans with straight back blades, origin a computer program where the user interface allows input values of flow rate and total pressure, to determine the required power of the fan, rotor speed, efficiency and geometric parameters, such as the rotor diameter, to facilitate its construction, by designing it as a hydraulic turbomachine. The performance curves that were used were obtained from trials in in Russian laboratories properly equipped by specialized analysts that mainly show the relationship between the flow and the specific speed, total pressure, power and efficiency. A centrifugal fan of straight back blades displays a greater percentage of efficiency and economic construction, with the number of blades predefined equal to 12 and a predetermined geometry was used for this investigation and it can adequate to our requirements by the law of similarity of the fans.

In the first sections of this job are a brief introduction to the centrifugal fans with the interpretation of the performance curves of the prototype of centrifugal fan, different aerodynamic and geometric parameters are also explained. Released the design parameters for later explain the method to solve the equations of the mathematical model and the software developed. Later sections are showing the results, performance curves with their equations, and comparisons made between existing centrifugal fans.

KEYWORDS:

- **CENTRIFUGAL FAN**
- **CHARACTERISTICS CURVES**
- **STRAIGHT BACK BLADE**
- **SOFTWARE**
- **MATHEMATICAL MODEL**

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

La industria de ingeniería, manufactura y distribución de ventiladores centrífugos a nivel mundial se ha destacado con empresas reconocidas alrededor del mundo por su calidad, rendimiento y gran variedad de selección de ventiladores estándar con curvas hacia atrás, curvas hacia adelante, airfoil, con configuración doble y ventiladores plenum.

Estos ventiladores son probados en laboratorios acreditados y que poseen tecnología de punta para su evaluación. (Soler & Palau, 2008).

Los distribuidores muestran las curvas características respectivas y los rangos de operación, pero el costo es sumamente elevado. Este proyecto utilizó la información del catálogo de la empresa española Soler & Palau para la comparación de los resultados obtenidos con los existentes en el mercado.

En Rusia, (Solomahovoy, 1975/2015) escribió el libro: *Ventiladores Centrífugos* donde se muestra el diseño aerodinámico de ventiladores centrífugos de varios tipos y configuraciones diferentes y las características adimensionales y dimensionales de los mismos. El estudio de esta científica abarca varios años, proporcionando las dimensiones de los prototipos, probando cada uno y graficando sus curvas características adimensionales.

Esta investigación fue la base para el presente proyecto de investigación, del cual se obtuvieron las curvas características para la familia de ventiladores elegida y el método de selección de ventiladores centrífugos partiendo de parámetros adimensionales.

En España, (Fernández García, 2006) realizó el trabajo de titulación: *Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador* en la Universidad de Catalunya, mediante su estudio se obtuvo la curva que relaciona el caudal con el aumento de presión denominada curva característica, realizando una serie de

simulaciones con software CFD variando los valores de presión total y caudal que permitieron obtener puntos que posteriormente son tratados y graficados. La investigación concluyó que la variación de la curva característica de un ventilador puede depender también de la inclinación de los alabes o el régimen de giro del rotor, además se distinguieron las zonas estable e inestable de funcionamiento puesto que el ventilador se comporta de manera poco óptima en el segundo caso.

El presente trabajo aporta la simulaciones por programas informáticos que nos muestran las tendencias de funcionamiento del ventilador, mientras que esta investigación origina los parámetros geométricos y aerodinámicos para la construcción de un ventilador centrífugo, con un rotor de 300 mm de diámetro, con el fin de obtener curvas características reales.

En Colombia se encontró el estudio realizado por Gutiérrez, Sanz, Oliveros y Orozco (2012) titulado: *Ventiladores para secadores de café* en esta investigación se abordó el diseño y construcción económica de ventiladores centrífugos, acoplado un ventilador a un secador. Este análisis permitió suplir necesidades específicas de la producción industrial colombiana de café, se creó un programa para ayudar a la selección de ventiladores centrífugos donde el algoritmo consiste en un método iterativo que arroja como resultados las dimensiones principales del ventilador, ingresando los datos de presión y caudal de aire y comparándolos con las curvas características obtenidas de diferentes intercambiadores de calor en aplicaciones específicas de secado. En esta publicación no se ha tratado la modelación matemática para una familia de ventiladores centrífugos de manera global, como lo vamos a realizar en la presente investigación, pero de esta se tomaron las especificaciones necesarias para el diseño de ventiladores.

En Perú, (Vargas Alayo, 2013) en su trabajo de titulación *Estudio Teórico-Experimental de un Ventilador Centrífugo de Alabes Rectos Radiales del Laboratorio de Energía-PUCP* de la Pontificia Universidad Católica de Perú definió el método de selección de ventiladores centrífugos utilizando el diagrama de Courier por lo que se vale de los parámetros adimensionales: diámetro específico y velocidad específica. Revisa diferentes teorías hechas por estudiosos para determinar el ancho del rodete haciendo suposiciones del comportamiento del ventilador centrífugo de alabes rectos radiales como una turbomáquina.

De esta investigación se respalda el estudio sobre el funcionamiento y dimensionamiento de un ventilador partiendo de los principios de una máquina hidráulica, pero a cambio de utilizar el diagrama de Courier para determinar nuevos parámetros aerodinámicos, utilizaremos las curvas características propias para ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, con una geometría preestablecida y número de alabes fijo, 12.

En Ecuador no se cuenta con estudios profundos de este tema, las empresas que ofrecen ventiladores centrífugos los importan de los líderes mundiales de producción y los fabricantes ecuatorianos no cuentan con catálogos completos donde se muestren las curvas características de funcionamiento.

El presente proyecto no cuenta con antecedentes previos en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Una de las mayores problemáticas dentro de Ecuador es el bajo incentivo que se da al desarrollo de la tecnología; casi toda la maquinaria es importada de otros países y varias veces es necesaria una reingeniería de procesos para que satisfaga necesidades específicas de la industria, dando como resultado la inversión de mayor capital.

La construcción de un ventilador nacional se realiza en talleres artesanales que muchas veces no cuentan con los equipos o conocimientos necesarios para diseñarlo correctamente provocando así un deficiente funcionamiento.

Para el diseño o selección de ventiladores centrífugos se debe tener en cuenta el caudal de aire requerido junto con la presión, y la relación existente entre estas dos variables.

Actualmente no se conoce de una herramienta que facilite la selección o construcción de ventiladores centrífugos que considere todos los parámetros que interfieren en su desempeño. De esta manera surge la necesidad de investigar acerca de los conceptos físicos fundamentales para el diseño de un ventilador centrífugo económico de fácil construcción.

1.3. JUSTIFICACIÓN

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, es una institución que busca la excelencia académica, por lo que es vital que el estudiante esté en la capacidad de implementar en forma práctica los conocimientos aprendidos en clase y que aporten en el desarrollo tecnológico del país.

Con el fin de facilitar el diseño, selección y construcción de ventiladores centrífugos se pretende desarrollar una herramienta computacional que a partir de un método iterativo, proyecte como resultado las dimensiones principales del rotor y la carcasa, lo mismo que detalles de potencia, velocidad de giro y eficiencia, entre otros, solamente con ingresar los datos de presión y caudal de aire.

Para simplificar el diseño del ventilador centrífugo prototipo se elige el tipo de álabes inclinados hacia atrás porque son más eficientes y autolimpiables, no se sobrecargan, tienen gran variedad de caudales y operan dentro de un rango amplio de presiones, son más silenciosos que otros ventiladores y son fáciles de construir ya que es más barato fabricar álabes rectos que curvados.

En Ecuador se cuenta con varias industrias que requieren ventiladores centrífugos para actividades comerciales específicas, por lo que invierten mucho dinero en importaciones al exterior y muchas veces no se selecciona correctamente un ventilador adecuado que supla las necesidades específicas, puesto que en el mercado existen una gran variedad de tipos de ventiladores. Con el presente proyecto se pretende incentivar la matriz productiva del Ecuador así como también brindar una herramienta computacional amigable con el usuario que permita ahorrar gastos innecesarios y que se adapte a los requerimientos de la industria.

Además se busca instaurar un método de selección válido para cualquier tipo de ventilador centrífugo, ya sea de álabes rectos, curvados o perfilados.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

- Desarrollo de un algoritmo matemático para el diseño de una familia de ventiladores centrífugos, para la construcción y comprobación de los parámetros de diseño.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar los principios que se pueden utilizar en la modelación matemática y la relación de las variables que intervienen en el comportamiento de un ventilador centrífugo.
- Determinar las ecuaciones de las curvas características de desempeño del ventilador centrífugo
- Desarrollar el algoritmo para la implementación de un programa para seleccionar ventiladores centrífugos.
- Comparar los resultados obtenidos con el programa de forma teórico con datos reales.

1.4.3. ALCANCE DEL PROYECTO

Por medio de este proyecto de investigación se pretende profundizar los conocimientos en cuanto a los ventiladores centrífugos y lenguajes de programación que permitan obtener un algoritmo matemático para el diseño, selección y construcción de ventiladores centrífugos con alabes rectos atrasados únicamente. Así como, obtener las ecuaciones de las curvas características de desempeño de este tipo de ventiladores. El aporte adicional de la presente investigación es la traducción de capítulos del libro de Ventiladores Centrífugos (Solomahovoy, 1975/2015), escrita en ruso a español, con el fin de proporcionar un enfoque más global en la selección de ventiladores para los países de habla hispana. Con este proyecto se verá beneficiado el sector industrial ecuatoriano.

1.5. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Este proyecto detalla las características más importantes de los ventiladores centrífugos con alabes atrasados para determinar las curvas características utilizando diferentes softwares de programación para de esta manera optimizar su selección, construcción y comprobación de los parámetros de diseño, utilizando los principios de: Turbomáquinas, Mecánica de Fluidos y Programación numérica.

1.6. DURACIÓN DEL PROYECTO

El presente proyecto se llevará a cabo en 400 horas a partir de su respectiva aprobación.

1.7. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

1.7.1. MEDOLOGÍA TEÓRICA

- **Analítico Sintético:** Estudiar e investigar acerca de los lenguajes de programación y softwares amigables con el usuario para obtener el modelo matemático de la familia de ventiladores.
- **Deductivo:** Particularizar el comportamiento de una familia de ventiladores para generar un software que permita calcular los parámetros generales para el diseño de ventiladores centrífugos y la relación de las variables fundamentales.
- **Inductivo:** Obtener conclusiones utilizando el razonamiento y partiendo de hechos particulares obtenidos de estudios realizados y las gráficas obtenidas con el análisis numérico.

1.7.2. METODOLOGÍA EMPÍRICA

- **Experimental:** En este método lo que interesa es la obtención de factores determinantes del objeto de estudio por medio de experimentos. En el caso aplicable a este proyecto se realizarán pruebas de funcionamiento de softwares como Excel, Mathcad, Visual Basic.
- **Método de la Observación Científica:** Al aplicar la observación científica lo que se busca es conocer la realidad del objeto de estudio de esta manera se puede apreciar el comportamiento de las curvas características del ventilador centrífugo que va a ser la respuesta del software a una serie de instrucciones de programación.
- **Método de da Medición:** Con este método se podrá optimizar el funcionamiento del software controlando valores significativos dentro del

estudio; modificando la adquisición de datos al cambiar el caudal, cargas de impulsión y demás variables importantes.

1.8. INSTITUCIÓN AUSPICIANTE

El principal beneficiario del presente proyecto será la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE

1.8.1. LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE se encuentra en el cantón Rumiñahui, Av. General Rumiñahui s/n Sangolquí, provincia de Pichincha, Ecuador.

1.8.2. OBJETIVO INSTITUCIONAL

Formar académicos, profesionales e investigadores de excelencia, creativos, humanistas, con capacidad de liderazgo, pensamiento crítico y alta conciencia ciudadana; generar, aplicar y difundir el conocimiento y, proporcionar e implementar alternativas de solución a los problemas del país, acordes con el plan Nacional de Desarrollo.

1.8.3. OBJETIVO TÁCTICO

Formar ingenieros mecánicos de excelencia, creativos, humanistas, con capacidad de liderazgo, pensamiento crítico y alta conciencia ciudadana; generar, aplicar y difundir el conocimiento y proporcionar e implementar alternativas de solución a los problemas del país en el área mecánica, acordes con el Plan Nacional de Desarrollo.

1.8.4. OBJETIVO OPERACIONAL

Plantear la modelación matemática para una familia de ventiladores centrífugos para la construcción de ventiladores de mayor eficiencia.

1.8.5. MARCO INSTITUCIONAL

1.8.5.1. VISIÓN

Líder en la gestión del conocimiento y de la tecnología en el Sistema Nacional de Educación Superior, con prestigio internacional y referente de práctica de valores éticos, cívicos y de servicio a la sociedad.

1.8.5.2. VALORES

La conducta de todos y cada uno de los miembros de la comunidad politécnica, se mantendrá siempre bajo la práctica de los valores institucionales que se puntualizan a continuación:

- Honestidad a toda prueba.
- Respeto a la libertad de pensamiento.
- Orden, puntualidad y disciplina conscientes.
- Búsqueda permanente de la calidad y excelencia.
- Igualdad de oportunidades.
- Respeto a las personas y los derechos humanos.
- Reconocimiento a la voluntad, creatividad y perseverancia.
- Práctica de la justicia, solidaridad y lealtad.
- Cultivo del civismo y respeto al medio ambiente.
- Compromiso con la institución y la sociedad.
- Identidad institucional.
- Liderazgo y emprendimiento.
- Pensamiento crítico.
- Alta conciencia ciudadana.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1. INTRODUCCIÓN

Los ventiladores generan un incremento de presión total pequeño, del orden de 1000 mm de la columna de agua, es decir tienen una relación de compresión menor a 1,1. Si el incremento de presiones no excede el valor indicado, la variación de volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador se pueden diseñar como una máquina hidráulica con pequeñas variaciones de la densidad del gas, menores al 7%, entre la entrada y salida de la máquina. (Vargas Alayo, 2013)

2.2. MAQUINA HIDRAÚLICA

Según Fox & McDonald (1995), las máquinas hidráulicas son máquinas en las que la energía se transfiere a o del fluido a través de un elemento rotatorio. Nuestros antepasados transportaban agua en baldes por lo que las primeras turbomáquinas se desarrollaron como ruedas de baldes, y bombas para elevar agua. En los años 70 A.C los romanos introdujeron las ruedas de paletas para obtener energía de las corrientes de agua. El desarrollo de las ruedas hidráulicas permitió la extracción de miles de caballos de potencia en un solo lugar.



Figura 1. Rueda Hidráulica Romana

Fuente: (Menéndez Valdés)

(Renedo, 2004), explica que son máquinas destinadas a producir movimiento de aire intercambiando energía con un fluido incompresible, sin cambiar la densidad del fluido.

2.2.1. CLASIFICACIÓN DE LA MAQUINAS HIDRAÚLICAS

Según Fox & McDonald (1995, pág. 601) la maquinaria hidráulica puede clasificarse de manera general como de: desplazamiento positivo o dinámicas. En las máquinas de desplazamiento positivo, la transferencia de energía se ve acompañada por los cambios de volumen debido al movimiento de los contornos donde el fluido encuentra confinado. Las máquinas que dirigen el fluido con aspas o paletas atadas a un rotor, reciben el nombre de turbomáquinas. No existe cambio de volumen en una turbomáquina, ya que el fluido nunca está completamente confinado.

Dentro de una clasificación general de máquinas, mostrada en la Figura 2, encontramos a los ventiladores como turbomáquinas hidráulicas, tipo generador, para gases. 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 más partículas en suspensión. (Salvador Escoda S.A, 2013)

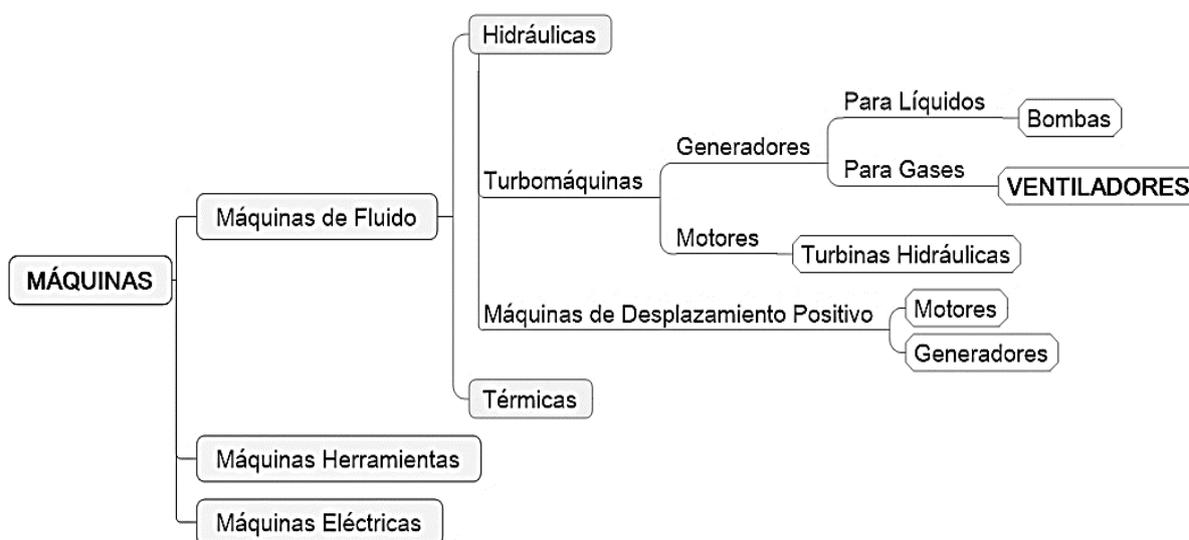


Figura 2. Clasificación de las Máquinas

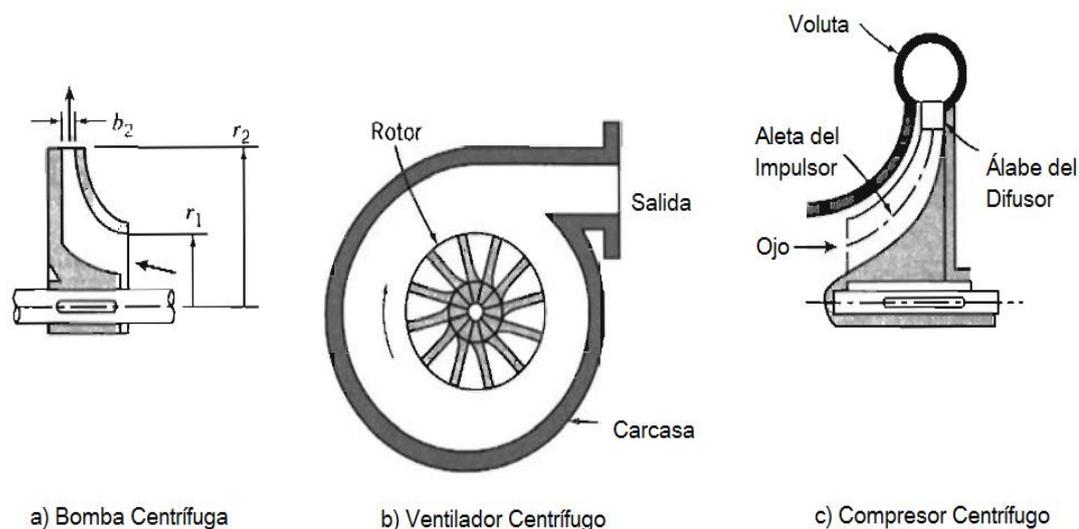


Figura 3. Esquemas de turbomáquinas típicas de flujo centrífugo

Fuente: (Fox & McDonald, 1995, pág. 602)

2.2.2. ANÁLISIS DE TURBOMAQUINARIA

Para el presente análisis se consideran solo procesos de flujo idealizado, por lo que nos concentraremos en el enfoque de volumen de control finito, aplicando el principio de momento angular. El control finito proporciona información general acerca de la relación de flujo, el cambio de presión, el momento de torsión y la potencia de turbomáquinas, mientras que el control infinitesimal provee información detallada de los ángulos de los álabes o de los perfiles de velocidad, siendo necesario analizar elementos de los alabes individuales. (Fox & McDonald, 1995)

2.2.2.1. EL PRINCIPIO DEL MOMENTO ANGULAR

Fox & McDonald (1995, pág. 162) mencionaron una expresión del principio de momento angular para un volumen de control no inercial que gira con el eje, a menudo conviene expresar todas las velocidades del fluido en relación con el componente giratorio.

$$\vec{T} = \left(\frac{d\bar{H}}{dt} \right)_{\text{sistema}} \quad (1)$$

Donde:

\vec{T} : Momento de torsión total ejercido por el sistema

\vec{H} : Momento angular del sistema

t : Tiempo

El momento angular del sistema está determinado por:

$$\vec{H}_{sistema} = \int_{sistema} \vec{r} \times \vec{V} dm = \int_{V(sistema)} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV \quad (2)$$

Donde:

\vec{r} : Vector de posición con respecto al sistema de coordenadas de referencia

\vec{V} : Vector velocidad

m : Masa

ρ : Densidad

V : Volumen

El momento de torsión puede producirse por fuerzas de superficie o másicas y también por ejes que cruzan las fronteras del sistema.

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{sistema} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{eje} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (3)$$

Donde:

\vec{g} : Vector gravedad

\vec{F}_s : Fuerzas de superficie o másicas

\vec{A} : Área

2.2.2.2. LA ECUACIÓN DE EULER PARA LAS TURBOMÁQUINAS

La ecuación de Euler describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de flujo unidimensional.

Partiendo de la ecuación de momento angular conviene elegir un volumen de control fijo que encierre al rotor para evaluar el momento de torsión en el eje.

Para un flujo estable, ignorando las fuerzas de superficie y despreciando la fuerza másica por simetría. (Fox & McDonald, 1995, pág. 606)

$$\vec{T}_{eje} = \int_{V_C} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (4)$$

Como se observa en la figura 4, el sistema de coordenadas fijo se elige alineando el eje z con el eje de rotación de la máquina. Las componentes de velocidad idealizadas que se muestran suponen que el fluido entra al rotor en la posición radial r_1 , con velocidad absoluta uniforme V_1 y abandona el rotor en r_2 y V_2 . La integral de la ecuación (4) es el producto entre el producto cruz de los vectores posición radial y velocidad absoluta uniforme, con la relación de flujo másico dentro y fuera del rotor \dot{m} . (pág. 606)

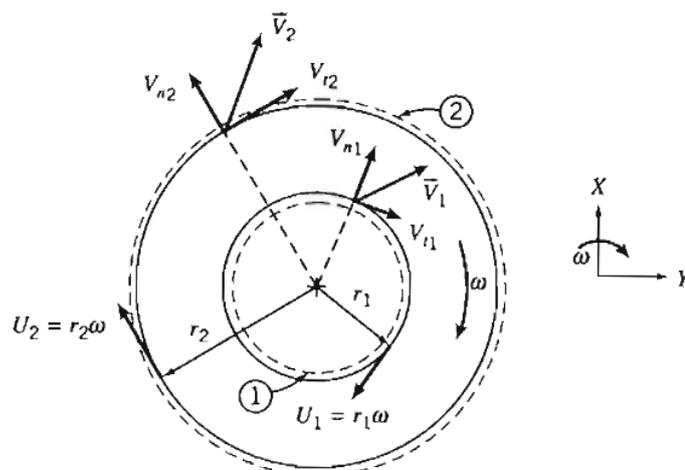


Figura 4. Componentes de velocidad absoluta

Fuente: (Fox & McDonald, 1995, pág. 606)

$$T_{eje} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (5)$$

La ecuación (5) describe la relación básica entre el momento de torsión y el momento angular para todas las turbomáquinas. Las velocidades V_t son componentes tangenciales de la velocidad absoluta que cruza la superficie de control.

La potencia mecánica \dot{W}_m viene dada por el producto punto de la velocidad angular del rotor ω y el momento de torsión del eje T_{eje} . (pág. 607)

$$\dot{W}_m = \omega \cdot T_{eje} = \omega (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (6)$$

Para facilidad se introduce la velocidad tangencial del rotor en el radio r que se define como $U = r * \omega$.

$$\dot{W}_m = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (7)$$

2.2.2.3. ANÁLISIS DEL POLÍGONO DE VELOCIDAD

La figura (5) muestra los polígonos de velocidad y presenta la notación para el flujo y los ángulos del álabe β , medidos relativos a la dirección circunferencial, como se observa en la figura (5.a). El ángulo del álabe de entrada β_1 , fija la dirección de la velocidad de entrada relativa a las condiciones de diseño.

En una situación idealizada en el diseño, se supone que el flujo relativo al rotor entra y sale tangente al perfil del álabe en cada sección. (pág. 608)

La velocidad absoluta del fluido \vec{V} es la suma vectorial de la velocidad de la rueda del impulsor U y la velocidad del flujo relativo al alabe V_{rb} . Se puede determinar gráficamente como se observa en la figura (5.b), en está también se muestran las componentes tangenciales de la velocidad absoluta V_t y la componente normal al área del fluido V_n . El ángulo de la velocidad absoluta α , se mide desde la dirección normal, como se muestra.

Los polígonos de velocidad de entrada y salida brindan toda la información necesaria para calcular el momento de torsión o la potencia ideales, absorbidos o entregados por el impulsor para el funcionamiento de una turbomáquina bajo condiciones idealizadas en el punto de operación del diseño. (pág. 608)

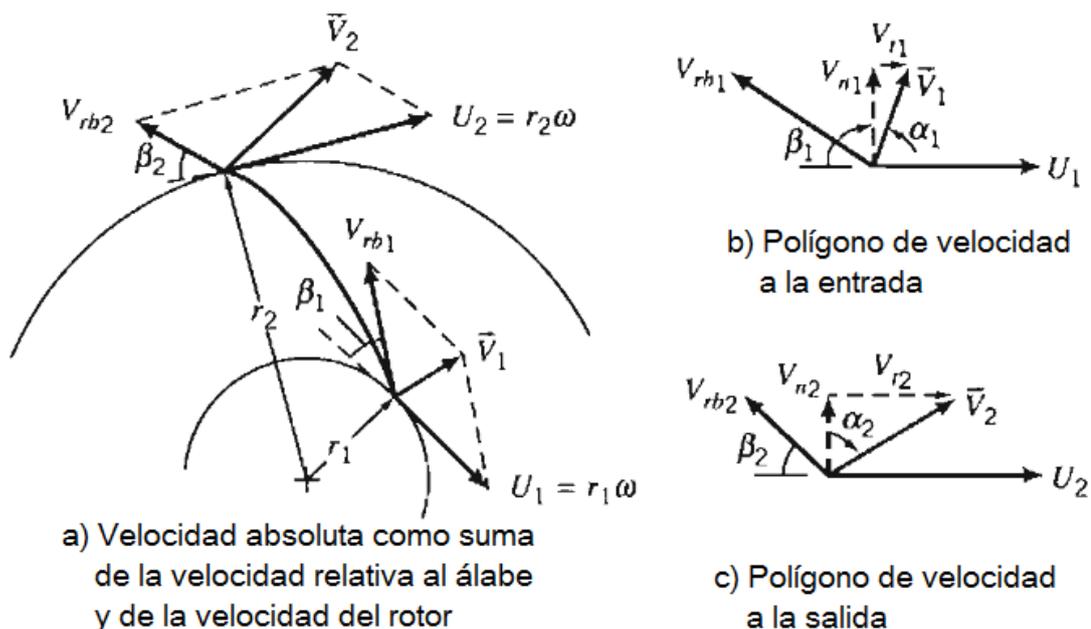


Figura 5. Polígonos de velocidad de máquinas típicas de flujo axial.

Fuente: (Fox & McDonald, 1995, pág. 608)

2.2.3. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO

Para sistemas de flujo de máquinas hidráulicas, se debe conocer el aumento de presión o carga, el momento de torsión, el requerimiento de potencia y la eficiencia. Cada una de estas características están en función de la relación de flujo; para máquinas similares las características dependen del tamaño y velocidad de operación. (Fox & McDonald, 1995, pág. 616)

2.2.3.1. PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

Los análisis realizados anteriormente son idealizados y sirven para predecir tendencias y aproximar el funcionamiento del punto de diseño de una turbomáquina. Pero, el funcionamiento real y completo de una máquina, incluso la operación en condiciones fuera de diseño, se debe determinar experimentalmente. Para determinar el funcionamiento de un ventilador se debe instalar sobre un banco de pruebas instrumentado con la capacidad de medir la relación del flujo, velocidad, momento de torsión de entrada y aumento de presión. La prueba debe ejecutarse de acuerdo con un procedimiento

estandarizado correspondiente al ventilador que se está probando. Las mediciones se efectúan conforme el flujo varía desde cuando la válvula está cerrada tomando el valor de cero hasta el caudal máximo. La entrada de potencia en la máquina se determina a partir de un motor calibrado o se calcula con base en la velocidad y el momento de torsión medidos y también se calcula la eficiencia. Posteriormente, las características calculadas se grafican dimensional o adimensionalmente. (Fox & McDonald, 1995, pág. 616)

2.2.3.2. ANÁLISIS DIMENSIONAL

En el análisis dimensional para turbomáquinas, los parámetros independientes son el coeficiente de flujo y una forma del número de Reynolds. La carga y los coeficientes de potencia son parámetros dependientes. Con la teoría idealizada desarrollada anteriormente se puede desarrollar coeficientes adimensionales directamente de las ecuaciones de cálculo que resulten; como el coeficiente de flujo, el coeficiente de carga, coeficiente de momento de torsión adimensional y coeficiente de potencia adimensional.

Según Fox & McDonald (1995, pág. 627) “Los coeficientes adimensionales forman las bases para diseñar pruebas de modelos y escalar los resultados.” La similitud entre los prototipos se alcanza cuando se iguala el coeficiente de flujo.

2.2.3.2.1. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Según Fox & McDonald (1995, pág 628) “La velocidad específica puede considerarse como la velocidad de operación a la cual una máquina produce una carga unitaria a una relación de flujo volumétrico unitaria.” Este parámetro adimensional se obtiene combinando los coeficientes de flujo y de carga, eliminando el tamaño de la maquinaria. Esta nos permite diferenciar las características hidráulicas de diseño de una máquina.

$$N_s = \frac{\omega Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (8)$$

Aunque la velocidad específica N_s es un parámetro adimensional, es común emplear unidades convenientes pero inconsistentes para especificar las variables: velocidad angular ω , caudal Q y altura de impulsión H . Se acostumbra a caracterizar una máquina por medio de su velocidad específica en el punto de diseño.

2.2.3.3. REGLAS DE SIMILITUD

Los fabricantes de turbomáquinas ofrecen un número limitado de tamaños y diseño de volutas. Con frecuencia, las volutas se desarrollan de un diseño original, incrementando o disminuyendo todas las dimensiones por la misma razón de escala, para obtener diferentes tamaños de volutas. Los parámetros adimensionales sirven para predecir los cambios en el funcionamiento que resultan de los cambios en el tamaño de la máquina, la velocidad de operación o el diámetro del impulsor. (Fox & McDonald, 1995, pág. 636)

2.2.4. APLICACIONES EN SISTEMA DE FLUJO

El sistema de flujo se define como la combinación de una máquina hidráulica y una red de tuberías o canales que conducen el fluido.

La aplicación ingenieril de las máquinas hidráulicas en un sistema real requiere acoplar las características de la máquina y el sistema, en tanto satisfacen las restricciones de eficiencia de energía, economía de capital y durabilidad. (Fox & McDonald, 1995, pág. 638)

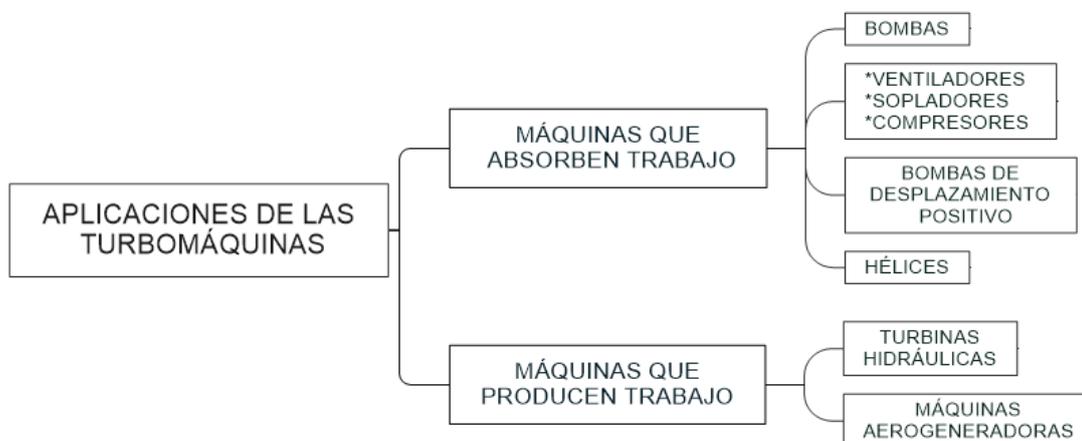


Figura 6. Aplicaciones de las Turbomáquinas

2.3. VENTILACIÓN

2.3.1. FUNDAMENTOS DE VENTILACIÓN

La ventilación es la técnica de sustituir el aire ambiente interior de un lugar, el cual se considera indeseable por falta de temperatura adecuada, pureza o humedad, por otro que aporta una mejora. Esto es logrado mediante un sistema de inyección de aire y otro de extracción, provocando a su paso un barrido o flujo de aire constante, el cual se llevará todas las partículas contaminadas o no deseadas. También puede proporcionar condiciones de confort afectando la temperatura del aire, la velocidad, la renovación, la humedad y/o la dilución de olores indeseables. Entre las funciones básicas para las máquinas, instalaciones o procesos industriales, la ventilación permite controlar el calor, la transportación neumática de productos, la toxicidad del aire o el riesgo potencial de explosión. (Ventilación, s.f.)

2.3.1.1. AIRE

El aire es un gas que envuelve la Tierra y que es imprescindible para la respiración de todos los seres vivos. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y de aire seco, la composición del aire seco permanece relativamente constante. El aire seco está combinado de una mezcla mecánica de varios gases detallados en la Figura 7.

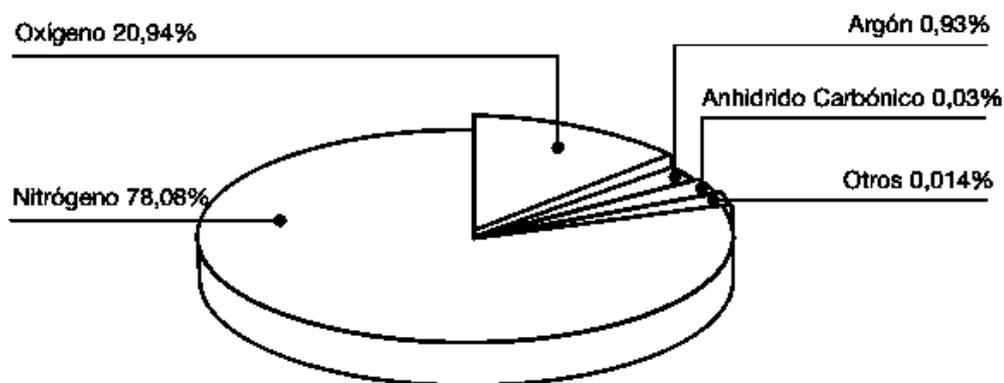


Figura 7. Composición del aire seco

Fuente: (Soler & Palau, 2012)

. El aire húmedo que nos rodea contiene una cantidad variable de vapor de agua que es de gran importancia para las condiciones de confort del ser humano. Además del aire seco y vapor de agua, el aire que respiramos contiene gases, humos, polvo y bacterias de son de gran incidencia sobre la salud.

En la Figura 8 puede verse la composición media de aire limpio y contaminado. (Soler & Palau, 2012)

	AIRE LIMPIO, $\mu\text{g}/\text{m}^3$	AIRE CONTAMINADO, $\mu\text{g}/\text{m}^3$ Medida anual en una gran ciudad
Óxido de Carbono CO	máx. 1000	6.000 a 225.000
Dióxido de Carbono CO ₂	máx. 65.10 ⁴	65 a 125.10 ⁴
Anhídrido Sulfuroso SO ₂	máx. 25	50 a 5.000
Comp. de Nitrógeno NO _x	máx. 12	15 a 600
Metano CH ₄	máx. 650	650 a 13.000
Partículas	máx. 20	70 a 700

Figura 8. Composición media de aire limpio y contaminado.

Fuente: (Soler & Palau, 2012)

2.3.1.1.1. DENSIDAD DEL AIRE

La densidad de aire expresa la masa de aire por unidad de volumen. Esta densidad en altitudes bajas es mayor que en grandes altitudes y puede ser afectada por la temperatura y la humedad. La densidad del aire tiene un valor importante a considerar en aplicaciones como el diseño de aeronaves o la aerodinámica de los vehículos. (Smith, 2015)

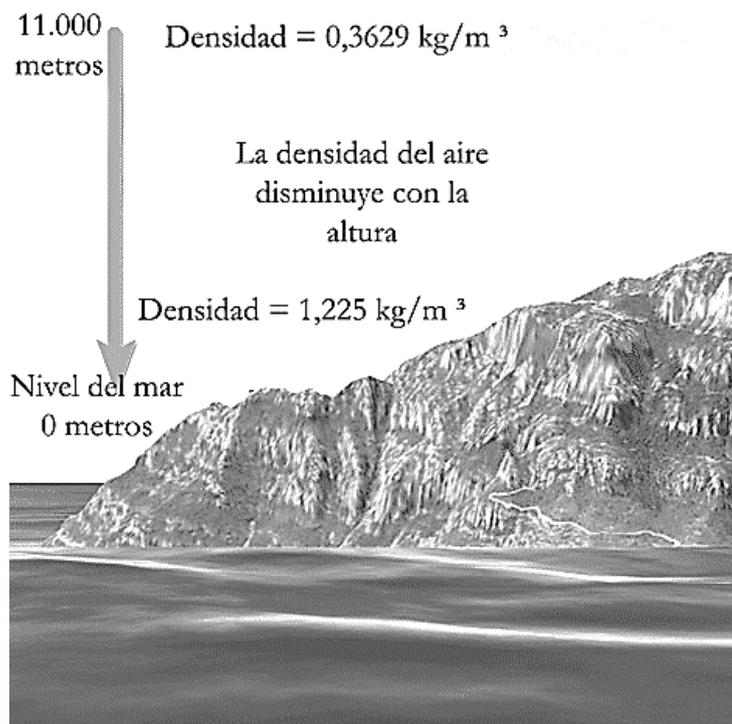


Figura 9. Densidad del aire con respecto a la altitud

Fuente: (Pasión por volar, 2012)

2.3.1.1.2. CALIDAD DEL AIRE

La calidad del aire indica la presencia en la atmósfera de contaminantes atmosféricos, que pueden ser material particulado o contaminantes gaseosos como el dióxido de nitrógeno (NO₂), dióxido de azufre (SO₂) y ozono troposférico (O₃). La normativa vigente en materia de calidad del aire establece unos niveles de contaminantes en la atmósfera que no deben sobrepasarse para la protección de la salud y de los ecosistemas. (Organización Mundial de la Salud, 2005)

2.3.1.1.3. CARTA PSICROMÉTRICA

La carta psicrométrica es un diagrama de doble entrada, en el que se relacionan múltiples parámetros referentes a una mezcla de aire húmedo: temperatura, humedad relativa, humedad absoluta, punto de rocío, entalpía específica o calor total, calor sensible, calor latente y volumen específico del aire.

Las propiedades de mezclado de aire como de vapor de agua pueden ser presentadas de forma gráfica a través de las cartas psicrométrica para aplicaciones de acondicionamiento de aire mediante la medición del contenido de humedad del aire. (Procesos Bio, s.f.)

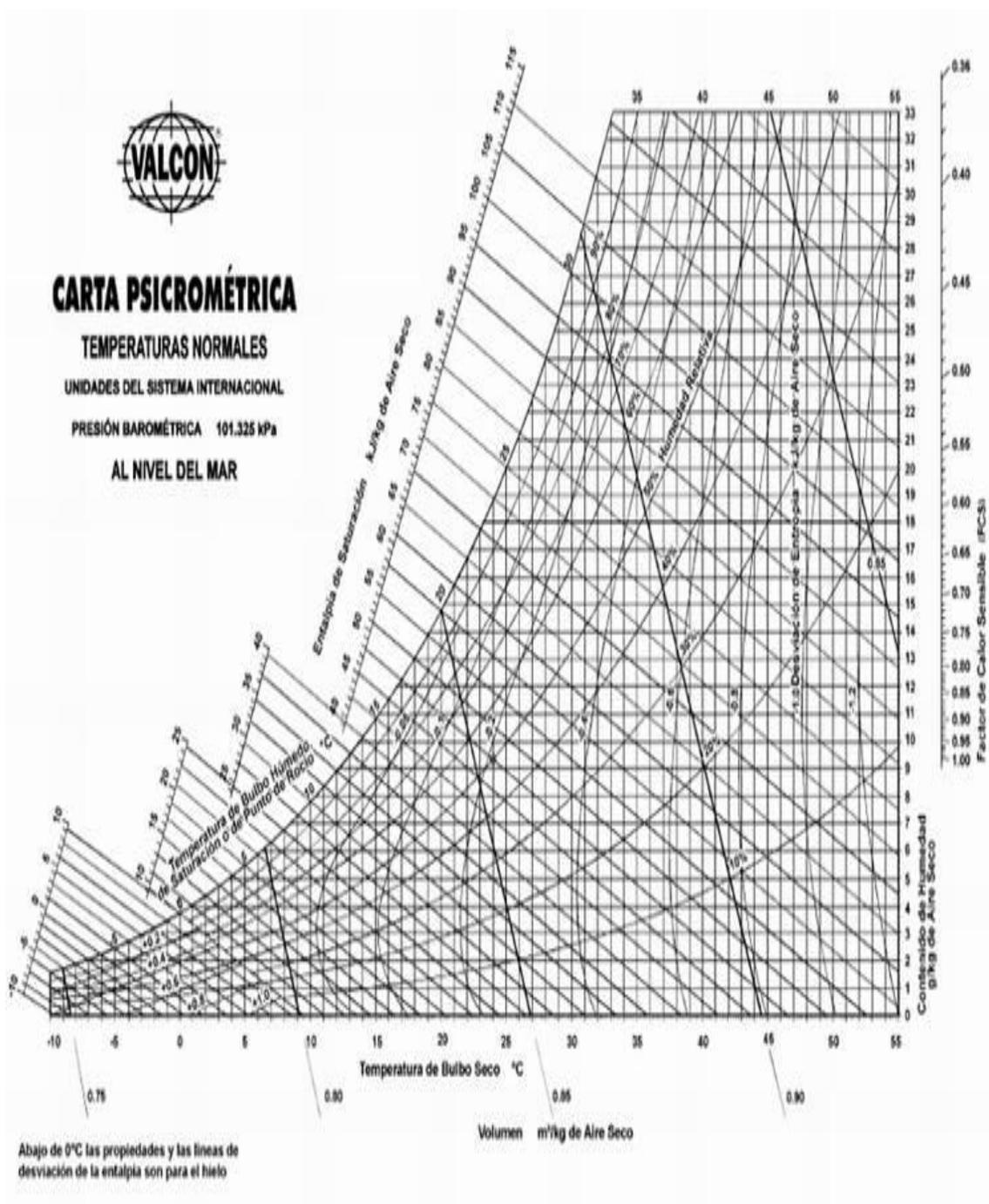


Figura 10. Carta Psicrométrica
Fuente: (Procesos Bio, s.f.)

2.3.1.1.3.1. TEMPERATURA DE BULBO SECO

En el acondicionamiento de aire, la temperatura del aire indicada es normalmente la temperatura de bulbo seco, tomada con un termómetro ordinario en casa. (Jaimes, 2008)

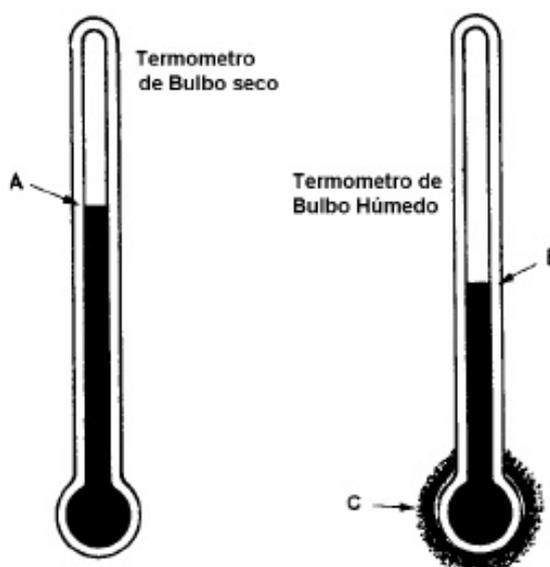


Figura 11. Termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo

Fuente: (Jaimes, 2008)

2.3.1.1.3.2. TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

Un termómetro de bulbo húmedo tiene una pequeña mecha o pedazo de tela alrededor del bulbo como se observa en la Figura 10. Si esta mecha se humedece con agua limpia, la evaporación de esta agua disminuirá la lectura de la temperatura del termómetro.

Si el aire estuviera saturado con humedad, la lectura de la temperatura en el termómetro de bulbo húmedo sería la misma que la del termómetro de bulbo seco. Pero, el aire está parcialmente seco, por lo que algo de la humedad de la mecha se evapora hacia el aire, y provoca que la mecha y el bulbo del termómetro se enfríen, provocando una temperatura más baja que la de bulbo seco. (Jaimes, 2008)

2.3.1.1.3.3. HUMEDAD RELATIVA

La humedad representa la cantidad de vapor de agua existente en el aire. Puede ser expresada en valores absolutos, específicos o relativos dependiendo el caso. (Procesos Bio, s.f.)

La humedad relativa es el cociente entre la cantidad de agua que el aire realmente contiene a una determinada temperatura y la cantidad que podría contener si estuviera saturado a la misma temperatura. Es adimensional y se expresa comúnmente como porcentaje. La humedad relativa se mide directamente con el higrómetro. (Evapotranspiración de referencia, s.f.)

Para garantizar un ambiente de trabajo agradable, es importante asegurarse de que la humedad relativa no baje del 40%. Cuando la humedad relativa es menor del 40%, el riesgo de enfermedades aumenta. Generalmente, se puede decir que los síntomas causados por el aire seco varían, pero se pueden distinguir tres factores principales: electricidad estática, estabilidad de la humedad y efectos sobre la salud. (Lenntech, s.f.)

En una carta psicrométrica completa, las líneas de humedad relativa constante, son las líneas curvas que se extienden hacia arriba y hacia la derecha. Se expresan siempre en por ciento, y este valor se indica sobre cada línea. (Jaimes, 2008).

Con el conocimiento de la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo es posible calcular el valor de la humedad relativa. (Procesos Bio, s.f.)

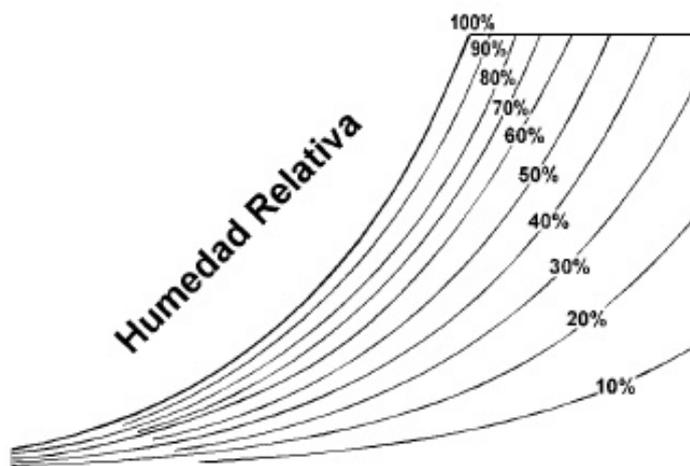


Figura 12. Líneas de Humedad Relativa

Fuente: (Jaimes, 2008)

2.3.2. SISTEMAS DE VENTILACIÓN

La industria moderna utiliza un gran número de sustancias y preparados químicos en sus operaciones y procesos, muchos de los cuales poseen una elevada toxicidad. El empleo de dichos materiales puede provocar que en el lugar de trabajo estén presentes concentraciones que excedan los niveles de partículas, gases, vapores y/o nieblas permitidos. Una ventilación eficaz y bien diseñada ofrece una solución a estas situaciones, en las que se requiere la protección del trabajador. (López Sandoval, 2013)

Los sistemas de impulsión se utilizan para impulsar aire, habitualmente templado, a un local de trabajo y es este grupo se encuentran los ventiladores en los que la boca de aspiración está conectada directamente a un espacio libre, estando la boca de descarga conectada a un conducto. Los sistemas de extracción se emplean para eliminar los contaminantes generados por alguna operación, con la finalidad de mantener un ambiente de trabajo saludable y se enmarcan los ventiladores en los que la boca de aspiración está conectada a un conducto y la boca de descarga está conectada a un espacio libre. Un programa completo de ventilación debe incluir tanto la impulsión como la extracción. La ventilación debe diseñarse de manera que el aire circule por el local favoreciendo las corrientes de convección natural. (López Sandoval, 2013)

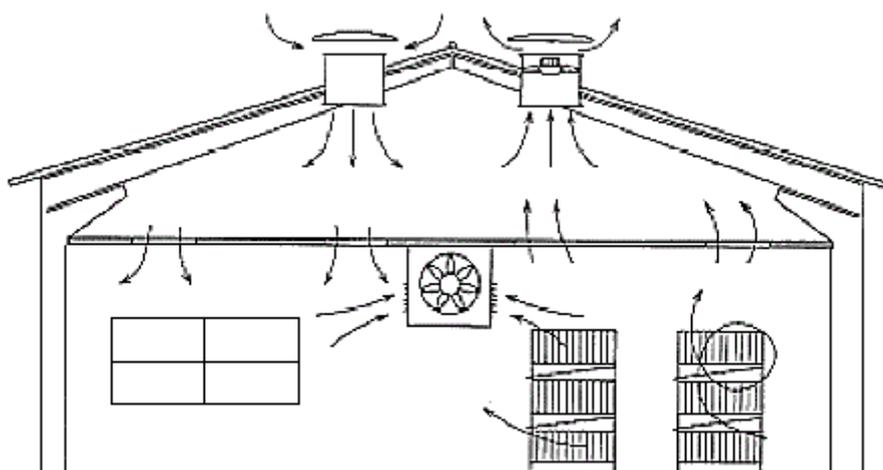


Figura 13. Ventilación Industrial

Fuente: (Sivexor, 2000)

2.4. FUNDAMENTOS DE LOS VENTILADORES

2.4.1. GENERALIDADES

Los ventiladores son máquinas rotatorias capaces de mover una determinada masa de aire, a la que comunican una cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se producirán en la circulación por los conductos. (Soler & Palau, 2012)

Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática.

Un ventilador es una turbomáquina cuya misión es asegurar una circulación del aire con presiones de hasta 30.000 Pa. (Tecnifan, 2004)

Un ventilador consta en esencia de un motor de accionamiento, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos: arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad, entre otros y un propulsor giratorio en contacto con el aire, al que le transmite energía. Este propulsor adopta la forma de rodete con álabes, para ventiladores centrífugos, y de hélice con palas de silueta, en el caso de los axiales. (Ventilación, s.f.)

Cada ventilador vendrá definido por su curva característica, que es el lugar geométrico de los puntos de funcionamiento del mismo para cada ángulo de regulación de los álabes. Por tanto, tendremos una curva característica distinta para cada ángulo. (Sánchez, 2007)

2.4.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES

2.4.2.1. CAUDAL

El caudal de un ventilador, es la masa de aire expresada en volumen que éste puede desplazar en una unidad de tiempo. (Sodeca, 2012)

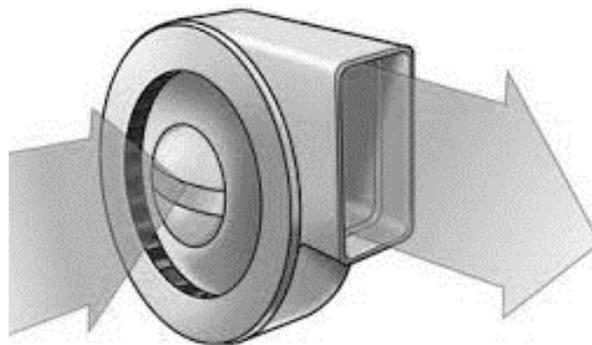


Figura 14. Caudal de aire a descarga libre en un ventilador centrífugo

Fuente: (Sayatu, s.f.)

Matemática, en el caso de que el flujo sea normal a la superficie considerada, existe la relación:

$$Q = A\bar{v} \quad (9)$$

Donde:

Q es el Caudal, A es el área y v representa la velocidad promedio del fluido

2.4.2.2. PRESIÓN

Es el valor de la fuerza que ejerce el ventilador para vencer las pérdidas de carga de una instalación de ventilación. (Sodeca, 2012)

Se expresa en milímetros de columna de agua, que equivale a la presión ejercida por una milésima parte de una columna de agua pura (a 4 ° C) de un metro de altura y a nivel del mar. Esta unidad de presión es ampliamente utilizada para expresar pérdidas de carga en conducciones de ventilación y diversos equipos con circuitos de tuberías, debido a su pequeña magnitud física y fácil medición manométrica. (Unionpedia, s.f.)

2.4.2.2.1. PRESIÓN ESTÁTICA

Es la fuerza por unidad de superficie provocada por el movimiento del aire y se manifiesta en el mismo sentido que la dirección de éste. La presión estática P_e siempre es positiva. (Sodeca, 2012)

2.4.2.2. PRESIÓN DINÁMICA

Es el valor de la fuerza que ejerce el aire sobre las paredes de las tuberías, en sentido perpendicular a ellas. La presión dinámica P_d actúa en el sentido de la velocidad del aire. (Lahidalga Serna, s.f.)

2.4.2.3. PRESIÓN TOTAL

La presión total P_t es la suma de la presión estática y la dinámica.

$$P_t = P_e + P_d \quad (10)$$

El aire circula por un conducto gracias a la diferencia de presión que existe entre sus extremos. Para diferencias de nivel de hasta 100 m, velocidades inferiores a 50 m/s, límites donde puede considerarse al aire como incompresible y régimen estacionario, las presiones obedecen al Teorema de Bernoulli, que expresa que la suma de la presión estática y la dinámica es constante para todos los puntos de una franja de fluido. (Soler & Palau, 2008)

Los criterios de diseño de un ventilador son similares a los de las máquinas hidráulicas, siempre y cuando el incremento de presión ΔP , sea pequeño. Esto supone un cambio prácticamente despreciable en la densidad del gas que atraviesa la máquina. (Mecantech, 2012)

Cuando se habla de ventiladores no se usa el término de altura de impulsión H usado en máquinas hidráulicas si no que empleamos el término de salto o incremento de presión total ΔP . La relación entre ambos términos viene dado por la expresión:

$$\Delta P = \rho g H \quad (11)$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido gaseoso que atraviesa el ventilador.

2.4.2.2.4. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA CON RESPECTO A LA ALTURA

La presión atmosférica es la fuerza que ejerce el aire atmosférico sobre la superficie terrestre y se suele expresar en mm de mercurio o Torricelli, diciéndose que la presión normal, a nivel del mar es de 760 mm de Hg. Este valor se llama también una atmósfera.

La altura modifica tanto la temperatura como la presión atmosféricas al modificarse la densidad del aire. Como la presión atmosférica se debe al peso del aire sobre un cierto punto de la superficie terrestre, es lógico suponer que cuanto más alto esté el punto, tanto menor será la presión, ya que también es menor la cantidad de aire que hay en su cima. Por lo que se deduce que cuanto mayor sea la altura de la superficie terrestre respecto al nivel del mar, menor es la presión del aire. (Profesor en Línea, s.f.)

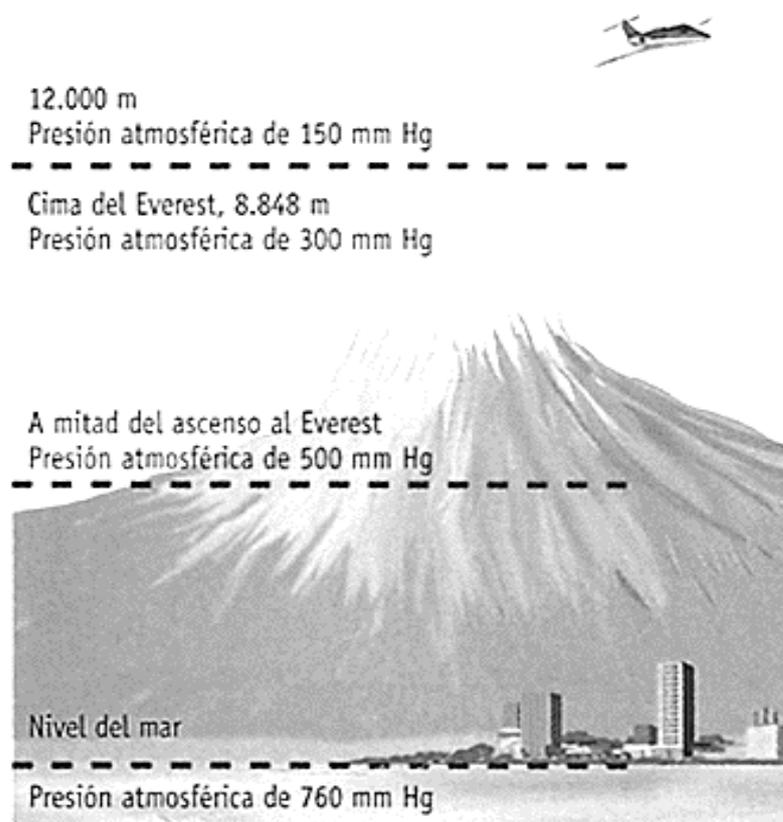


Figura 15. Variación de la presión con respecto a la altura

Fuente: (López, 2013)

2.4.2.3. EFICIENCIA

La calidad aérea y mecánica de un ventilador se juzga por su eficiencia, que se define como el cociente entre la potencia utilizada y la suministrada. La eficiencia así obtenida es la que emplean los usuarios para comparar equipos, (Lahidalga Serna, s.f.)

2.4.2.4. POTENCIA

Los ventiladores cuentan con dos tipos de potencias la instalada y la suministrada. Ambas expresadas habitualmente en watos.

La potencia instalada en la energía mecánica útil, que desarrolla el motor eléctrico en su eje, para ser aprovechada por la hélice o impulsor del ventilador.

La potencia absorbida es la cantidad de energía que el ventilador absorbe de la red eléctrica, Parte de esta potencia se transforma en energía mecánica útil en el eje del motor y parte se pierde por calentamiento y rozamiento del motor. (Sodeca, 2012)

2.4.2.4.1. VARIACIÓN DE POTENCIA POR ARRASTRE DE SÓLIDOS

Normalmente, los ventiladores transportan fluidos gasiformes limpios, pero, hay casos en los que el fluido, gases o aire, lleva en suspensión determinadas cantidades de materiales sólidos como polvo, carbón, sustancias químicas, entre otras, las cuales pueden producir un efecto altamente abrasivo en los componentes del ventilador, además de modificar la presión y potencia necesaria, debido a que esta materia sólida puede aumentar el peso específico del fluido.

Para proceder en esta situación es necesario determinar el peso real del fluido, utilizando el volumen del fluido a transportar y su peso específico, al que añadiremos el peso de las materias sólidas arrastradas, obteniendo así el peso total del fluido a transportar y el peso específico de la mezcla. Y de esta manera recalcular la potencia necesaria. (Lahidalga Serna, s.f.)

2.4.2.4.2. VARIACIÓN DE POTENCIA POR OTROS FACTORES

La densidad del aire varía con la altura y lo mismo sucede con la temperatura. Debe tenerse en cuenta las condiciones de trabajo a la hora de calcular la potencia absorbida.

Cuando la temperatura es elevada la potencia absorbida es menor, ya que la densidad del aire disminuye, pero debe preverse un motor con capacidad suficiente si en un caso la temperatura llega a disminuir. Estas precauciones evitarán numerosas averías y paradas de trabajo antieconómicas. (Lahidalga Serna, s.f.)

2.4.3. LEYES DE LOS VENTILADORES

Mediante el uso de las leyes de los ventiladores es posible determinar, con buena precisión, los nuevos parámetros de funcionamiento a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes. Las leyes de los ventiladores están indicadas 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. (Soler & Palau, 2012)

Estas leyes se basan en el hecho que dos ventiladores de una serie homóloga tienen homólogas sus curvas características y para puntos de trabajo semejantes tienen el mismo rendimiento, manteniéndose entonces interrelacionadas todas las razones de las demás variables. Las variables que involucran las leyes de ventiladores son: la velocidad de rotación, el diámetro de la hélice o rodete, las presiones totales estática y dinámica, el caudal, la densidad del gas, la potencia absorbida, el rendimiento y el nivel sonoro. (Soler & Palau, 2012)

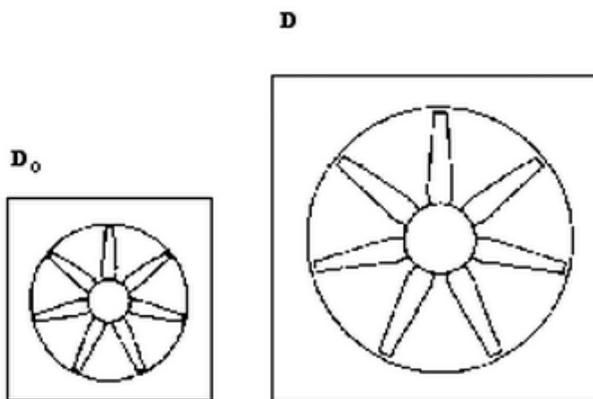
VARIACIÓN DEL DIÁMETRO

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

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

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

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



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

Figura 16. Variación del Diámetro

Fuente: (Soler & Palau, 2012)

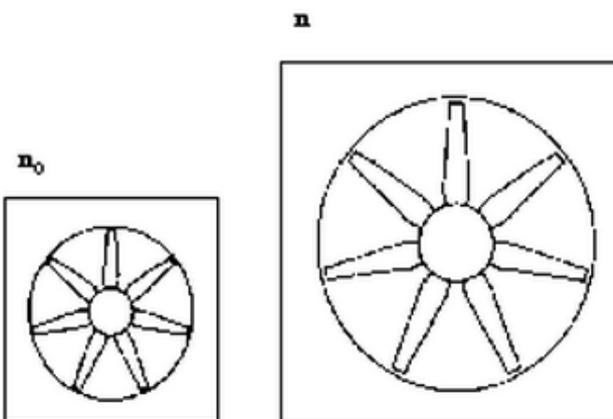
VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD

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

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

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3$$

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



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

Figura 17. Variación de la Velocidad

Fuente: (Soler & Palau, 2012)

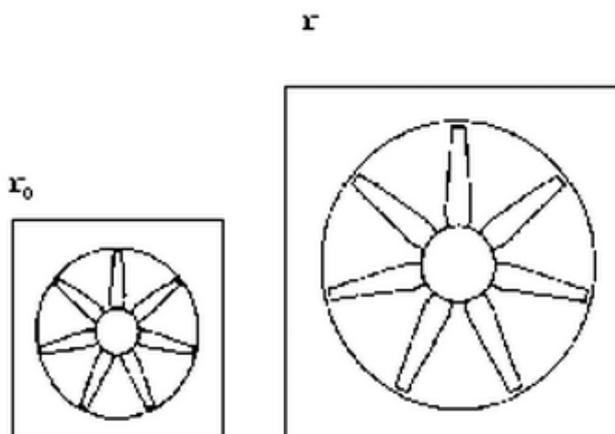
VARIACIÓN DE LA DENSIDAD

Caudal $q_v = q_{v0}$

Presión $p_F = p_{F0} \frac{r}{r_0}$

Potencia $P_r = P_{r0} \frac{r}{r_0}$

Nivel Potencia
sonora $L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{r}{r_0}$



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

Figura 18. Variación de la Densidad

Fuente: (Soler & Palau, 2012)

Donde:

D_r = Diámetro de la hélice o rodete

L_{wt} = Nivel de Potencia Total sonora

n = Velocidad rotacional

P_r = Potencia mecánica suministrada al ventilador

p_f = Presión del ventilador

q_v = Caudal de entrada

r = Densidad

2.4.4. CURVA CARACTERÍSTICA DE UN VENTILADOR

La curva característica de un ventilador es la unión gráfica, en ejes de coordenadas de todos los valores resultantes de ensayos. El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato para transferir la potencia al aire que mueve. (Salvador Escoda S.A, 2013)

Las curvas características de ventiladores se obtienen en laboratorios de ensayos debidamente equipados y por analistas especializados a condiciones normales. Ello supone la sujeción a procedimientos según normalizaciones oficiales y aparatos, túneles y cámaras calibrados. La máxima garantía se obtiene cuando el laboratorio cuenta con una acreditación oficial. (Soler & Palau, 2012)

Para trazar la curva característica de un ventilador, se debe disponer de distintos caudales que puede manejar un ventilador según sea la pérdida de carga del sistema contra el cual esté trabajando, se ensaya el aparato variándole la carga desde el caudal máximo al caudal cero. Todos los pares de valores obtenidos caudal-presión se llevan a unos ejes coordenados, obteniéndose la curva característica. Esta curva representará la totalidad de posibles puntos de trabajo del ventilador. (Sodeca, 2012)

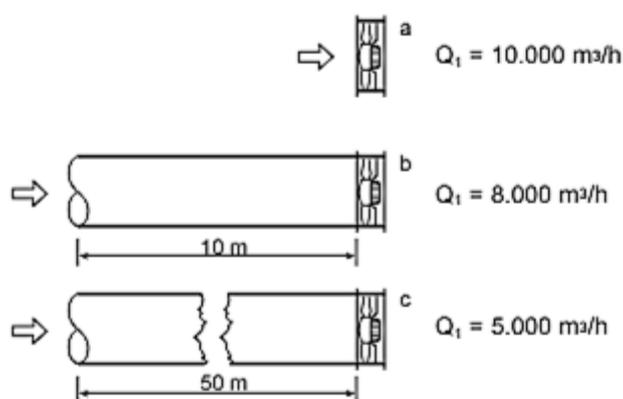


Figura 19. Pérdida de caudal conforme aumenta la longitud

a. Ventilador a descarga libre b. c. Conductos empalmados por el lado de admisión del ventilador

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

Como podemos observar en la Figura 20 existen curvas diferentes y cada una representa un parámetro y su lectura se hace en las diferentes escalas que están a la izquierda de la figura. El Caudal Q , representado en el eje de abscisas, disminuye a medida que aumenta la presión, en el eje de ordenadas siendo el caudal máximo cuando la presión estática es 0, lo que llamamos caudal a descarga libre. De esta forma observamos que la curva del ventilador nos proporciona de forma gráfica los caudales que puede desarrollar el ventilador en

función de la presión que le exijamos. Con este caudal se ven relacionadas la presión estática P_e , dinámica P_d y total P_t . (Salvador Escoda S.A, 2013, pág. 3)

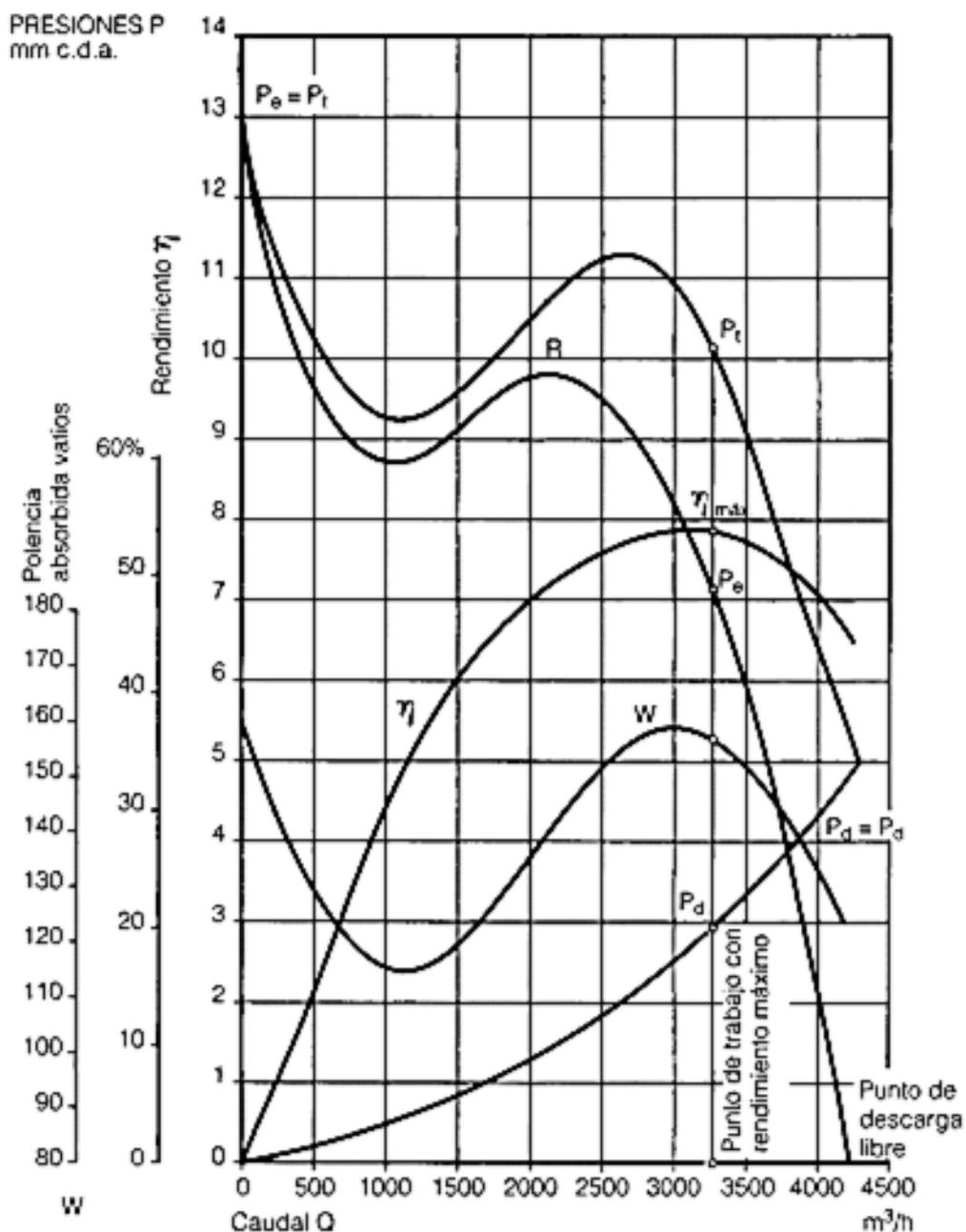


Figura 20. Curvas Características de un Ventilador

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

Otra curva que podemos ver en la Figura 20 es la curva de potencia absorbida W cuyos valores están en vatios a la izquierda de la gráfica. También tenemos la curva de eficiencia η expresada en porcentaje en la escala vertical intermedia. El

conjunto de estas curvas recibe el nombre de curvas características del ventilador. (Salvador Escoda S.A, 2013, pág. 3)

Según sea el ventilador, tipo y tamaño, existe una zona de su curva característica en la que es recomendable su uso. Fuera de ella pueden producirse fenómenos que hacen aumentar desproporcionadamente el consumo hundiendo el rendimiento, provocando un aumento intolerable del ruido e incluso produciendo flujos intermitentes de aire en sentido inverso. (Ventilación, s.f.)

En la Figura 21 se observan las curvas características de tres tipos de ventiladores, para poder comprender mejor su comportamiento. Los ventiladores centrífugo, helicocentrífugo y helicoidal, que se comparan, tienen el mismo diámetro de rodete y para un mismo caudal se puede notar que los ventiladores centrífugos son capaces de manejar altas presiones con caudales bajos. (Soler & Palau, 2012)

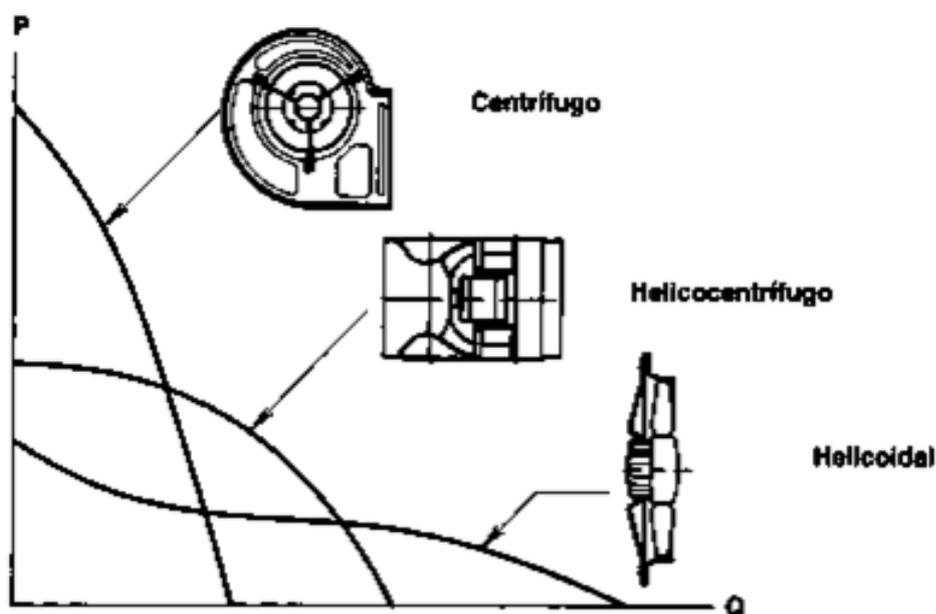


Figura 21. Comparación de Curvas Características de Ventiladores

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

canalización. Si se conoce la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella. Se superpone la curva característica del ventilador y la curva resistente del conducto hasta encontrar el punto de intersección de las mismas. (Ventilación, s.f.)

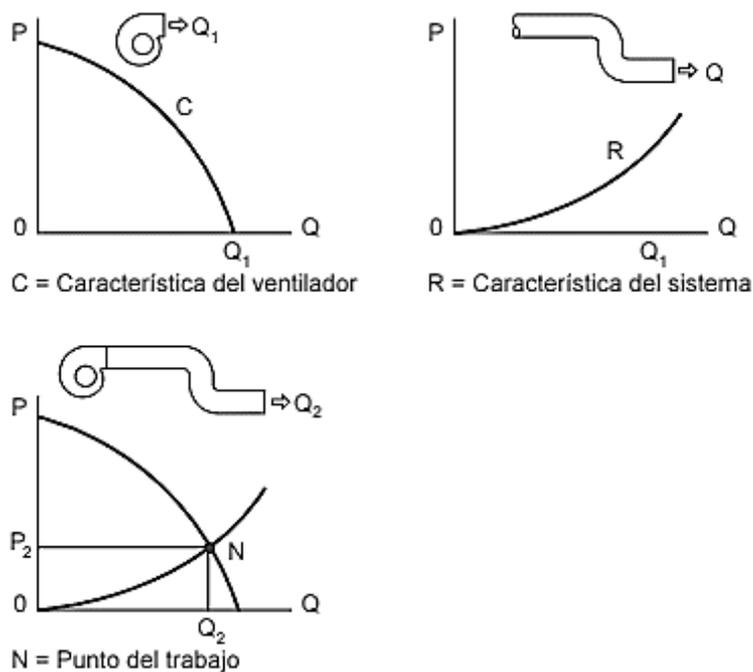


Figura 23. Punto de trabajo de un Ventilador

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

2.4.6. CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

Se pueden clasificar según el cambio de presión que provocan en el fluido.

- Baja presión - Hasta $0,01 \frac{kgf}{cm^2}$
- Media presión - Entre $0,01$ y $0,03 \frac{kgf}{cm^2}$
- Alta presión - Entre $0,03$ y $0,1 \frac{kgf}{cm^2}$

Otra clasificación es según la dirección del fluido, encontrando así:

- Ventiladores Axiales - La dirección del fluido es paralela al eje de giro.

- Ventiladores Centrífugos - La dirección del fluido sigue la misma dirección del eje del rodete a la entrada del ventilador y esta perpendicular al mismo a la salida. (Renedo, 2004)

2.4.6.1. VENTILADORES AXIALES

Se suelen llamar helicoidales, pues el flujo a la salida tiene una trayectoria con esa forma. La entrada de aire al ventilador y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales. En líneas generales son aptos para mover grandes caudales a bajas presiones. Con velocidades periféricas medianamente altas son en general ruidosos. (Chicago Blower, 2006)

2.4.6.1.1. ESQUEMA DE UN VENTILADOR AXIAL

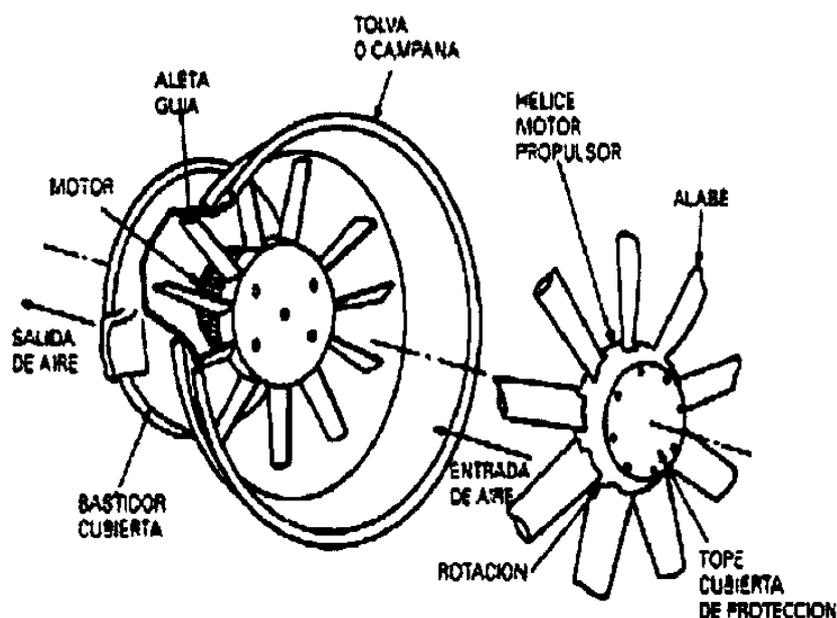


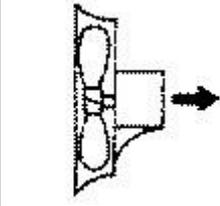
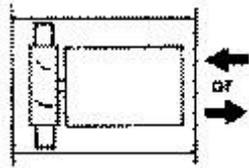
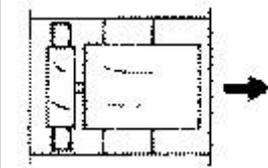
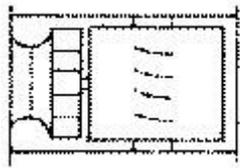
Figura 24. Partes de un Ventilador Axial

Fuente: (Image Procesing Lab, 2006)

2.4.6.1.2. TIPOS DE VENTILADORES AXIALES

Se clasifican por la forma de su envolvente como se puede observar en la Tabla 1.

Tabla 1.
Tipos de Ventiladores Axiales

VENTILADOR	DESCRIPCION	APLICACION
 HELICOIDAL	<p>Ventiladores aptos para mover grandes caudales de aire con bajas presiones. Son de bajo rendimiento. La transferencia de energía se produce mayoritariamente en forma de presión dinámica.</p>	<p>Se aplica en circulación y extracción de aire en naves industriales. Se instalan en pared sin ningún conducto. Utilizados con objetivo de renovación de aire.</p>
 TUBE AXIAL	<p>Tienen rendimiento algo superior al anterior y es capaz de desarrollar una presión estática mayor. Por su construcción es apto para intercalar en conductos.</p>	<p>Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado que requieran altos caudales con presión media a baja y en algunos sistemas industriales como cabinas de pintura y extracciones localizadas de humos.</p>
 VANE AXIAL	<p>Con diseños de palas airfoil, permiten obtener presiones medias y altas con buenos rendimientos. Las palas pueden ser fijas o de ángulo ajustable</p>	<p>Para aplicaciones similares al tube axial y que requieren un flujo más uniforme y la posibilidad de obtener presiones mayores.</p>
 CENTRIFOIL	<p>Se trata de un ventilador con rotor centrífugo pero de flujo axial.</p>	<p>Las mismas aplicaciones que el ventilador vane axial.</p>

Fuente: (Chicago Blower, 2006)

2.4.6.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS

En los ventiladores centrífugos la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y perpendicular al mismo a la salida. Si el aire a la salida se recoge perimetralmente en una voluta, entonces se dice que el ventilador es de voluta. (Ventilación, s.f.)

Un ventilador centrífugo es un aparato compuesto por un rodete de álabes dentro de una carcasa espiral conocida como voluta. (Lahidalga Serna, s.f.)

2.4.6.2.1. ESQUEMA DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

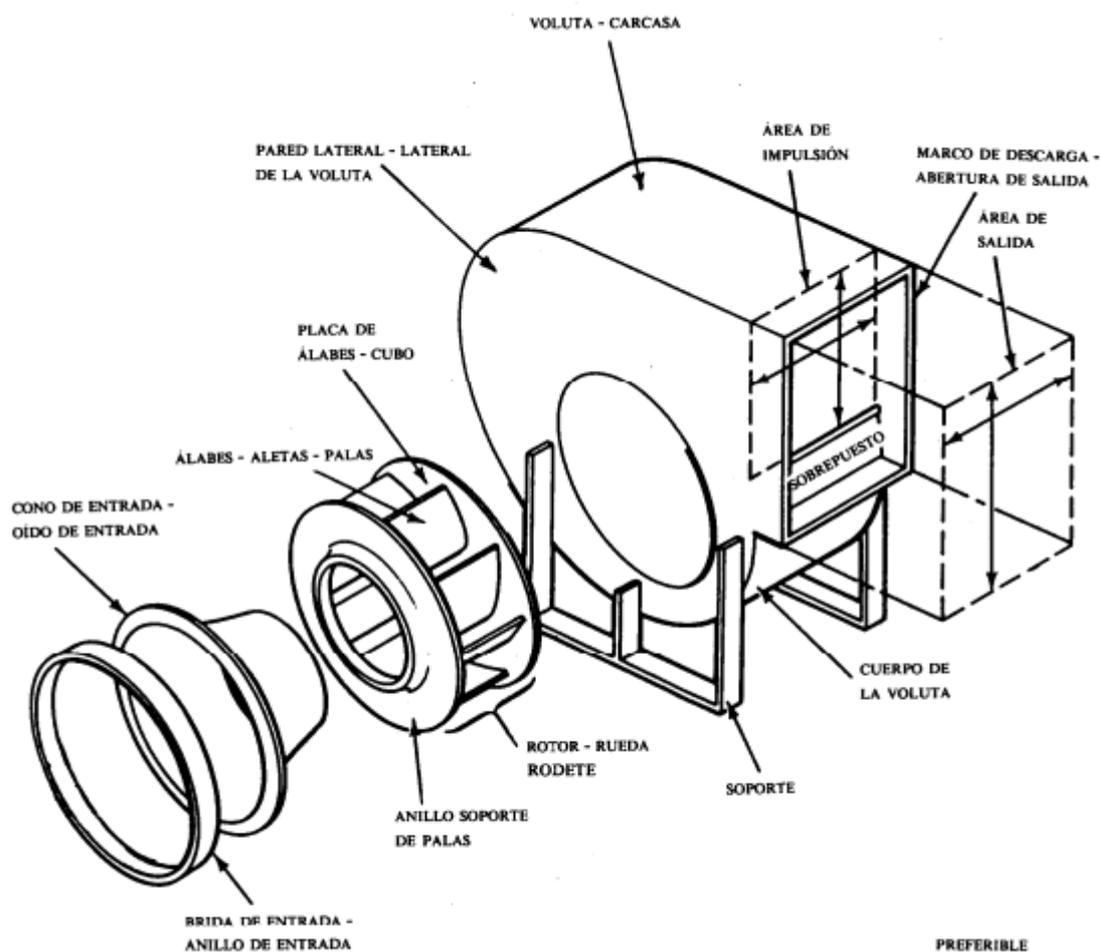


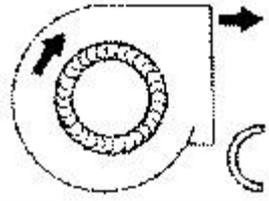
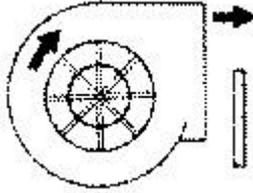
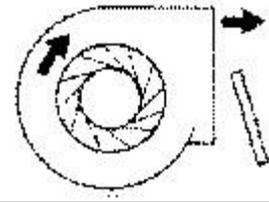
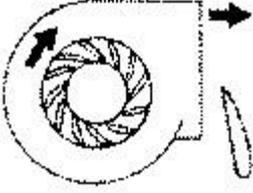
Figura 25. Partes de un Ventilador Centrífugo

Fuente: (Image Procesing Lab, 2006)

2.4.6.2.2. TIPOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Tabla 2.

Tipos de Ventiladores Centrífugos

VENTILADOR	DESCRIPCION	APLICACION
 <p>CURVADAS HACIA ADELANTE</p>	<p>Rotor con palas curvadas hacia adelante, apto para caudales altos y bajas presiones. No es auto limitante de potencia.</p>	<p>Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado de baja presión.</p>
 <p>PALAS RADIALES</p>	<p>Rotor de palas radiales. Es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. El diseño le permite ser auto limpiante. La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal.</p>	<p>Empleado en instalaciones industriales de manipulación de materiales. Se le puede aplicar recubrimientos especiales antidesgaste. También se emplea en aplicaciones industriales de alta presión.</p>
 <p>INCLINADAS HACIA ATRAS</p>	<p>Rotor de palas planas o curvadas inclinadas hacia atrás. Es de alto rendimiento y autolimitador de potencia. Puede girar a velocidades altas.</p>	<p>Se emplea para ventilación, calefacción y aire acondicionado. También puede ser usado en aplicaciones industriales, con ambientes corrosivos y/o bajos contenidos de polvo.</p>
 <p>AIRFOIL</p>	<p>Similar al anterior pero con palas de perfil aerodinámico. Es el de mayor rendimiento dentro de los ventiladores centrífugos. Es auto limitante de potencia.</p>	<p>Es utilizado generalmente para aplicaciones industriales con aire limpio. Con construcciones especiales puede ser utilizado en aplicaciones con aire sucio.</p>

Fuente: (Chicago Blower, 2006)

Los ventiladores axiales ofrecen mejor eficiencia en un amplio rango de puntos de funcionamiento, mientras que los ventiladores centrífugos pueden tener un rendimiento muy alto, pero solamente sobre un rango muy reducido, y sólo sobre una curva característica. Este parámetro es muy importante ya que el coste de la energía es un factor que se tiene muy en cuenta. El rendimiento tiene una importancia primordial, y primará conseguir rendimientos elevados en grandes gamas de puntos de funcionamiento, objetivo mucho más difícil de conseguir con ventiladores centrífugos que con ventiladores axiales, razón de este proyecto de investigación. (Sánchez, 2007)

Dado que la eficiencia entre los ventiladores centrífugos de álabes atrasados rectos y de perfil aerodinámico son similares, y que la única diferencia está en el nivel de ruido, se decide utilizar en este proyecto el ventilador de alabes rectos atrasados considerando la complejidad de construcción del alabe atrasado curvo.

Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás tienen un rodete con los álabes inclinados en sentido contrario al de rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo y una característica de consumo de energía menor. La forma de los álabes condiciona la acumulación de materiales sobre ellas. (Ventilación, s.f.)

Las gráficas de la Figura 26 son las de ventiladores centrífugos con rodetes de álabes hacia adelante, radiales y atrás con indicación de la zona normal de trabajo y en porcentajes de caudal y presión. (Soler & Palau, 2008)

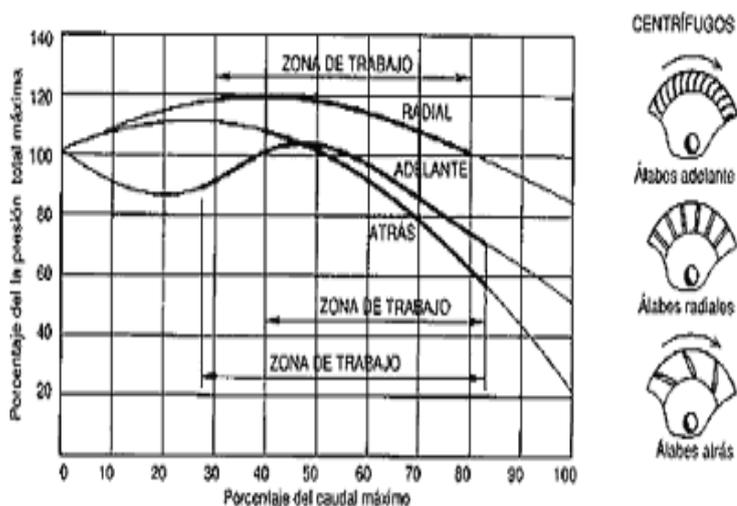


Figura 26. Curvas Características de un Ventilador Centrífugo

Fuente: (Soler & Palau, 2008)

2.4.7. APLICACIONES DE LOS VENTILADORES

El objetivo principal de un ventilador es hacer circular y renovar el aire dentro de un lugar, lo cual proporciona oxígeno suficiente, elimina olores y disminuye la resistencia de transmisión de calor por convección, entre otras funciones. También de forma secundaria, se utiliza para asistir un intercambiador de calor como un disipador o un radiador con la finalidad de aumentar la transferencia de calor entre un sólido y el aire o entre los fluidos que interactúan. Una clara aplicación de esto se ve reflejada en evaporadores y condensadores en sistemas de refrigeración, en que el ventilador ayuda a transferir el calor latente entre el refrigerante y el aire, y viceversa. Los equipos de acondicionamiento de aire como la unidad manejadora de aire (UMA), ocupan un ventilador centrífugo de baja presión estática para circular el aire por una red de ductos al interior de una edificación o instalación industrial. (Nuga, 2012)

2.4.7.1. VENTILADORES UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE PAPEL

En una fábrica de papel los ventiladores centrífugos son usados para producir vacío en sistemas auxiliares de aspiración de tiras de papel, en los equipos de corte de bordes, también para producir bajas presiones de inflado en el interior de las camisas flexibles de las prensas de zapata, como sistemas de extracción de emanaciones junto con separadores de gotas y en el sistema de calentamiento junto con intercambiadores de calor. (Mecantech, 2012)

2.4.7.2. VENTILADOR DEL PULVERIZADOR EMPLEADO EN FRUTALES

Los pulverizadores agrícolas más empleados en la protección de plagas en plantaciones de frutales son los que utilizan la corriente de aire para trasladar la gota de plaguicida al árbol, siendo los que poseen los mejores resultados económicos al cubrir una gran cantidad de área en menos tiempo y utilizan la menor cantidad de agua. Es el método de control de plagas con mayor riesgo a la contaminación del medio, los equipos basan su trabajo en fraccionar el líquido

plaguicida al hacer circular este a presión por una boquilla, cuyas pequeñas gotas produce un espectro de diferentes diámetros, estas gotas son trasladadas al árbol mediante la corriente de aire producida por un ventilador. La velocidad del aire en los ventiladores axiales con salida radial utilizados en pulverizadores agrícolas, definen la eficiencia del tratamiento y se investiga cómo conseguir una corriente de aire más eficiente a partir del diseño de los ventiladores. Constituye una necesidad el estudio de la velocidad del aire, su uniformidad y la distribución de caudal en las salidas, parámetros a tener en cuenta en la selección de estos y de su régimen de trabajo. (Herrera Prat, García de la Figal Costales, & De las Cuevas Milán, Análisis de la aerodinámica del ventilador del pulverizador ASS-800 empleado en frutales, 2013)

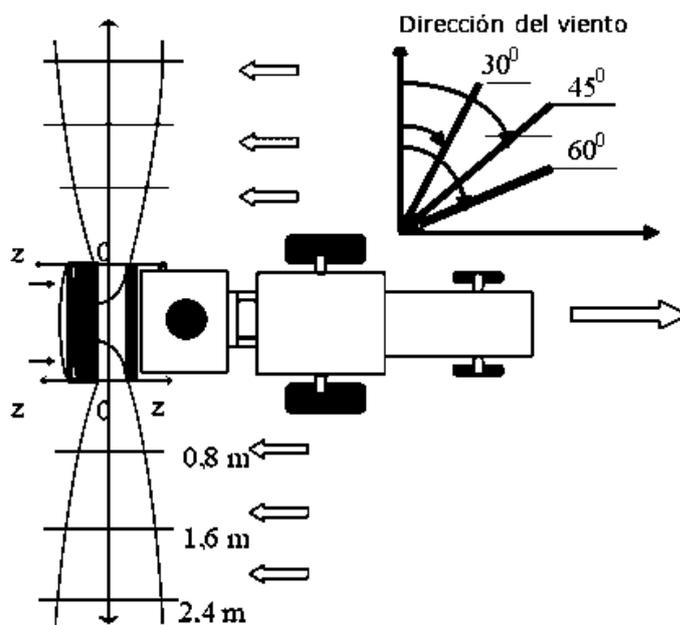


Figura 27. Esquema de la corriente de aire a la salida del ventilador

Fuente: (Herrera Prat et al, 2012)

2.4.7.3. VENTILADORES PARA SECADO DE GRANOS

El secado artificial a altas temperaturas es un procedimiento para eliminar el exceso de humedad de los granos, más seguro que el secado natural, por ser menos dependiente de las condiciones climáticas, más rápido y permite evitar algunos daños que ocurren durante el secado natural. El secado a altas

temperaturas es una técnica muy usada en las industrias de transformación y en las unidades almacenadoras de granos de todo el mundo. El flujo de aire que normalmente se emplea en el secado estacionario de productos agrícolas varía de 0,12 a 0,25 m³/s.m². (Dalpasquale, Marques Pereira, Sinicio , & Oliveira Filho, 1991)

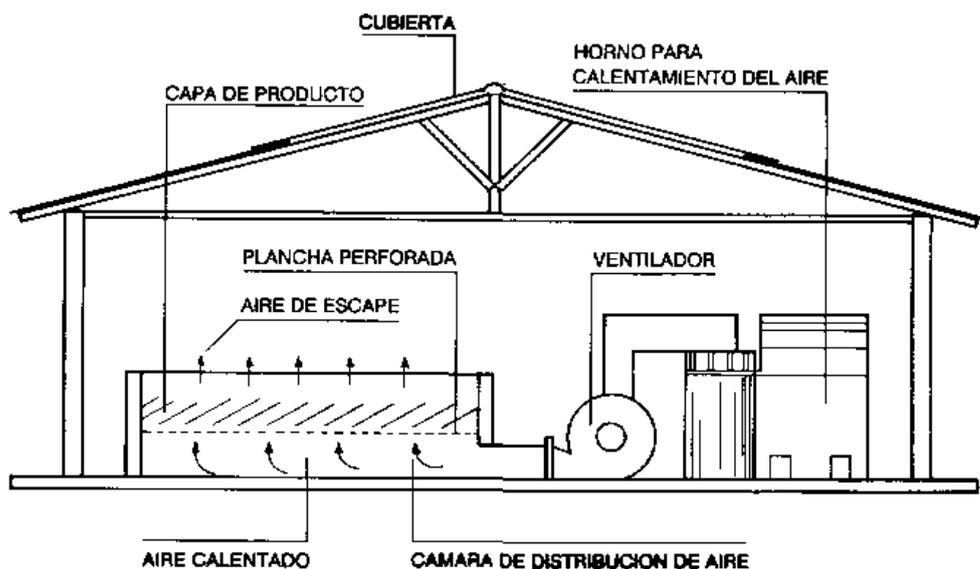


Figura 28. Esquema de un secador estacionario

Fuente: (Dalpasquale et al, 1991)

Los secadores estacionarios se componen de cuatro elementos principales: sistema de calentamiento del aire, ventilador, cámara de distribución del aire y cámara de secado. El sistema de calentamiento debe estar dimensionado para aumentar la temperatura del aire hasta los límites recomendados para cada producto y que no haya contaminaciones de él por el aire que proviene de la fuente de calor. El ventilador utilizado es del tipo centrífugo, por la presión estática que se necesita en este sistema. La cámara de distribución de aire sirve para transformar la presión dinámica del aire en presión estática, uniformando la distribución del aire dentro del secador. La cámara de secado es un recipiente con fondo de plancha de metal perforado, capaz de soportar el peso del producto húmedo. El producto permanece estático en la cámara de secado, mientras que el calentado, impulsado mecánicamente por el ventilador, pasa a través de la capa de producto y reduce su contenido de humedad. (Dalpasquale et al, 1991)

2.4.7.4. VENTILADORES PARA CALDERAS DE MOLINOS DE AZÚCAR

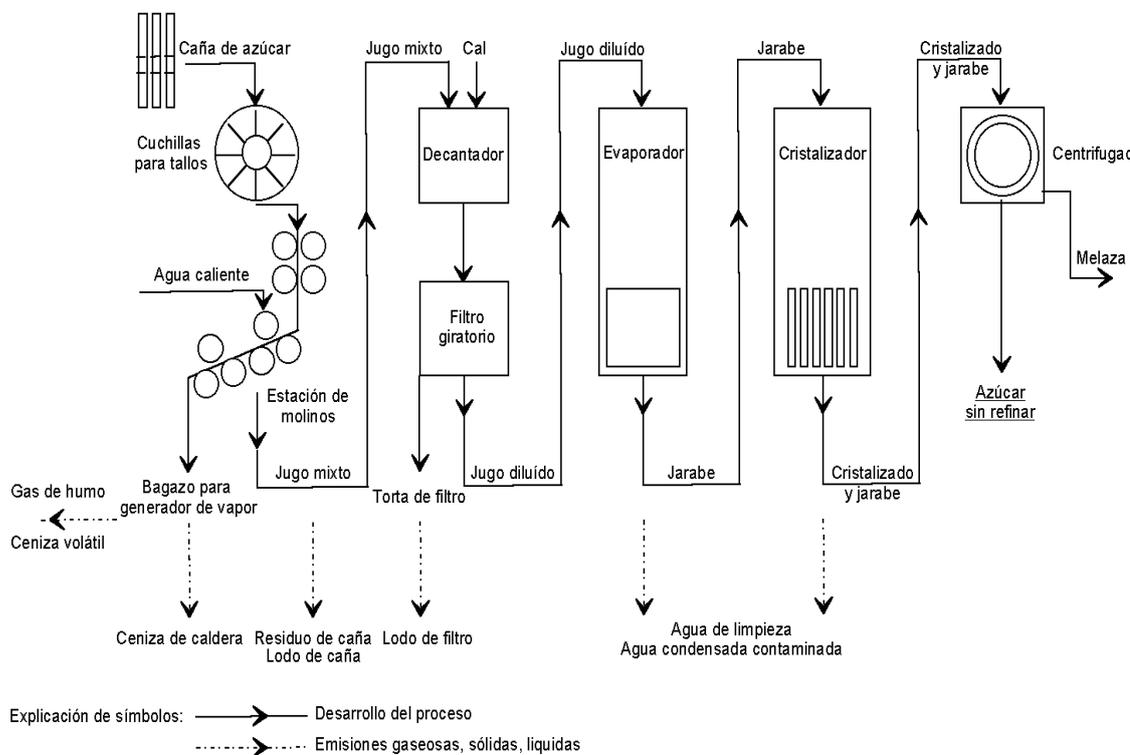


Figura 29. Esquema del proceso de fabricación de azúcar
Fuente: (World Environmental Library, 1996)

En los procesos de refinado de azúcar se utilizan ventiladores para calderas de generación de vapor que proporcionan calor en procesos y para turbinas que accionan los generadores y la maquinaria de los molinos, así como ventiladores para refrigeración y ventilación.

Se suministran ventiladores para los molinos de caña de azúcar y las fábricas de remolacha azucarera. El bagazo resultante del refinado de la caña de azúcar se quema en los molinos para proporcionar electricidad y calor. Es un material difícil de quemar y plantea problemas de incrustaciones y corrosión a los ventiladores. Los requisitos de los ventiladores para escape de gases instalados en las calderas de las fábricas de remolacha azucarera dependen de los combustibles que se empleen. Para calderas de molinos de azúcar se usan ventiladores axiales y centrífugos de tiro inducido y forzado, y para plantas azucareras, ventiladores para sistemas de refrigeración y ventilación. (Evisa Ventiladores SA, 2007)

2.4.7.4.1. MANEJO DE AIRE CONTAMINADO CON PARTÍCULAS SÓLIDAS

Generalmente los quemadores de bagazo utilizan el tiro forzado que consta de un ventilador que recoge del exterior el aire que utiliza para la combustión y envía los gases de combustión al exterior este mecanismo es económico para obtener máxima turbulencia y mezcla en el quemado del combustible, y que al llevarse a cabo la combustión de este último se obtienen gases como dióxido de carbono (CO_2), dióxido de azufre (SO_2), óxidos de nitrógeno (NO_x) y vapor de agua; como el bagazo es un sólido fibroso que al llevarse a cabo la combustión genera restos de composición en carbono que son llamados hollín y cenizas, este residuo se engloba como partícula sólidas totales (PST). De forma general, los sólidos residuales comprenden, además de ceniza de bagazo, grande cantidad de material no quemado y residuos minerales oriundos del suelo.

El total de ceniza esperado puede ser relacionado directamente a la capacidad de generación de vapor de la caldera. La cantidad de bagazo mal quemado depende de la eficiencia de quema de la caldera, la cual depende del tipo y de las condiciones operacionales del equipo. Todavía, es importante resaltar que cada uno de los sólidos antes mencionados presenta características diferentes de densidad y granulometría, las cuales afectan mucho el comportamiento delante de los procesos usuales de separación. (Golato , Aso, Paz, & Cárdenas, 2005)

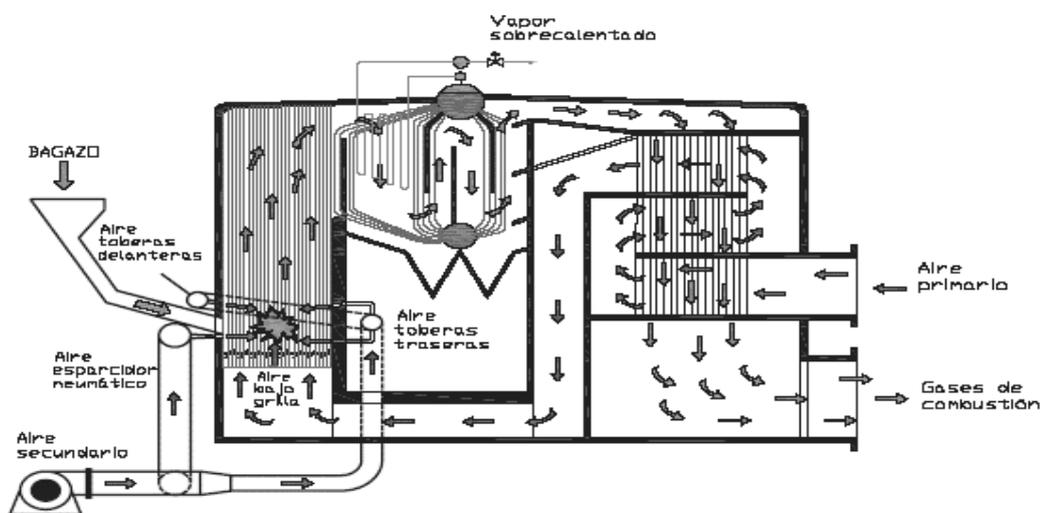


Figura 30. Esquema de corrientes de aire en una caldera bagacera

Fuente: (Golato et la, 2005)

2.4.8. SELECCIÓN DE VENTILADORES

La selección consiste en elegir un ventilador que satisfaga los requisitos de caudal y presión con que debe circular el aire, para la temperatura de la operación y la altitud de la instalación y además se debe determinar su tamaño, el número de revoluciones a las que debe girar el rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona, entre otros. Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Todos los ventiladores que entre si poseen medidas proporcionales, o sea que son semejantes, pertenecen a una misma serie de fabricación. (Universidad de Buenos Aires, 2010)

Para determinar el caudal necesario se deben tener en cuenta el tipo de instalación a realizar, ambiental o localizada. La determinación del caudal Q dependerá del uso al que esté destinado el local. (Sodeca, 2012)

Tabla 3.
Caudal necesario según el tipo de actividad

Actividad	Caudal en $\frac{m^3}{h}$ por persona
Actividad normal sin fumar	29
Actividad normal fumando	58
Ligera actividad física	45
En locales industriales	60

Fuente: (Sodeca, 2012)

Cuando se necesita evacuar el caudal de aire a través de conductos o tuberías, estos provocan una pérdida de carga al ventilador debido al roce, cambio de sección obstáculos, entre otros. Esta pérdida de carga, es la presión necesaria que debe dar el ventilador para transportar el aire por estos obstáculos.

La pérdida de carga de la instalación, es proporcional a la potencia eléctrica absorbida por el ventilador, eso significa que un mal diseño de la instalación de ventilación, es un gasto innecesario de energía eléctrica. (Sodeca, 2012)

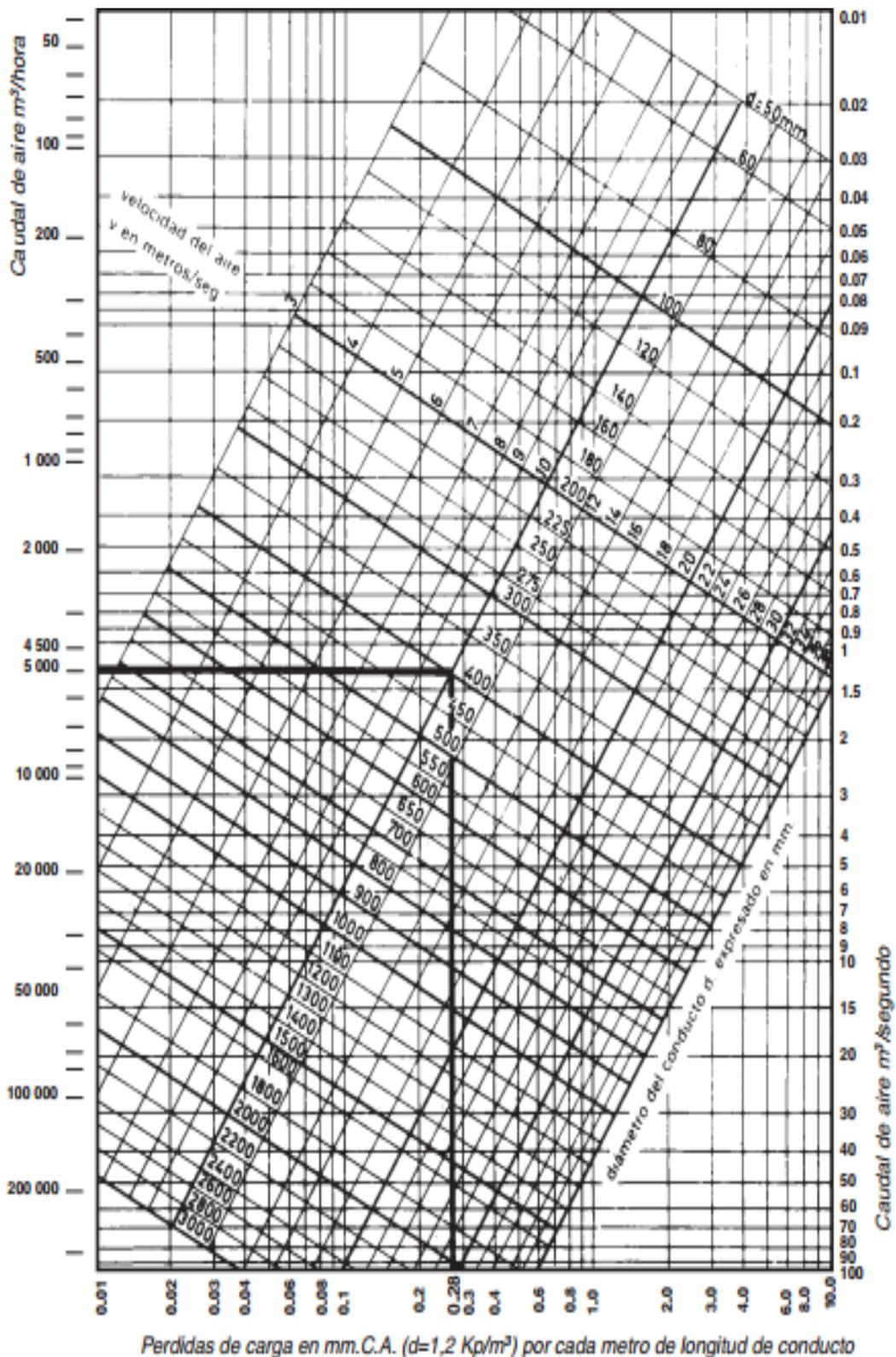


Figura 31. Gráfico de pérdida de carga en conductos circulares
 Fuente: (Sodeca, 2012)

2.4.8.1. SELECCIÓN DE REFERENCIAS PARA EL CÁLCULO

Los datos iniciales para la selección del tipo y tamaño del ventilador son los parámetros: caudal y presión. Estos parámetros se determinan generalmente por la cantidad de aire o gas a ser alimentado o evacuado, y la resistencia del gas del tracto de flujo. Por lo general ambos parámetros se calculan.

Dado que el cálculo no puede ser excluido y algunos errores pueden surgir de condiciones de proceso que requieren aumento de presión a corto plazo, en la selección inicial recomendada en los parámetros calculados se aumenta el caudal en un 5%, a una presión del 10%. (Solomahovoy, 1975, pág. 241)

Formando de esta manera una reserva en el caudal y aumentando el costo de la energía en los ventiladores de presión, como puede verse en la consideración conjunta de las curvas características del ventilador y la curva de resistencia del sistema.

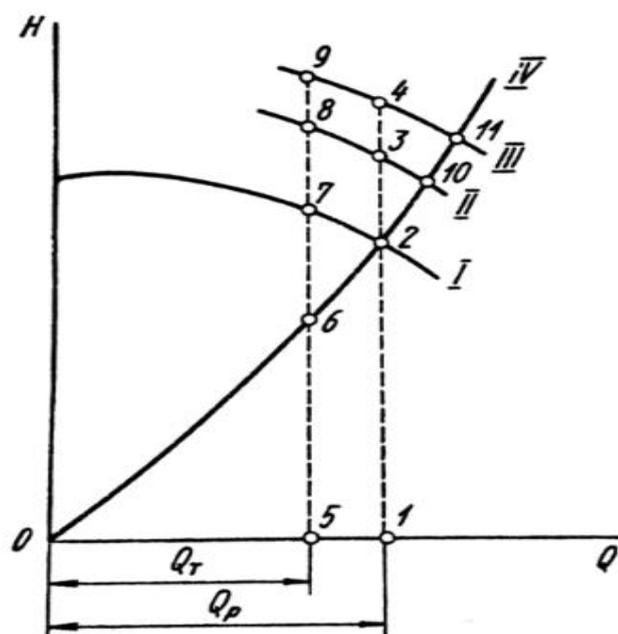


Figura 32. Efectos de las reservas de caudal y presión

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

Supongamos que el ventilador elegido tiene que ser diseñado para los parámetros correspondientes al punto 2, característica del ventilador - curva I; resistencia del sistema - curva IV. Con estas reservas finalmente se adoptan

como valores de Q y P en el punto 10 y se debe elegir la curva II como la característica del ventilador.

Debido a la falta de una serie continua de producción masiva de la maquinaria se vieron obligados a elegir el siguiente ventilador más grande, la máquina con la característica III, cruzando la característica del sistema en 11. El punto 2 corresponde al modo de equilibrio del ventilador I, proporcionando el caudal máximo deseado a través del sistema, al más bajo costo de energía para su accionamiento.

El modo de equilibrio del ventilador III es elegido en 11. Para este ventilador el rendimiento proporcionado corresponde al punto 2, en la regulación de la válvula reguladora necesita introducir una resistencia adicional al sistema, en el que la pérdida de presión es igual al segmento 2-4. Aunque sin tener en cuenta los cambios en la eficiencia del ventilador el consumo de energía para el accionamiento ventilador aumenta en una relación proporcional a la longitud de los segmentos 1 - 4 y 1 - 2.

En los casos en los que es posible seleccionar una máquina con la característica II, los costos de energía se reducen y son proporcionales a la relación de las longitudes de las secciones 1-3 y 1-2. Bajo el régimen de rendimiento reducido Q_T el costo de energía se incrementaría y sería más proporcional a la relación de las longitudes de las secciones 5-9 y 5-6. Esto es natural, ya que el cambio en el consumo de energía corresponde al cambio en la presión.

Cuando elegimos un ventilador con las mismas características I, reducimos los gastos innecesarios de potencia, mientras que el rendimiento decrece y se vuelve proporcional a la relación de las longitudes de las secciones 5-7 y 5-6. Por lo tanto, la elección de las reservas de los parámetros iniciales de rendimiento y presión deben mantenerse al mínimo.

Es conveniente tener en cuenta la recomendación de que si el ventilador se selecciona con un margen de presión y caudal, la mejor opción para este caso es que la reserva de la presión relativa sea el doble de la reserva de caudal relativo.

Cuando el proceso de regulación es complicado, por lo general se mantiene el patrón de aumento de los costos de energía con un aumento en las reservas de Q y P. (Solomahovoy, 1975, pág. 242)

2.4.8.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN

Las empresas internacionales líderes en el mercado de producción de ventiladores presentan algunos ejemplos de las características de ventiladores centrífugos; dependiendo de las aplicaciones a las que va destinada la máquina como ventiladores para gases energéticos, gases corrosivos, gases calientes hasta 900°C, fluidos con polvo abrasivo en suspensión, de gran velocidad periférica y con varios escalones de compresión. De acuerdo con el servicio a cubrir por el ventilador se seleccionan los materiales y diseños más idóneos. (Gruber Hermanos, s.f)

La empresa Soler & Palau posee programas donde se muestran los catálogos de los productos que ofrece la misma, lo que facilita la selección de ventiladores para el usuario.

También los fabricantes suelen presentar la información referida a los ventiladores, mediante una serie de tablas en las que se indican el tamaño de éstos, el caudal y la presión requeridos por el sistema y a partir de estos datos de obtienen la velocidad de giro y la potencia consumida.

Las tablas están definidas para el aire en condiciones estándares con una temperatura de 21 °C y presión atmosférica de 1 atm, que presenta una densidad del aire 1,2 kg/m³. Si las condiciones reales son diferentes a las condiciones estándares, se debe realizar una corrección. Es habitual que las tablas se presenten como tablas de múltiple entrada y en cada una de ellas se indican las características de un ventilador de un tamaño determinado. (Universidad de Buenos Aires, 2010)

Si no hay un ventilador en serie para cumplir con los parámetros deseados en los catálogos de los fabricantes, debe ser diseñado. Para este propósito, o el método de selección del prototipo, basados en circuitos aerodinámicos previamente desarrollados o método de cálculo. Para seleccionar el tipo y las dimensiones del ventilador se deben tener por lo menos dos datos: el caudal Q y la presión total P_t , que definen las condiciones tecnológicas de la instalación. En base a estos valores predeterminados, es necesario elegir una máquina que cumpla los requisitos. El mayor desafío para la eficiencia está en que el funcionamiento nominal debe corresponder al rendimiento y presión máxima

requerida. En los casos en el que en las condiciones de proceso el ventilador funciona durante mucho tiempo bajo el régimen de capacidad reducida, debe esforzarse por asegurar que el mayor valor de eficiencia cumpla con las condiciones de operación básicas. (Solomahovoy, 1975, pág. 240)

2.4.9. MANTENIMIENTO DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores se someten frecuentemente a grandes esfuerzos. Los ventiladores deben ser revisados y mantenidos regularmente por personal especializado cualificado para evitar daños y accidentes. Rodamientos estropeados pueden provocar roturas del eje y destrozo total. Las vibraciones son un enemigo de toda máquina rotativa, ya que se pueden presentar roturas por vibración difícilmente predecibles. La mejor protección consiste en minimizar la energía de vibración. Se pueden originar desequilibrios peligrosos debidos, entre otras razones, a agarrotamientos, desgaste, rodamientos deteriorados y sobretemperaturas. (Sánchez, 2007)

La frecuencia del mantenimiento depende esencialmente del modo de funcionamiento, de las condiciones ambientales y de la disponibilidad requerida. El usuario debe determinar la misma conjuntamente con la concepción global del equipo, ateniéndose a las especificaciones dadas por el fabricante del equipo. Se debe contar con piezas de repuesto suficientes. Todos los rodets de los ventiladores vienen bien equilibrados de fábrica. Debido al polvo, rozamientos o almacenajes se puede presentar un desequilibrado que origine una marcha no suave o daños en los cojinetes. (Sánchez, 2007)

2.4.10. ACOPLAMIENTO DE VENTILADORES

En instalaciones de ventilación, cuando es necesario disponer de caudales o presiones con grandes variaciones, resulta conveniente dotarlas de aparatos acoplados de forma que, trabajando en conjunto o bien separados, proporcionen la prestación exigida en cada momento. Los aparatos de ventilación pueden instalarse en serie, en paralelo o de forma mixta. (Salvador Escoda S.A, 2013)

2.4.10.1. EN SERIE

Este sistema consiste en conectar los ventiladores uno a continuación del otro, o dentro de un mismo conducto en el que se mantenga la misma dirección del flujo del aire.

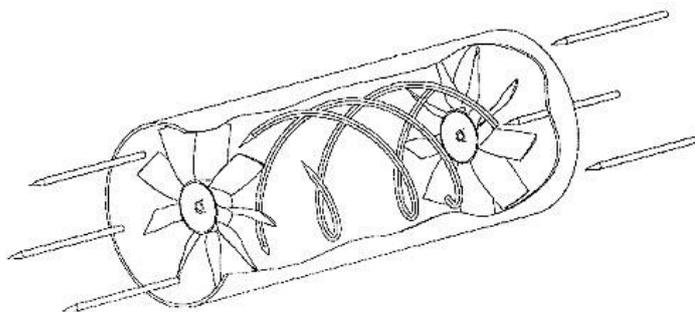


Figura 32. Ventiladores axiales acoplados en serie

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

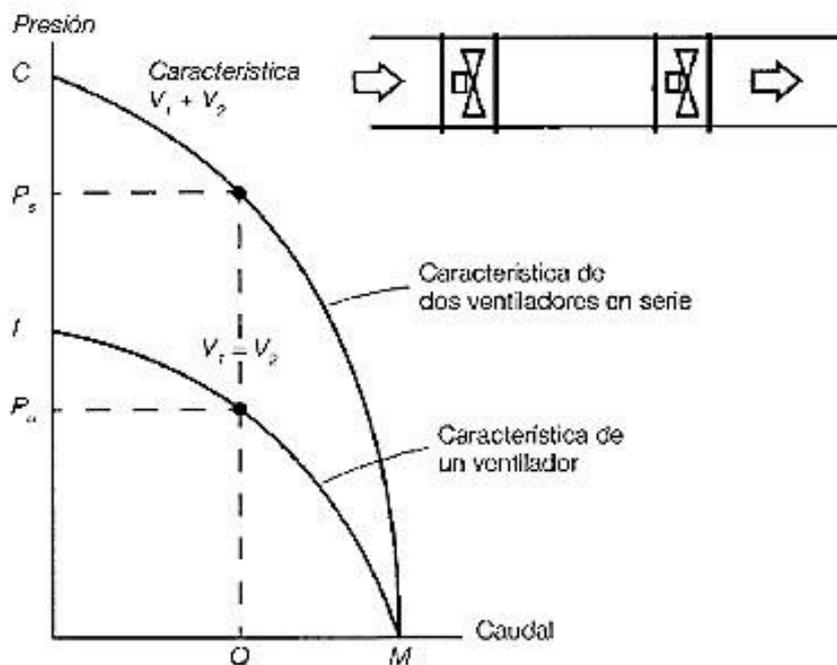


Figura 33. Curva característica de ventiladores acoplados en serie

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

La curva característica de la presión resultante del acoplamiento en general, y más cuando se trate de ventiladores centrífugos donde la descarga de uno es conducida a la entrada del otro, es aproximadamente doble. (Soler & Palau, 2012)

2.4.10.2. EN PARALELO

Dos o más ventiladores se acoplan en paralelo cuando aspiran del mismo lugar y descargan hacia el mismo sentido en la canalización, uniendo allí sus caudales. La curva característica resultante de las de los aparatos acoplados se halla sumando los caudales correspondientes a cada presión, esto es, para cada ordenada (presión) la abscisa del caudal resultante q se obtiene de la suma de las abscisas de los caudales de los ventiladores acoplados $q_1 + q_2$. (Salvador Escoda S.A, 2013)

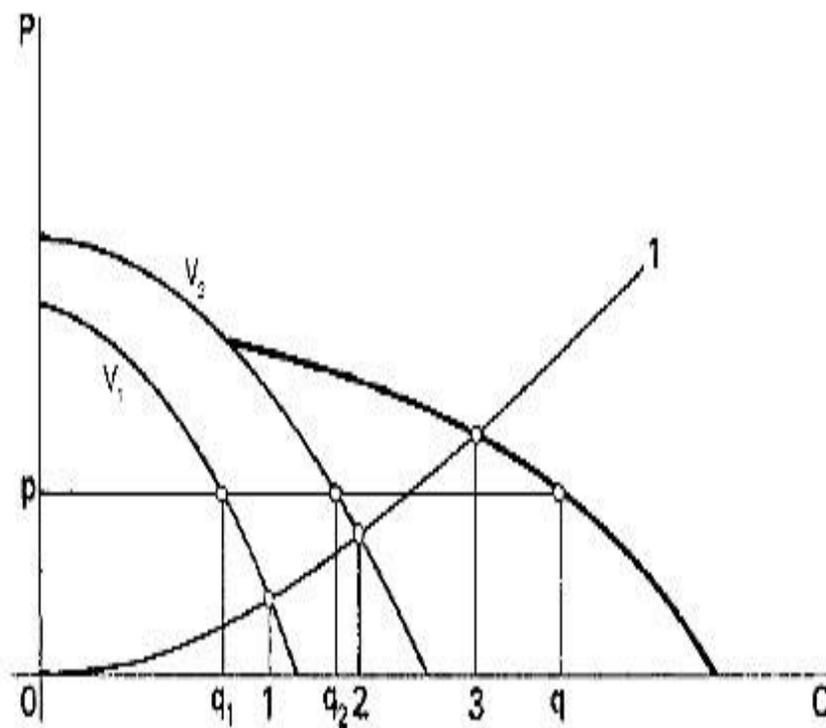


Figura 34. Curva característica de ventiladores acoplados en paralelo

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2013)

CAPÍTULO 3

ESTUDIO DEL ARTE

3.1. INFORMACIÓN GENERAL SOBRE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Los ventiladores centrífugos junto con los ventiladores de flujo axial proporcionan una gran variedad de métodos de operación, teniendo el caudal requerido y el rango de presión. Una de las características de los ventiladores centrífugos es la diversidad de su diseño aerodinámico, el cual permite elegir la mejor opción para cada una de las condiciones predefinidas, al mismo tiempo que complica la construcción de un solo ventilador. (Solomahovoy, 1975, pág. 5)

3.2. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Los principales elementos de la configuración aerodinámica del ventilador centrífugo son: colector de admisión, impulsor y la carcasa en forma de caracol como se observa en la Figura 35.

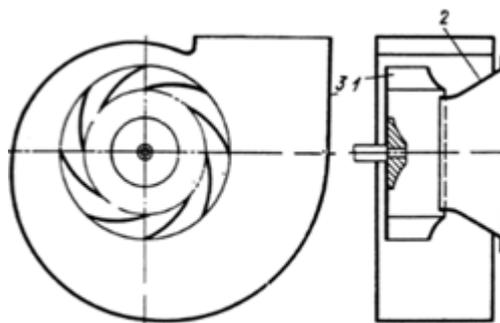


Figura 35. Configuración aerodinámica del ventilador
1. Impulsor 2. Colector de admisión 3. Carcasa de caracol

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

El colector de admisión o entrada sirve para suministrar aire de entrada al impulsor del ventilador. Las entradas tienen una forma rotacionalmente simétrica. Sus dimensiones se caracterizan por tres parámetros: longitud L_k , el diámetro de

entrada D_K y la sección transversal mínima D_o . El diámetro D_o se dice diámetro de la entrada al ventilador. Varias configuraciones óptimas del diámetro de entrada se muestran en la Figura 36, su forma general se ha establecido experimentalmente. (pág. 5)

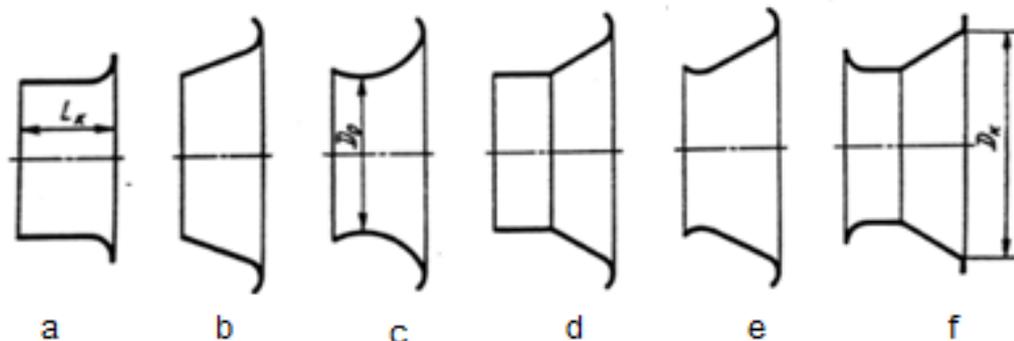


Figura 36. Configuración de los colectores de admisión

a. Cilíndrico b. Cónico c. Toroidal d. e. f. Combinado

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

Los ventiladores centrífugos de alta eficiencia poseen tubos toroidales extendidos como se observa en la Figura 36-c o combinados con una parte toroidal a la salida como en la Figura 36-e. La presencia de esta parte promueve la desviación parcial del flujo de la dirección axial a la radial en la tubería.

El impulsor transmite la potencia del ventilador en movimiento al aire conducido. Por lo general el impulsor, se compone de un disco delantero y otro trasero y entre ellos, con el mismo paso están instalados los álabes.

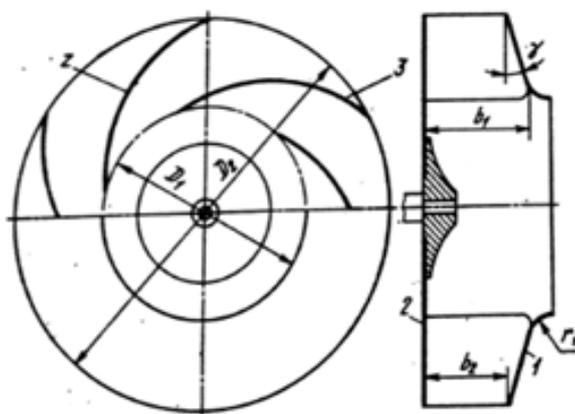


Figura 37. Elementos del Impulsor

1. Disco delantero 2. Disco trasero 3. Álabes

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

A veces se utiliza un disco semiabierto, sin disco delantero. El tamaño del impulsor se caracteriza por su diámetro D_2 , definido en los extremos de los álabes, hay ventiladores que tienen este diámetro considerablemente más pequeño que el diámetro de los discos. El disco trasero es generalmente plano y el disco delantero puede ser plano o cónico. (pág. 5)

La sección meridional del impulsor se caracteriza por dos parámetros: el ancho de la salida b_2 y el ancho de la entrada b_1 . En el caso de un disco delantero cónico, uno de estos parámetros puede ser sustituido por un ángulo γ entre el cono y el plano perpendicular al eje de rotación.

Los alabes del impulsor son generalmente cilíndricos. Se colocan perpendicular al plano del disco trasero. Los bordes delanteros de los alabes son paralelos al eje de rotación. Los parámetros geométricos de dichos álabes se definen en la sección transversal perpendicular al eje de rotación de la rueda. Esta sección está dando los ángulos de entrada β_1 y salida β_2 de los álabes, y un diámetro D_1 , que se encuentra en el borde de entrada.

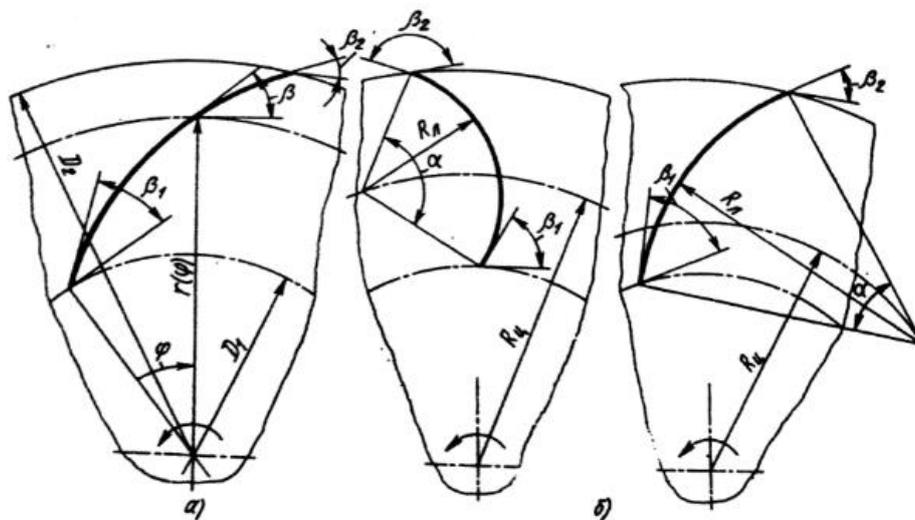


Figura 38. Secciones de Álabes

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

Típicamente, los diámetros de los alabes de entrada D_1 o cerca del diámetro de entrada del ventilador D_0 , son iguales. Si los bordes delanteros de los alabes no son paralelos al eje de rotación de las ruedas, la forma del alabe se caracteriza por los mismos parámetros (β_1, β_2, D_1 y b_1), a través de un ancho promedio de la sección de la rueda. (pág. 6)

Dependiendo del ángulo en la salida de los álabes del impulsor se llama curvados hacia atrás con $\beta_2 < 90$, curvados hacia adelante con $\beta_2 > 90$, con respecto a la dirección de rotación y con acabado radial $\beta_2 = 90$. Varias configuraciones de álabes se muestran en la Figura 39.



Figura 39. Configuración de Álabes

a. Lamina, curvada hacia atrás b. Perfilado c. Recto, inclinado hacia atrás d. Radialmente terminado e. Radial f. Curvado hacia adelante g. Con forma

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

Los álabes pueden ser rectos, curvos o perfilados. La sección transversal de un alabe curvo se define generalmente por la ecuación de coordenadas polares $r = r(\varphi)$ como se observa en la Figura 38-a.

La sección transversal de un alabe curvo está formada con uno o más arcos circulares. Si la sección del alabe está formada de un arco circular como se aprecia en la Figura 38, b y más detallado en la Figura 40, el radio de este círculo depende de los ángulos β_1 y β_2 y los diámetros D_1 y D_2 .

$$R_{\pi} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1)} \quad (12)$$

En este caso, el radio es igual al radio de curvatura de los álabes R_{π} , y su signo es positivo para álabes curvados hacia atrás y negativo para álabes curvados hacia adelante y álabes con acabados radiales. El radio del círculo, en el se ubican los centros de los arcos de las álabes viene representado por la fórmula a continuación. (pág. 7)

$$R_{\pi} = \sqrt{0.25D_1^2 + R_{\pi}^2 - R_{\pi}D_1 \cos \beta_1} \quad (13)$$

La longitud del alabe, llamada también la longitud de arco se expresa:

$$L = \frac{\pi \alpha R_{\text{fl}}}{180^\circ} \quad (14)$$

Donde α está en grados y es el ángulo de cobertura del alabe, en el que el alabe es visible desde el centro, delineando su arco. Los alabes rectos pueden ser vistos como un caso especial de los alabes curvos, en el cual $R_{\text{fl}} = \infty$. De la fórmula (12) puede obtenerse:

$$D_1 \cos \beta_1 = D_2 \cos \beta_2 \quad (15)$$

Estableciendo la relación entre los ángulos β_1 , β_2 y diámetros D_1 , D_2 de alabes rectos. La longitud de dichos alabes viene dada por la ecuación 16.

$$L = 0.5(D_2 \sin \beta_2 - D_1 \sin \beta_1) \quad (16)$$

A veces, los alabes de los discos del ventilador centrífugo operan en el segmento de la espiral logarítmica, cuya ecuación es de la forma:

$$r = r_1 e^{\varphi \text{ctg} \beta} \quad (17)$$

Donde:

$$r_1 = 0.5D_1$$

β = Ángulo de hélice

Para cada ángulo del alabe $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, y la longitud es expresada a continuación.

$$L = \frac{0.5(D_2 - D_1)}{\sin \beta} \quad (18)$$

Para alabes perfilados los parámetros geométricos básicos son los ángulos β_1 y β_2 , el diámetro de entrada D_1 , la cuerda l y la longitud L . Se determinan en

relación a la línea media del perfil, que es el lugar geométrico de los centros de los círculos inscritos en este perfil. (pág. 9)

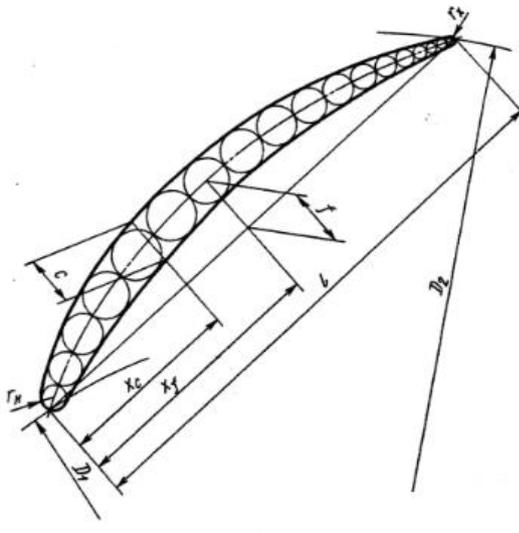


Figura 40. Perfil del álabe

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

El perfil del álabe de la Figura 40, se caracteriza por los siguientes parámetros geométricos: el espesor máximo del perfil c , la ubicación de la cuerda del espesor máximo x_c ; radios de curvatura del inicio de la boquilla r_H y de la cola r_x . La línea media de los alabes perfilados por lo general no están circunscritos por un arco de un círculo, y por lo tanto se caracteriza por el valor máximo de f , y la ubicación del punto de máxima concavidad x_f a partir de la boquilla.

La sección perpendicular al eje de rotación del impulsor es una reja circular. La densidad de la reja circular τ es la relación de la longitud L del alabe sobre el paso de radio medio t_{cp} .

$$\tau = \frac{L}{t_{cp}} \quad (19)$$

$$t_{cp} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2z} \quad (20)$$

El número de álabes de la rueda viene representado por z , y L es determinado por la fórmula (14), (16) y (18). La densidad de la rueda de ventilador centrífugo varía en el rango de $\tau = 0,8 - 2,5$. (pág. 9)

La forma de los alabes, espesor de la rejilla circular, ancho y otros parámetros del impulsor se determinan dependiendo del trabajo que debe proporcionar un ventilador centrífugo.

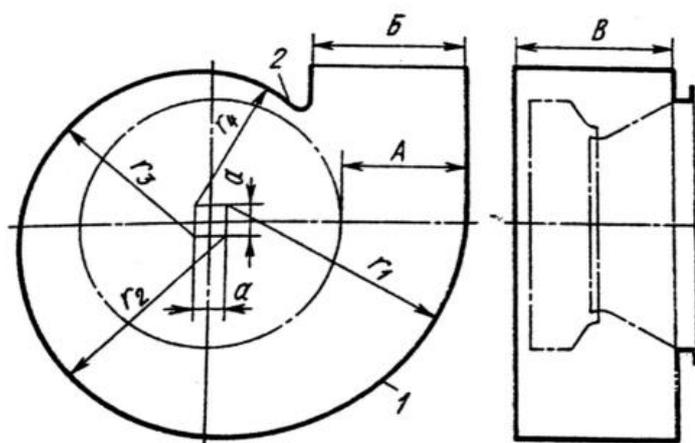


Figura 41. Carcasa de la voluta

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

La carcasa en forma de caracol sirve para impulsar en una dirección el aire que sale del impulsor, y para la conversión parcial de la presión dinámica en el flujo estático. Típicamente, la carcasa del ventilador centrífugo tiene un ancho constante B que se observa en la Figura 41, que resulta ser mayor que el ancho del impulsor. La carcasa de alojamiento tiene forma de espiral o espiral logarítmica, o por arcos de círculos. (pág. 10)

La instalación del ventilador consiste en un ventilador y algunos elementos adicionales montados delante o detrás. Para conectar el ventilador a la red, en algunos casos, a la entrada del colector de admisión se colocan paletas axiales guía, y a la salida de él un difusor. Este último proporciona la conversión adicional de la presión de flujo dinámico en estático, a la salida de la carcasa de voluta. Para controlar los modos de funcionamiento del ventilador se usan diferentes tipos de paletas guía, siendo las paletas axiales las más utilizadas, y generalmente se instalan a la entrada del ventilador como se puede ver en la Figura 42. (pág. 10)

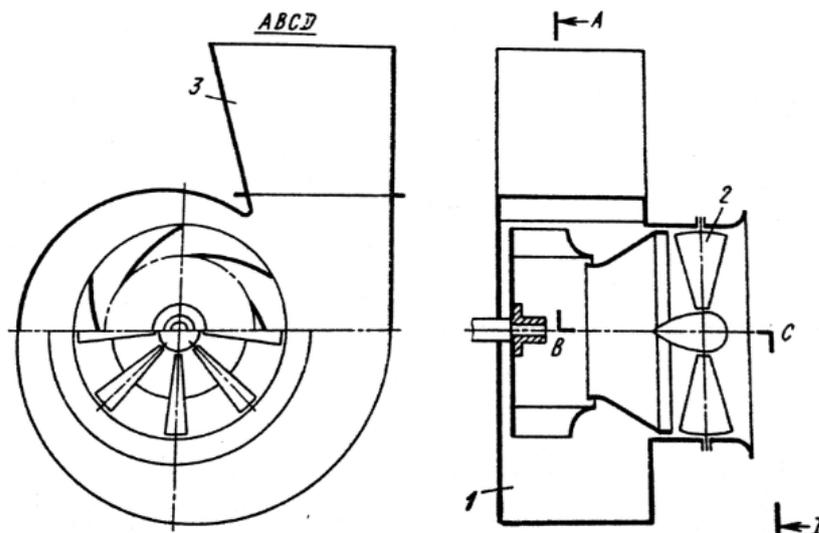


Figura 42. Instalación del Ventilador

1. Ventilador centrífugo 2. Paletas axiales guía 3. Difusor

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

3.2.1. PARÁMETROS AERODINÁMICOS

3.2.1.1. CONDICIONES DE SIMILITUD

El conjunto de curvas que definen la dependencia del caudal con la presión total P_t y estática P_e generada por el ventilador, el consumo de potencia N y sus eficiencias total η y estática η_e se llaman características aerodinámicas. El rendimiento, sin la compresibilidad del flujo del caudal Q en $\frac{m^3}{s}$, se determina en una sección arbitraria del ventilador. La presión total P_t expresada en $\frac{kg}{m^2}$ es igual a la diferencia entre la presión del flujo total del ventilador en la salida del ventilador y delante de él, y corresponde a una densidad específica del aire en el ventilador. La presión estática del ventilador es igual a la diferencia de las presiones total y dinámica.

$$P_e = P - P_d \quad (21)$$

Donde P_d es la presión dinámica del ventilador e igual a la presión dinámica del flujo en la salida del ventilador, calculada a partir de caudal medio y la

máximo de la eficiencia total η_{\max} , es llamado nominal. El área de trabajo de las características del ventilador, diseñado para trabajar con acoplamientos de red se considera que es la parte de la misma, donde el valor de la eficiencia total es $\eta \geq 0.9 \eta_{\max}$. Las características del área de trabajo pueden ser limitados como requisito, para garantizar un funcionamiento estable del ventilador.

La práctica generalizada en la evaluación de los ventiladores son los llamados adimensionales o modelo, las características aerodinámicas del ventilador fabricadas de acuerdo a la misma configuración aerodinámica. Estas características determinan las características dimensionales y sirven para comparar las cualidades aerodinámicas del ventilador de diferentes esquemas.

Utilizando los métodos generales de la teoría de la similitud se obtiene el sistema de parámetros adimensionales que definen las características aerodinámicas del ventilador. (pág. 12)

3.2.1.2. TÉRMINOS DE SIMILITUD

Considere los ventiladores centrífugos del mismo tipo, fabricados a través de una configuración aerodinámica para satisfacer la similitud geométrica exacta, pero de diferentes tamaños. Entonces cada uno de estos ventiladores se determina por alguna de las dimensiones lineales. Para el tamaño característico se toma generalmente el diámetro del impulsor D_2 .

Olvidamos el cambio de densidad del aire en el ventilador, y suponemos que se trata de regular e isotérmico. Entonces, todos los parámetros de flujo en el ventilador, en particular el torque, que se transmite del flujo del impulsor y consecuentemente de la presión y la potencia del ventilador, dependerán de las siguientes variables: la densidad ρ , la viscosidad del fluido transportado μ ; la velocidad angular del impulsor ω y el caudal Q . Por lo tanto, una configuración aerodinámica predeterminada del ventilador, está definida en el sistema por cinco parámetros básicos: D_2 en m; ω en $\frac{1}{s}$; ρ en $kg \cdot \frac{s^2}{m^4}$; μ en $\frac{kg \cdot s}{m^2}$; Q en $\frac{m^3}{s}$.

A partir de la teoría general de la dimensión que define cinco parámetros con tres unidades diferentes se pueden agrupar en dos combinaciones adimensionales independientes. (pág. 13)

$$\frac{\omega D_2 \rho}{\mu}; \frac{Q}{D_2^3 \omega} \quad (24)$$

Todos los demás parámetros adimensionales caracterizan el flujo en el ventilador, y por lo tanto su rendimiento aerodinámico será una función de combinaciones adimensionales. Las combinaciones adimensionales (24) son los dos criterios de similitud físicos. Cuando dos ventiladores son geoméricamente similares, entonces la condición de la igualdad de los parámetros de flujo serán similares como se expresa en la ecuación (24).

Se utilizan parámetros definidos de la siguiente manera:

$$u_2 = 0.5 D_2 \omega = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (25)$$

Donde:

u_2 = Velocidad de la rueda periférica en los extremos de los álabes.

$$F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \quad (26)$$

Donde:

F_2 = Área de la rueda de impulsión en los extremos de los alabes.

Entonces la combinación de la ecuación (24) puede reducirse a la forma:

$$\frac{u_2 D_2}{\nu} = Re_u, \quad \frac{Q}{F_2 u_2} = \bar{Q}, \quad (27)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (28)$$

Donde:

ν = Viscosidad cinemática

La primera de estas combinaciones es el número Reynolds, calculado a partir de la velocidad periférica y el diámetro del impulsor, y el segundo es el coeficiente de caudal del ventilador.

Los coeficientes de presión \bar{P} y potencia \bar{N} en ventiladores generalmente están determinados por las siguientes fórmulas:

$$\bar{P} = \frac{P}{\rho u_2^2}, \quad \bar{N} = \frac{102N}{\rho u_2^3 F_2} \quad (29)$$

De acuerdo con la teoría general de las relaciones de dimensión; \bar{P} , \bar{N} , y la eficiencia η , para un circuito de ventilador dado, deben estar en función de los parámetros adimensionales anteriores Re_u y \bar{Q} . (pág. 13)

$$\bar{P}(Re_u, \bar{Q}); \quad \bar{N}(Re_u, \bar{Q}); \quad \eta(Re_u, \bar{Q}) \quad (30)$$

Estas curvas describen las características aerodinámicas de ventiladores fabricados de acuerdo a la misma configuración aerodinámica pero de diversos tamaños, para diferentes densidad, viscosidad del fluido transportado y velocidad angular.

Se sabe que para valores suficientemente grandes del número de Reynolds disminuye la viscosidad y puede llegar a ser irrelevante. Para la etapa centrífuga, el número crítico $Re_{kp} \approx 5 \cdot 10^6$. Los valores más altos del número de Reynolds no tienen ningún efecto sobre los parámetros aerodinámicos del ventilador, ya que el flujo en esta etapa se convierte en semejante. Entonces todos los parámetros adimensionales son funciones de una sola combinación adimensional \bar{Q} . Las relaciones $\bar{P}(\bar{Q})$, $\bar{N}(\bar{Q})$, $\eta(\bar{Q})$ determinan las características aerodinámicas adimensionales del ventilador como se vio en la Figura 43. El factor de caudal \bar{Q} es el único criterio de similitud de flujos en el ventilador. (pág. 13)

3.2.1.3. VELOCIDAD EN EL ESPACIO LIBRE

Las ecuaciones (27) y (28) pueden ser derivadas, con el recalcu de rendimiento Q, presión H y potencia N del ventilador, interpretada por el mismo esquema, pero con diferentes diámetros D_2 , a diferente velocidad de rotación n y densidad del ambiente ρ :

$$\begin{cases} \frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right) \frac{n'}{n''}; & \frac{P'}{P''} = \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right)^2 \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 \frac{\rho'}{\rho''}; \\ \frac{N'}{N''} = \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right)^5 \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 \frac{\rho'}{\rho''}; & \frac{\eta'}{\eta''} = \frac{\eta'_e}{\eta''_e} = 1. \end{cases} \quad (31)$$

Excluyendo las dos primeras ecuaciones de (31), la primera la razón del diámetro $\frac{D_2'}{D_2''}$, y luego la razón de la frecuencia de rotación $\frac{n'}{n''}$, obtenemos las siguientes relaciones:

$$\begin{cases} n'(Q')^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P'}{\rho'}\right)^{-\frac{3}{4}} = n''(Q'')^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P''}{\rho''}\right)^{-\frac{3}{4}} = const \\ D_2'(Q')^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{P'}{\rho'}\right)^{\frac{1}{4}} = D_2''(Q'')^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{P''}{\rho''}\right)^{\frac{1}{4}} = const \end{cases} \quad (32)$$

Generalmente denotada como:

$$n_{yd} = nQ^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P}{\rho}\right)^{-\frac{3}{4}}, \quad D_{yd} = D_2 Q^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{P}{\rho}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (33)$$

Se sigue de (32) que los parámetros adimensionales, velocidad específica n_{yd} y el diámetro específico D_{yd} , junto con los coeficientes adimensionales \bar{Q} y \bar{H} caracterizan el tipo de ventilador, e independiente de sus dimensiones, la velocidad y la densidad del medio. Por (33) se pueden establecer el significado físico de los parámetros n_{yd} y D_{yd} . La velocidad específica es numéricamente igual a la frecuencia de rotación, el diámetro específico o diámetro del ventilador y la proporción del diámetro del ventilador de tal manera que, cuando el caudal es $Q = 1 \frac{m^3}{s}$, proporciona la presión total que es numéricamente igual a la densidad del fluido transportado. (pág. 14)

Además los parámetros n_{yd} y D_{yd} en la literatura nacional y extranjera son también parámetros dimensionales¹: Rapidez n_y en $m^3 \cdot kg^{-\frac{3}{4}} \cdot s^{-\frac{3}{2}}$ y D_y en $m^{-1} \cdot kg^{\frac{1}{4}} \cdot s^{\frac{1}{2}}$.

1La velocidad específica n_y y el diámetro específico D_y son parámetros que caracterizan el tipo de ventilador. Estos son numéricamente iguales a la frecuencia de rotación n y el diámetro del impulsor D_2 , respectivamente, proporcionando un rendimiento $Q = 1 \frac{m^3}{s}$ y la presión total $H = 1 \frac{kg}{m^2}$.

$$n_y = nQ^{\frac{1}{2}}(H)^{-\frac{3}{4}}, \quad D_y = D_2Q^{-\frac{1}{2}}(H)^{\frac{1}{4}} \quad (34)$$

En estas fórmulas, el caudal se expresa en $\frac{m^3}{s}$, y la presión total para la densidad del aire a condiciones normales es decir con $\rho = 0,122 \text{ kg} \cdot \frac{s^2}{m^4}$, P en $\frac{kg}{m^2}$. Se relacionan los parámetros dimensionales n_y y D_y con los adimensionales n_{yd} y D_{yd} por las siguientes fórmulas:

$$n_y = \rho^{-\frac{3}{4}}n_{yd}; \quad D_y = \rho^{\frac{1}{4}}D_{yd} \quad (35)$$

Sustituyendo en (34) cantidades dimensionales de rendimiento, coeficientes adimensionales de presión y tomando la densidad del aire como $\rho = 0,122 \text{ kg} \cdot \frac{c^2}{m^4}$, obtenemos:

$$\begin{aligned} n_y &= 30\pi^{-\frac{1}{2}}\rho^{-\frac{3}{4}}Q^{\frac{1}{2}}P^{-\frac{3}{4}} = 82Q^{\frac{1}{2}}P^{-\frac{3}{4}} \\ D_y &= 2\pi^{-\frac{1}{2}}\rho^{\frac{1}{4}}Q^{-\frac{1}{2}}P^{\frac{1}{4}} = 0,67Q^{-\frac{1}{2}}P^{\frac{1}{4}} \end{aligned} \quad (36)$$

Los parámetros n_y y D_y son muy útiles cuando se comparan diferentes tipos de ventiladores y optimizan la elección del tipo de ventilador para proporcionar los valores de rendimiento y presión deseados.

Cada punto de las características aerodinámicas del ventilador tiene su propia velocidad específica y diámetro específico, con un aumento en el valor del rendimiento n_y varía de cero en $Q = 0$, hasta el infinito en $P = 0$, y el valor de D_y - desde el infinito a cero. Sin embargo, el ventilador se fabrica generalmente de acuerdo a los modelos correspondientes a la zona de trabajo de la característica, por lo que cada tipo de ventilador se une a un rango de valores de velocidad específica y diámetro específico. Estos valores n_y y D_y caracterizan el tipo de ventilador centrífugo. El rango de velocidad específica adimensional para ventiladores centrífugos de flujo unilateral, es decir con una sola entrada de aire, y de una sola etapa varía entre $11 \leq n_y \leq 80$, y el diámetro específico se encuentra en el rango $6 \leq D_y \leq 0,85$. (pág. 15)

Dados los valores de velocidad angular y presión total del ventilador, resulta un mayor rendimiento (34) para aumentar la rapidez. Para mejorar el rendimiento,

es necesario aumentar la anchura del impulsor del ventilador, la carcasa de voluta y el diámetro de entrada al ventilador D_0 .

Por lo tanto, podemos suponer que al aumentar la rapidez, las dimensiones del ventilador en la dirección axial se incrementan, y la diferencia de diámetros D_2 y D_0 disminuye. El diámetro del impulsor del ventilador D_2 es directamente proporcional al diámetro específico D_y (34). Por lo tanto, para reducir el tamaño del ventilador, y por lo tanto para reducir su peso y coste necesario, se debe escoger ventiladores con el menor valor posible de diámetro específico o adoptar un modo de funcionamiento en la parte derecha de la curva característica donde los valores de D_y sean los más pequeños.

Por lo tanto, los parámetros n_y y D_y deben ser considerados principalmente al seleccionar el tipo de ventiladores que cumplan con la tarea requerida, y para clasificarlos según los esquemas aerodinámicos del ventilador. No debemos asumir la velocidad específica y el diámetro específico generales que caracterizan completamente las cualidades aerodinámicas del ventilador, como se hace a veces. (pág. 15)

3.2.1.4. PRUEBAS AERODINÁMICAS DEL VENTILADOR

Considerando las cuestiones relacionadas con la investigación, el desarrollo y la aplicación de los ventiladores utilizando sus características aerodinámicas, a pesar del aumento de la precisión del método de cálculo de los ventiladores centrífugos aerodinámicos, el comportamiento predicho del nuevo ventilador desarrollado tiene un grado inferior a las características de precisión obtenidos experimentalmente.

Los parámetros adimensionales características del ventilador se vuelve a calcular según las fórmulas (27), (29) y las características obtenidas previamente del ventilador modelo, que es geoméricamente similar a este. Sin embargo, estas características de diseño no siempre son fiables debido a la falta completa de similitud geométrica, el ventilador fabricado no es de buena calidad y otras razones. Por lo tanto, existe la necesidad de pruebas aerodinámicas de ventiladores. Dependiendo del tamaño del ventilador, las condiciones y los objetivos de la prueba se distinguen las pruebas de laboratorio, fábrica y producción. (Solomahovoy, 1975, pág. 171)

Las pruebas de laboratorio, a las que se somete un modelo o ventiladores de menor tamaño, generalmente son llevadas a cabo en el desarrollo de nuevos tipos de máquinas para examinar la influencia de la configuración de los elementos estructurales individuales sobre las características del ventilador en su conjunto, comprobación y comparación de diferentes dispositivos de control. Las pruebas de laboratorio son realizadas en unidades especialmente equipadas, que proporcionan características de recepción del ventilador con un alto grado de precisión en todo el rango de rendimiento. Con la preparación, puesta en marcha de las pruebas aerodinámicas de ventiladores y el procesamiento de datos experimentales, se puede predecir un gran número de problemas. (pág. 172)

3.3. MÉTODOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS AERODINÁMICOS DEL VENTILADOR

3.3.1. REDUCCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE PRESIÓN Y POTENCIA A CONDICIONES NORMALES

La presión, desarrollado por un ventilador, y la potencia N en su eje, en todos los modos de funcionamiento de la máquina son directamente proporcionales a la densidad del gas transportado. Para permitir la comparación de las características de diferentes ventiladores y algunos otros propósitos medidos; los valores de P y N experimentalmente se suele llevar a sus valores en las denominadas condiciones atmosféricas normales, que corresponden a: presión atmosférica $\rho_a = 760 \text{ mm Hg}$ o $10\,330 \text{ kg/m}^2$; temperatura del aire $t = 20^\circ\text{C}$ o $T = 293 \text{ K}$; humedad relativa $\varphi = 50\%$ y aceleración debida a la gravedad $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. (Solomahovoy, 1975, pág. 268)

De la ecuación de Clapeyron, la densidad:

$$\rho = \frac{P}{gRT} \quad (37)$$

En condiciones atmosféricas normales, la constante de los gases $R = 29,4$ metros por grado, la densidad del aire $\rho = 0,122 \text{ kg} \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^4}$.

Las condiciones atmosféricas normales se llevan a cabo por un factor:

$$\Delta = \frac{760(273+t)Rg}{\rho_a \cdot 293 \cdot 9,81 \cdot 29,4} \quad (38)$$

Donde ρ_a , t , g y R son los parámetros del aire en las condiciones de ensayo.

La magnitud de la aceleración de la gravedad depende de la latitud geográfica de donde se realiza el ensayo y su altura sobre el nivel del mar. Sin embargo, cuando los cambios en toda su gama de latitud varía entre 0 a 90° y la altitud de 200 a 5000 m, el cambio en el valor de g no excede 0,5% y por lo tanto casi nunca se toma en cuenta.

De la carta psicométrica se obtuvieron los valores de humedad relativa ϕ correspondientes al bulbo seco y húmedo. La constante del gas aumenta ligeramente con el aumento de temperatura y humedad relativa. Y se muestra en la Figura 44.

t (°C)	10	20	30	40	50
	R/29.4				
Φ= 50%	0,998	1,0	1,004	1,01	1,025
Φ= 100%	1,003	1,005	1,012	1,025	1,045

Figura 44. Variación de la constante del gas

Fuente: (Solomahovoy, 1975/2015)

La diferencia R de 29.4, en muchos casos puede ser despreciada. Por lo tanto, la fórmula (38) para calcular Δ toma una forma más simple:

$$\Delta = \frac{760(273+t)}{293\rho_a} \quad (39)$$

La presión atmosférica ρ_a en el laboratorio se mide por lo general con un barómetro de mercurio con una precisión de la lectura $\pm 0,1$ mm Hg, y para las pruebas de fábrica e industriales con barómetros aneroides con una precisión de lectura $\pm 0,5$ mm Hg. La temperatura del aire ambiente en el lugar donde se llevan a cabo las pruebas de los termómetros de mercurio tiene un intervalo de medición de la escala 0,5-1,0°C. (pág. 269)

3.4. SELECCIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

3.4.1. CRITERIO DE SELECCIÓN DE VENTILADORES USANDO LA VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ROTACIÓN

En aquellos casos en que existe la necesidad de desarrollar un nuevo ventilador se utilizan típicamente los patrones de datos de prueba. Muchas instituciones internacionales desarrollaron un gran número de esquemas aerodinámicos de modelos de ventiladores centrífugos que se prueban a fondo en las cámaras de viento. En la Figuras 45 se presenta la configuración aerodinámica adimensional y las características de un ventilador centrífugo con álabes rectos curvados hacia atrás. (Solomahovoy, 1975, pág. 244)

El método de selección del esquema inicia con el cálculo de la velocidad específica proveniente de los parámetros desarrollados por el ventilador, y a partir de este el cálculo aerodinámico del ventilador. (Solomahovoy, 1975, pág. 244)

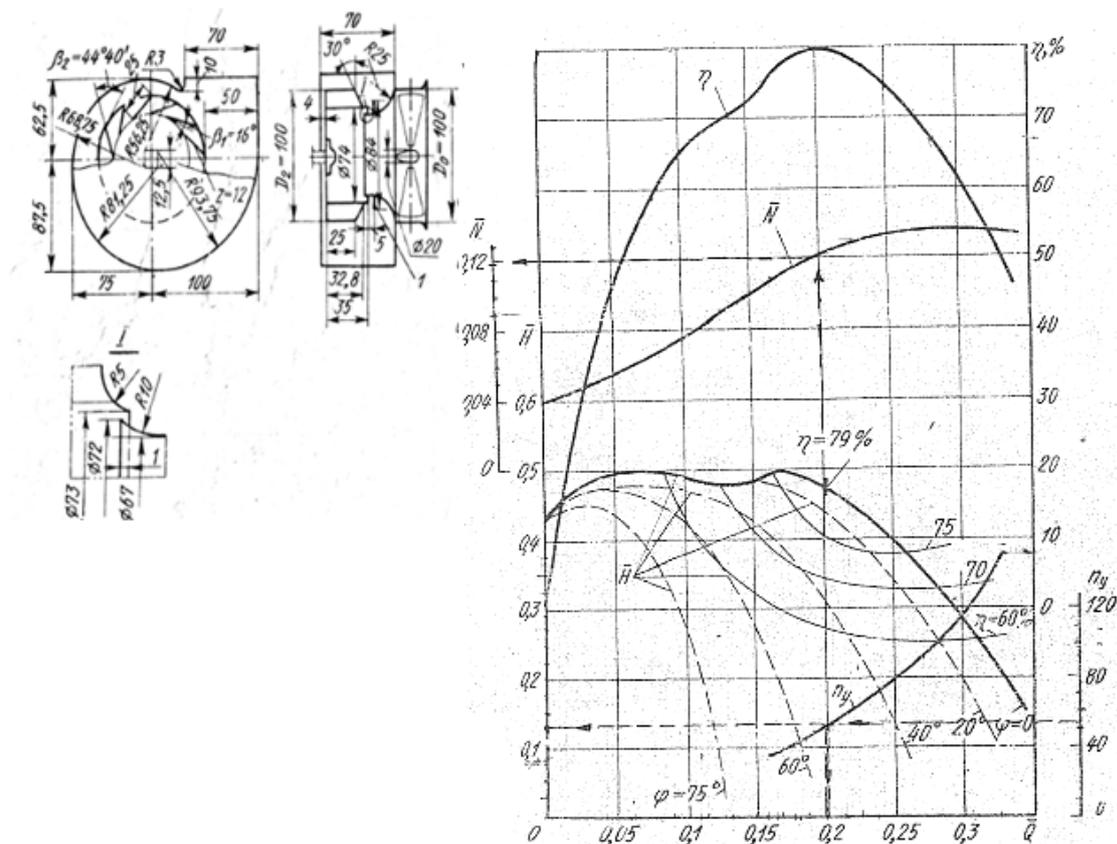


Figura 45. Curvas características del ventilador centrífugo con álabes rectos curvados hacia atrás

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

3.4.2. CRITERIO DE SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS USANDO UN MÉTODO GENÉRICO

El método genérico es ampliamente extendido en la literatura internacional y establece una relación directa entre los parámetros del ventilador y su diámetro. Este procedimiento se utiliza para seleccionar un ventilador cuando se fija la presión, el caudal y las dimensiones.

Al inicio de la segunda ecuación (34) se determina el diámetro específico para los parámetros generales dados:

$$D_y = D_2 Q^{-\frac{1}{2}} P^{\frac{1}{4}} \quad (40)$$

Luego se selecciona el diseño aerodinámico del ventilador, que está en el régimen nominal, o cerca de él es el mismo valor global, calculado por la segunda ecuación de (36):

$$D_y = 0,67 Q^{-\frac{1}{2}} P^{\frac{1}{4}} \quad (41)$$

Por la relación de presión o caudal de este régimen, se determina la frecuencia de rotación del impulsor de acuerdo con las fórmulas:

$$n = \frac{19,1}{D_2} \sqrt{\frac{P}{\rho \bar{P}}} ; \quad n = \frac{24,32 Q}{Q D_2^3} \quad (42)$$

Si se define completamente, una presión estática, el cálculo de D_y para los parámetros dimensionales y adimensionales son para una presión estática P_e .

Se demostró, que las curvas característica de ventiladores se puede construir no sólo en los parámetros Q y P , sino también en parámetros n_y y D_y . Esto es útil cuando tenemos valores de presión y rendimiento determinados, que deben ser definidos como el diámetro y la velocidad del impulsor. (Solomahovoy, 1975, pág. 260)

Es fácil establecer una relación matemática entre los parámetros D_y y n_y . Para ello, hay que resolver las dos ecuaciones (36), y proceder con la eliminación de cualquier \bar{Q} .

$$D_y = \frac{54,679}{n_y P^{\frac{1}{2}}} \quad (43)$$

La ecuación (43) determina la dependencia $D_y(n_y)$ para cualquier ventilador por su característica $\bar{P}(\bar{Q})$, obtenida experimentalmente. Al establecer el valor \bar{P} , se puede encontrar una familia de curvas $D_y(n_y)$, que permite construir el nomograma de la Figura 48 para determinar el tipo de ventilador más eficiente y el diámetro del impulsor. (pág. 260)

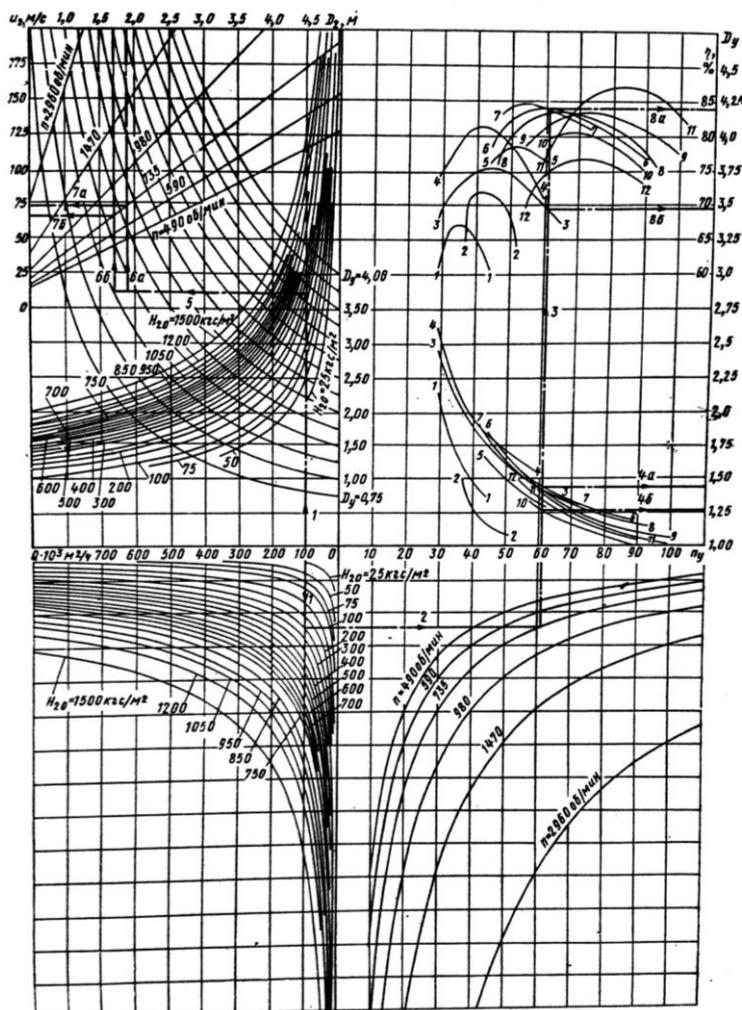


Figura 46. Nomograma para determinar el diámetro del impulsor

Fuente: (Solomahovoy, 1975)

3.5. MODELACIÓN MATEMÁTICA

La aplicación de la modelación matemática consiste en el reemplazo del objeto cognitivo por su modelo matemático, implementado en algoritmos lógico – numéricos en un ordenador, permite estudiar las cualidades del proceso original. Al trabajar con el modelo matemático y no con el objeto cognitivo. En esta investigación el objeto cognitivo es el ventilador centrífugo de alabes rectos curvados hacia atrás debidamente ensayado en bancos de pruebas para obtener sus curvas características. En forma relativamente rápida y a bajos costos, se pueden estudiar y pronosticar sus propiedades de estado. (Domínguez Calle, 2010)

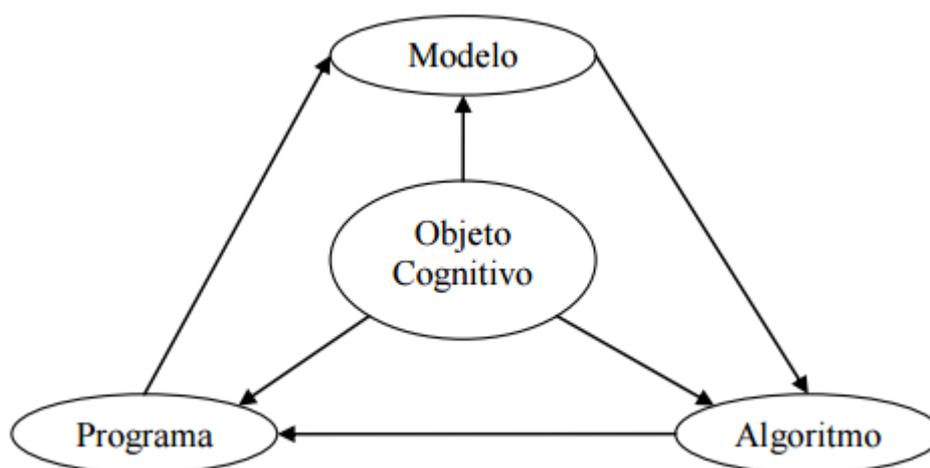


Figura 47. Trilogía Modelo – Algoritmo – Programa

Fuente: (Samarsky y Mikhailov, 1997)

Los algoritmos numéricos permiten, apoyándose en la potencia de cálculo de los ordenadores, verificar las cualidades del objeto cognitivo en una forma no accesible para los enfoques teóricos. Los programas de ordenador traducen el modelo y el algoritmo a un lenguaje entendible por el ordenador.

El segundo nacimiento de la modelación matemática tuvo lugar con la aparición del ordenador en los años 40 – 50 del siglo XX y fue impulsado por los requerimientos, sin precedente, de los gobiernos de Estados Unidos y de la Unión Soviética (Samarsky y Mikhailov, 1997) para la creación de escudos de defensa antiaérea contra misiles nucleares. Este éxito contribuyó al desarrollo de la modelación matemática hasta sus niveles actuales posicionándola en el núcleo estructural de la sociedad de la información. (Domínguez Calle, 2010)

CAPÍTULO 4

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO MODELO

4.1. CONSIDERACIONES PREVIAS

El objetivo de este capítulo es obtener las ecuaciones de las curvas características aerodinámicas de una familia específica de ventiladores centrífugos.

Dicho ventilador modelo, es como ya se ha mencionado, un ventilador centrífugo con álabes rectos curvados hacia atrás, por su mayor porcentaje de eficiencia y construcción económica. El número de álabes es igual a doce.

Las curvas características aerodinámicas del ventilador que se utilizaron en este proyecto, Figura 45, fueron obtenidas de ensayos en laboratorios rusos debidamente equipados por analistas especializados. Debido a que en América Latina no se cuenta con curvas características de ventiladores centrífugos, que relacionen coeficiente adimensionales aerodinámicos.

Como el propósito de este trabajo es realizar un estudio únicamente del ventilador es importante observar que los datos que se están buscando no serán referidos a la entrada o salida de algún conducto, sino que serán datos alusivos al caudal que puede suministrar el ventilador a descarga libre.

4.2. MÉTODO

Para encontrar las curvas características aerodinámicas, se buscó primero digitalizar la Figura 45, utilizando el método tabular que se detalla a continuación, para luego encontrar las líneas de tendencia polinómica de cada curva y su coeficiente de correlación.

4.2.1. MÉTODO TABULAR

Se localizaron los puntos más sobresalientes de la gráfica para que estos generen coordenadas, creando tablas con variables dependientes e independientes, al tratarse de curvas se debe ser muy minucioso en los puntos de inflexión y deflexión, posteriormente se trazaron los puntos de la tabla en una gráfica cartesiana.

Los coeficientes adimensionales de velocidad específica, presión total, potencia y eficiencia se encuentran en función del coeficiente de caudal o caudal relativo.

Algunas de estas gráficas tienen una forma compleja, como por ejemplo la curva de presión total relativa es la unión de tres curvas diferentes, Figura 50.

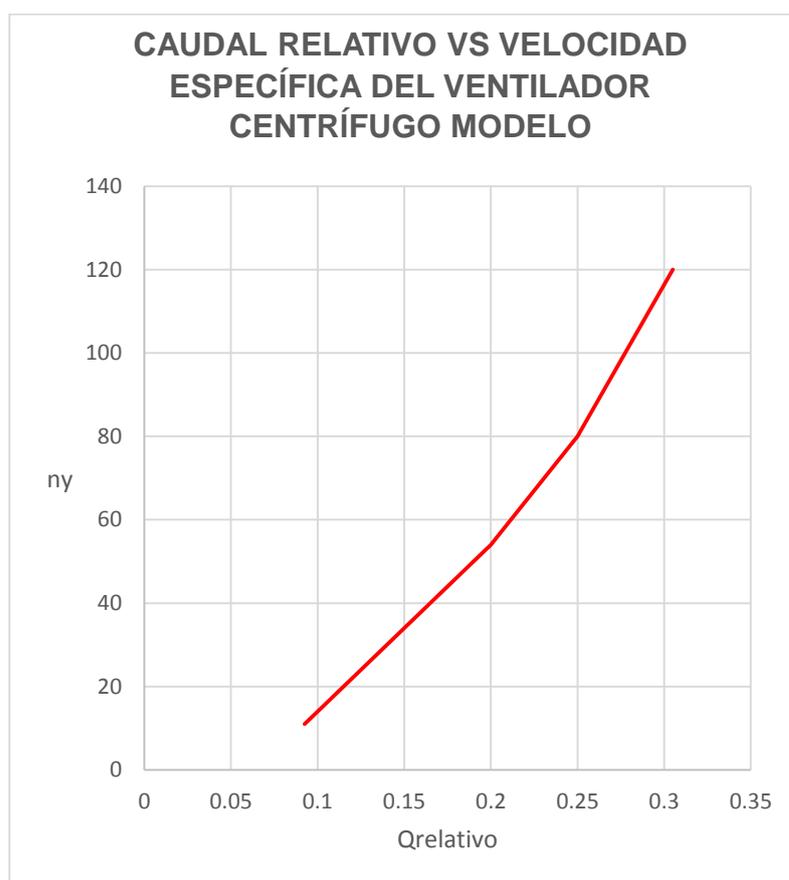


Figura 48. Caudal relativo vs Velocidad específica del ventilador centrífugo modelo

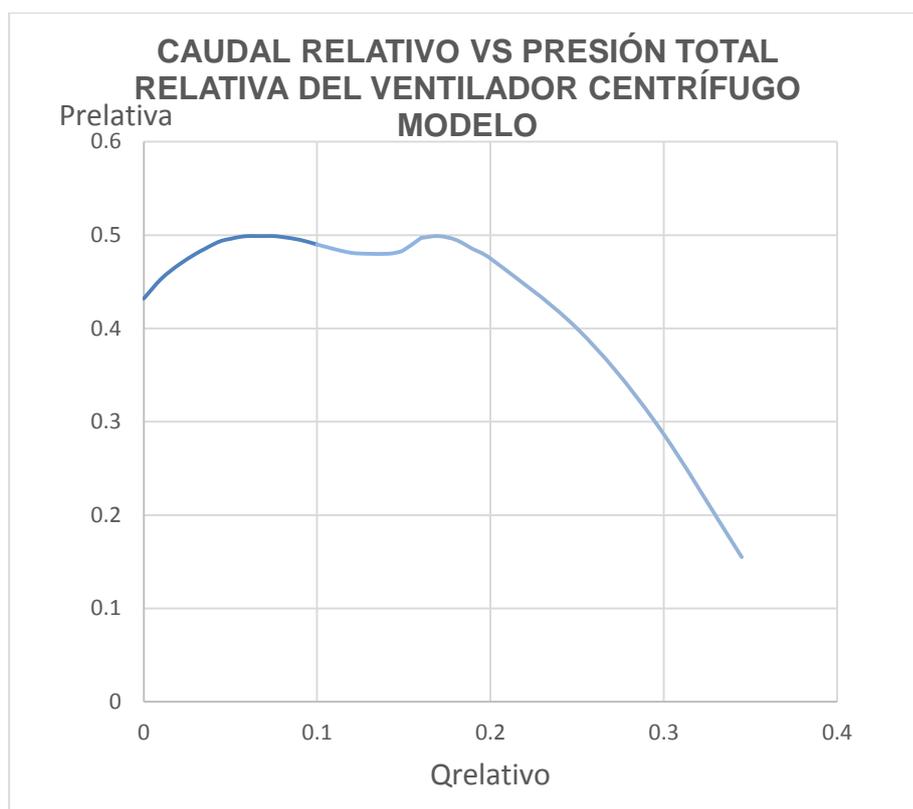


Figura 49. Caudal relativo vs Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo

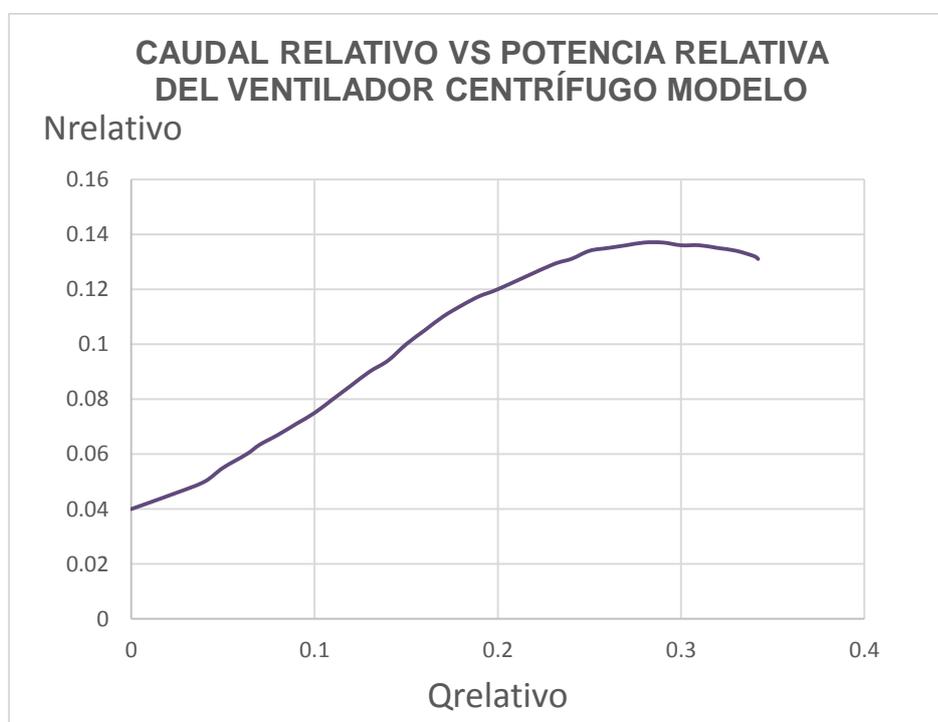


Figura 50. Caudal relativo vs Potencia relativa del ventilador centrífugo modelo

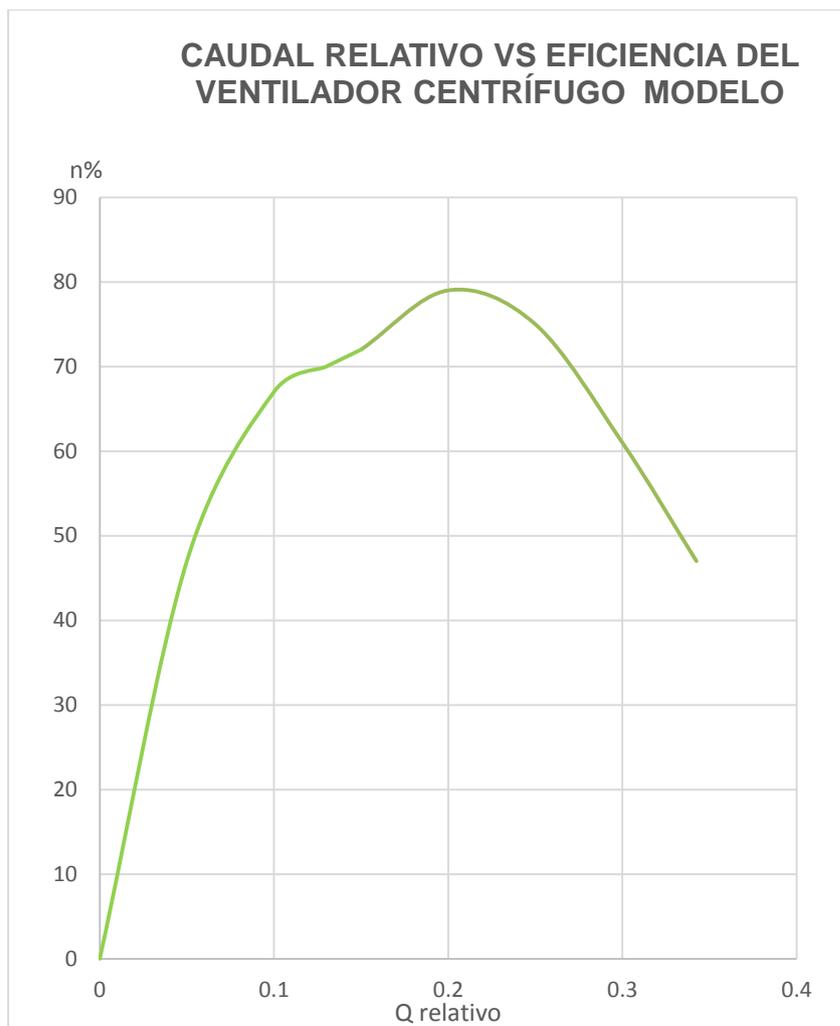


Figura 51. Caudal relativo vs Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo

4.2.2. LÍNEA DE TENDENCIA POLINÓMICA

Las líneas de tendencia polinómicas son una herramienta para el análisis gráfico, que predice el comportamiento de la curva, cuando los datos fluctúan.

Se procedió a agregar líneas de tendencias a cada una de las curvas y de los tramos de curva cuando se trataba de gráficas compuestas. El orden del polinomio se puede determinar mediante el número de fluctuaciones en los datos o en función del número de máximos y mínimos que aparecen en la curva.

La línea de tendencia es más confiable cuando el valor del coeficiente de correlación, calculado automáticamente y expresado como R cuadrado está establecido en 1 o cerca de 1.

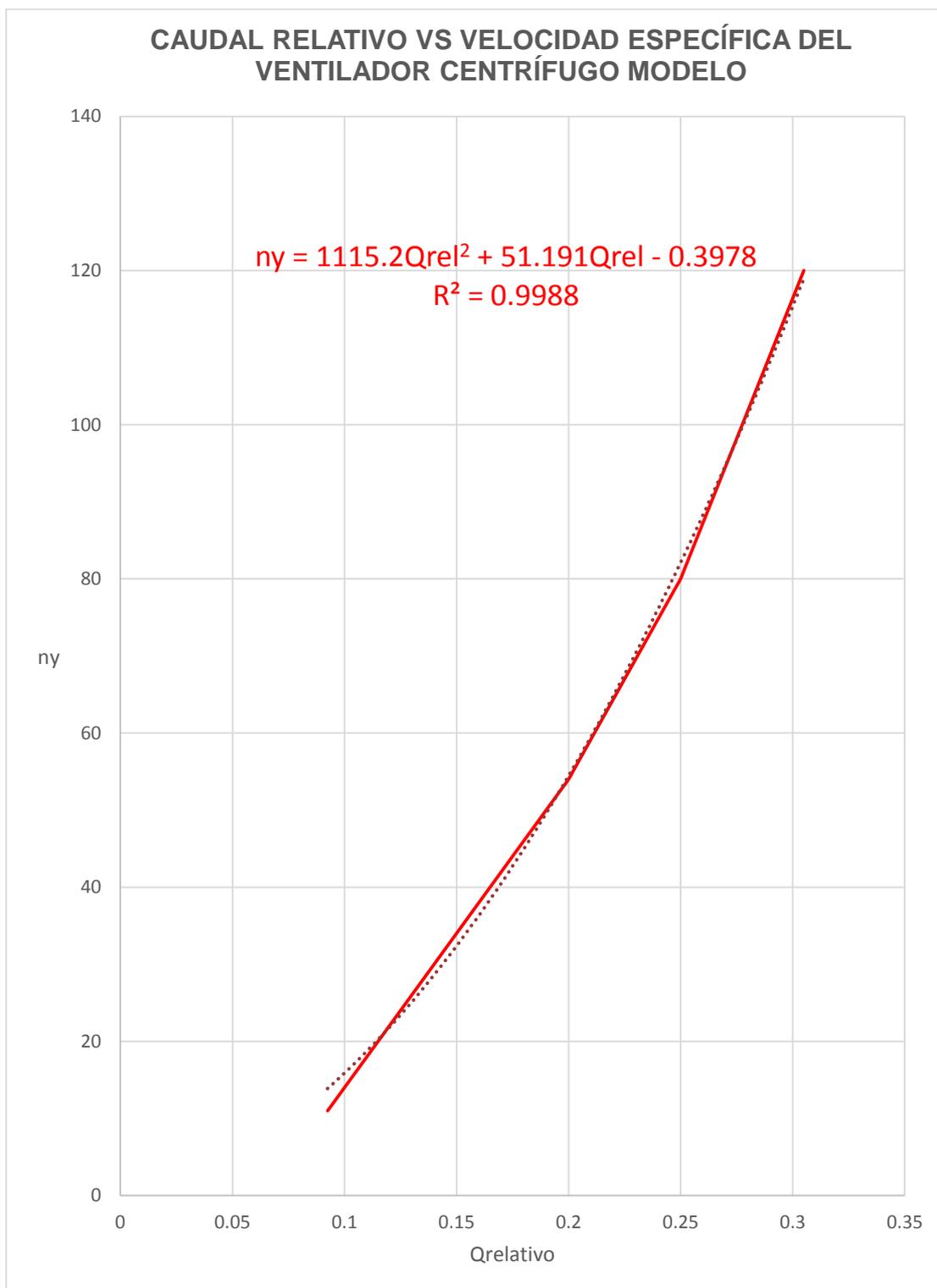


Figura 52. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Velocidad específica

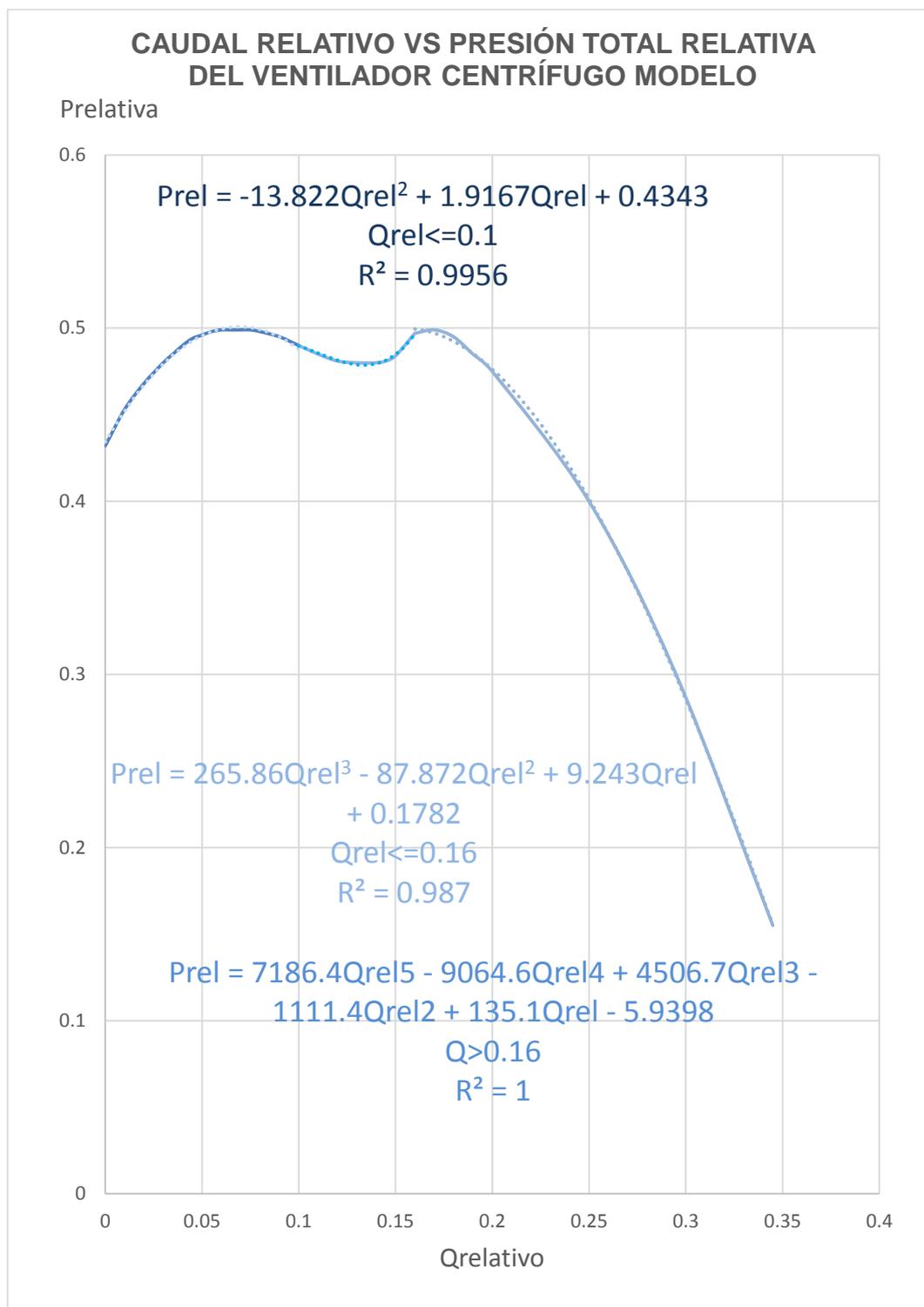


Figura 53. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Presión total relativa

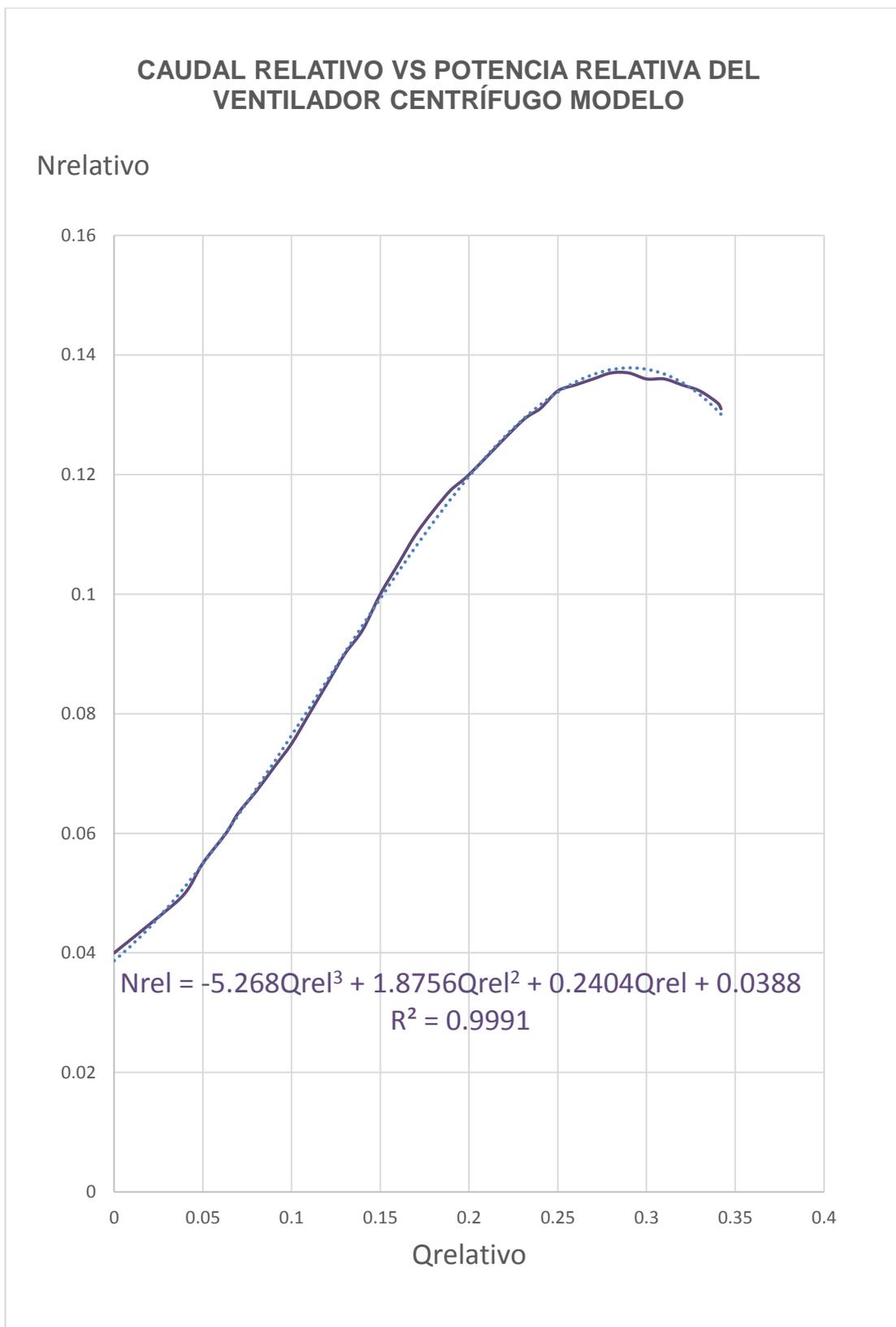


Figura 54. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Potencia relativa

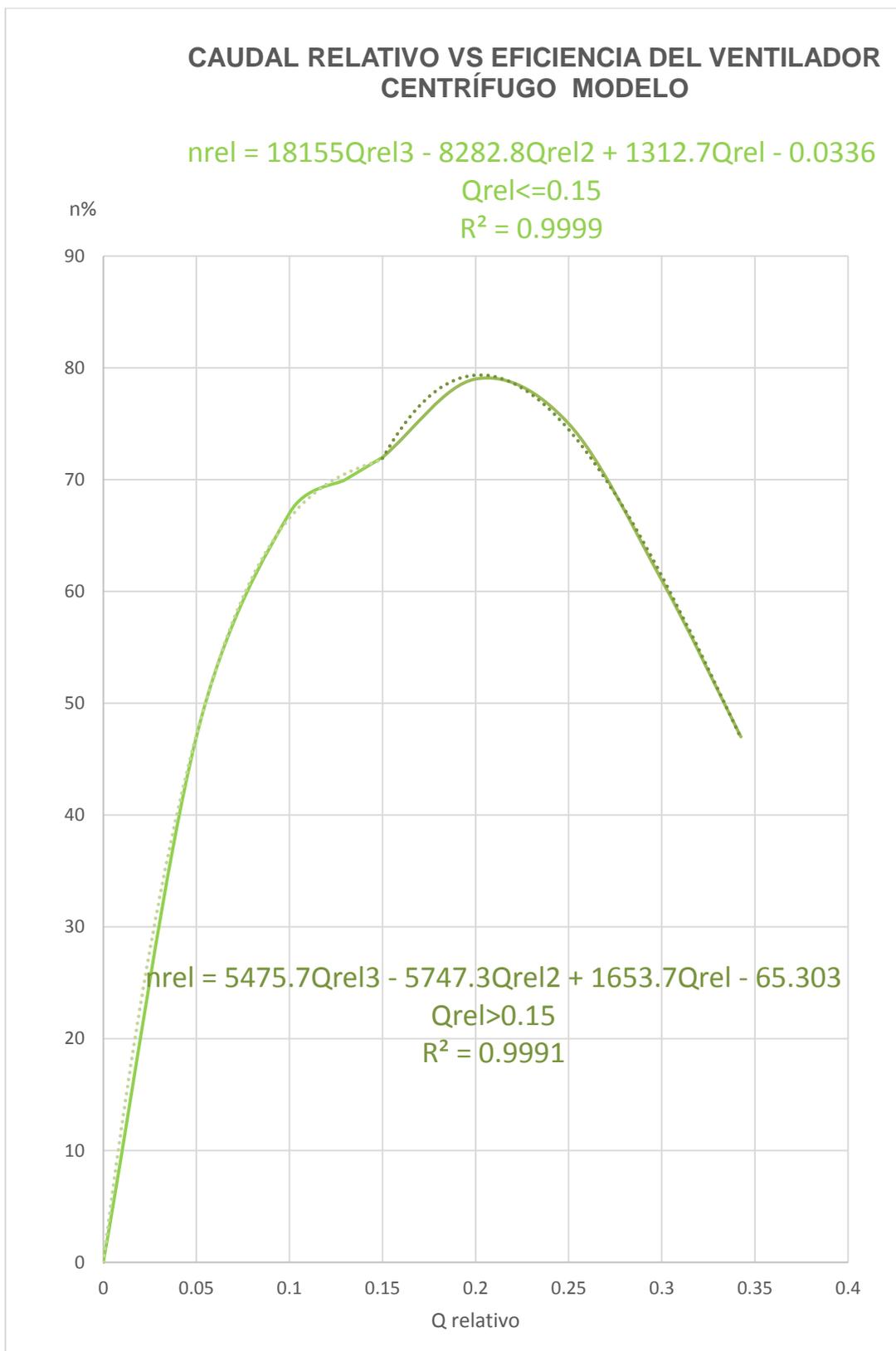


Figura 55. Línea de tendencia de la gráfica Caudal relativo vs Eficiencia

4.3. CURVAS CARACTERÍSTICAS AERODINÁMICAS

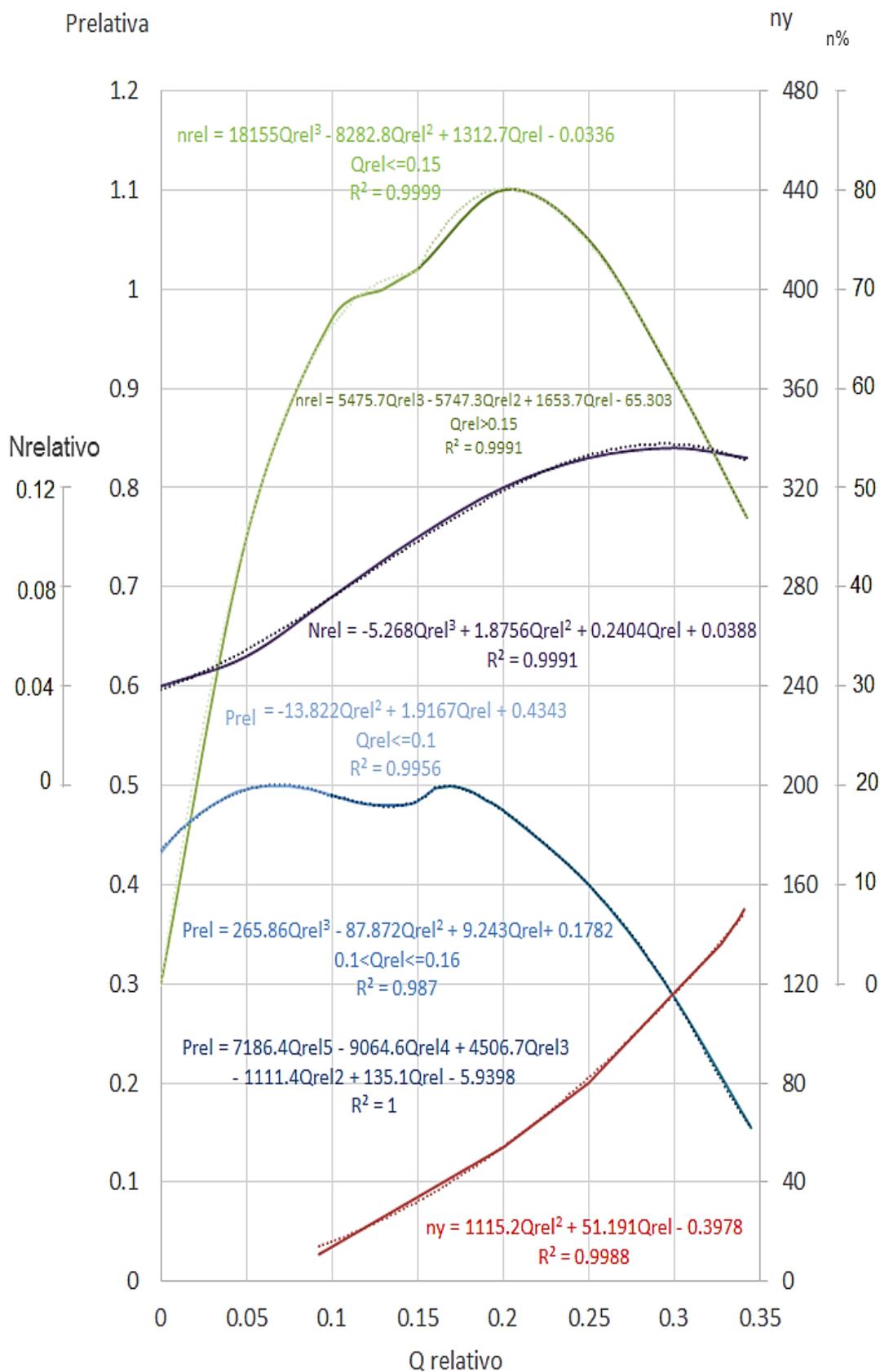


Figura 56. Curvas características del ventilador centrífugo modelo

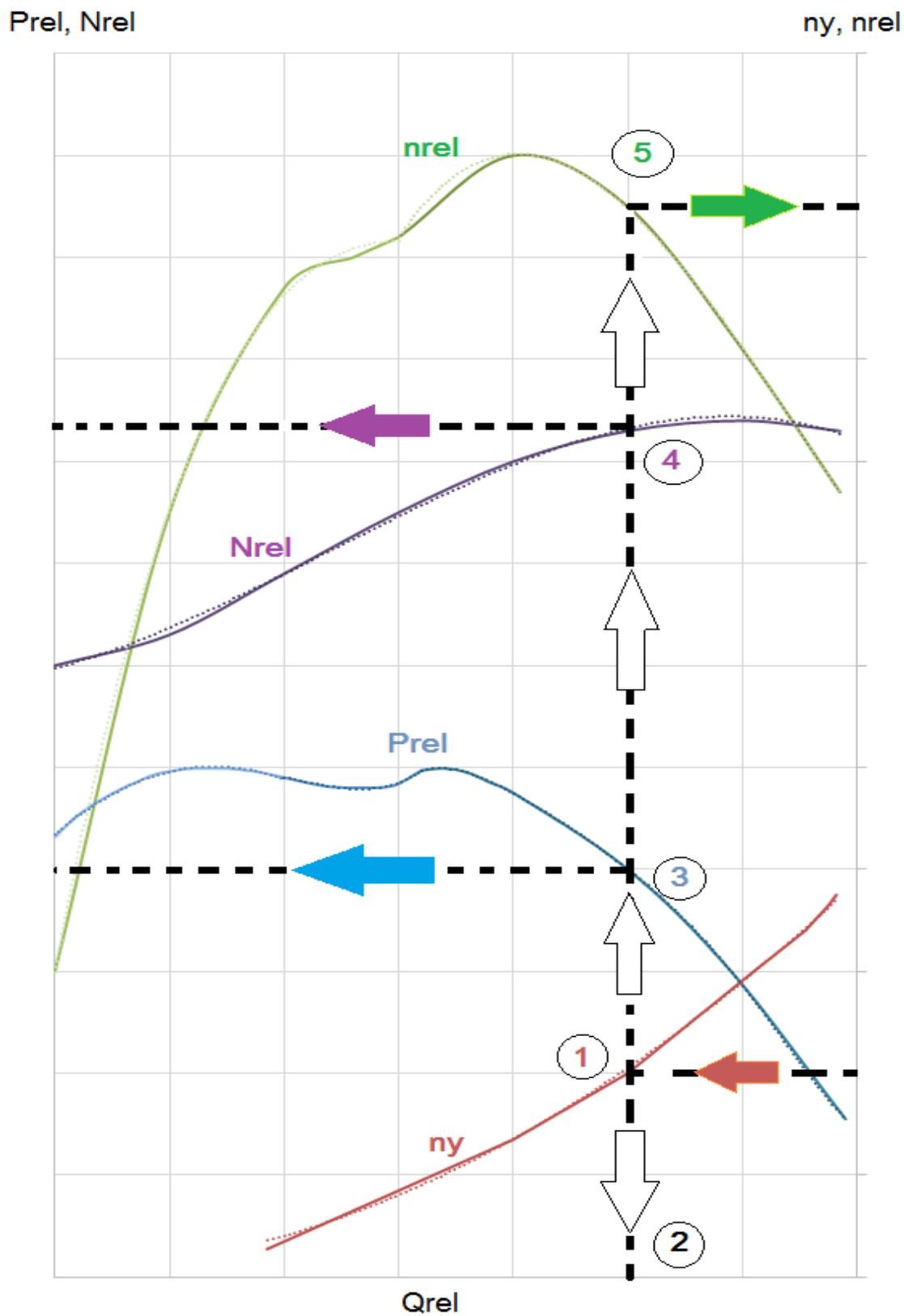


Figura 57. Determinación de los parámetros aerodinámicos adimensionales

La Figura 57 es la compilación de todas las gráficas detalladas anteriormente, y como se puede apreciar en la gráfica todos los parámetros están en función del caudal de entrada del ventilador centrífugo modelo y el valor del coeficiente de correlación en todas las curvas se aproxima a 1, lo que representa un buen ajuste de la línea en relación con los datos.

Donde:

Q_{rel} = Caudal relativo de entrada del ventilador centrífugo modelo

ny = Velocidad específica del ventilador centrífugo modelo

P_{rel} = Presión total relativa del ventilador centrífugo modelo

N_{rel} = Potencia relativa del ventilador centrífugo modelo

η_{rel} = Eficiencia relativa del ventilador centrífugo modelo

La Figura 58 muestra el orden de determinación de los parámetros aerodinámicos adimensionales.

4.4. ECUACIONES DE LOS PARÁMETROS AERODINÁMICOS

Las ecuaciones encontradas mediante un método gráfico, definen los parámetros aerodinámicos del ventilador modelo. Se enuncian a continuación los coeficientes adimensionales: velocidad específica (44), presión total relativa (45), potencia relativa (46) y eficiencia relativa (47).

$$ny(Q_{rel}) = 1115.2Q_{rel}^2 + 51.191Q_{rel} - 0.3978 \quad 11 \leq ny \leq 80 \quad (44)$$

$$P_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} -13.822Q_{rel}^2 + 1.9167Q_{rel} + 0.4343 & Q_{rel} \leq 0.1 \\ 265.86 Q_{rel}^3 - 87.872Q_{rel}^2 + 9.243Q_{rel} + 0.1782 & 0.1 < Q_{rel} \leq 0.16 \\ 7186.4Q_{rel}^5 - 9064.6Q_{rel}^4 + 4506.7Q_{rel}^3 - 1111.4Q_{rel}^2 + 135.1Q_{rel} - 5.9398 & Q_{rel} > 0.16 \end{cases} \quad (45)$$

$$N_{rel} = -5.268Q_{rel}^3 + 1.8756Q_{rel}^2 + 0.2404Q_{rel} + 0.0388 \quad (46)$$

$$\eta_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} 18155Q_{rel}^3 - 8282.8Q_{rel}^2 + 1312.7Q_{rel} - 0.0336 & Q_{rel} \leq 0.15 \\ 5475.7Q_{rel}^3 - 5747.3Q_{rel}^2 + 1653.7Q_{rel} - 65.303 & Q_{rel} > 0.15 \end{cases} \quad (47)$$

CAPÍTULO 5

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO

Este apartado tiene como objetivo encontrar un algoritmo matemático que proporcione los parámetros necesarios, para el diseño de un ventilador centrífugo de alabes rectos curvados hacia atrás que utilice la mínima cantidad posible de energía. Para dimensionar el nuevo ventilador se deben tener por lo menos dos parámetros: el caudal y la presión total, que definen las condiciones tecnológicas de la instalación. En base a estos valores predeterminados, se diseña el ventilador que cumpla con los requisitos.

5.1. ESQUEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO MODELO

El ventilador centrífugo modelo, mostrado a continuación en la Figura 59, sirve para dimensionar el nuevo ventilador, utilizando el método de la velocidad específica de rotación, basado en circuitos aerodinámicos donde se va hacer uso de las ecuaciones de las curvas características obtenidas anteriormente.

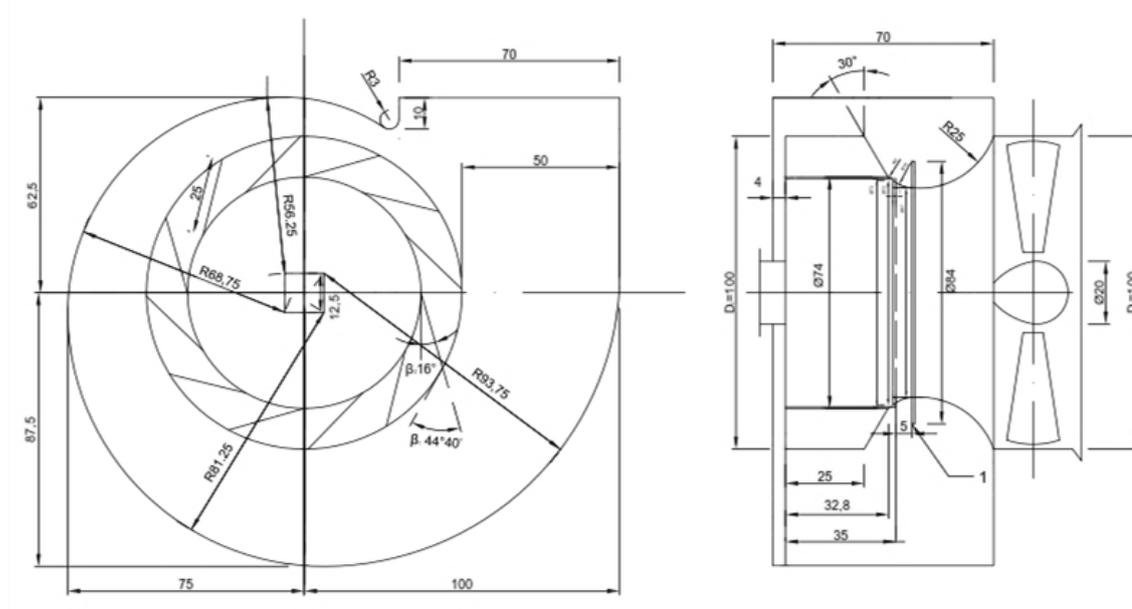


Figura 58. Esquema del Ventilador Centrífugo modelo

5.2. MÉTODO DE DISEÑO AERODINÁMICO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS UTILIZANDO LA VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ROTACIÓN

Para un diseño óptimo del tipo y tamaño de un ventilador no es suficiente con determinar el valor necesario de caudal y presión de los catálogos con las características del ventilador.

Cada ventilador se caracteriza por su valor óptimo de velocidad específica, parámetro propio de las máquinas hidráulicas. Como base standard, todos los ventiladores producidos en línea tienen una configuración aerodinámica definida.

Para el correcto diseño aerodinámico de un ventilador, primero es necesario establecer los parámetros necesarios para determinar su velocidad específica. Para determinar la velocidad específica es necesario seleccionar la velocidad de rotación del ventilador, que es dada ocasionalmente en las condiciones del proceso. Es deseable que el ventilador está conectado directamente al eje del motor, sin engranajes. En este caso, la velocidad de rotación del ventilador se coloca en una serie estándar de 500, 600, 750, 1000, 1500 y 3000 revoluciones por minuto. En otros casos, la frecuencia de rotación se determina por la capacidad de la unidad.

A continuación, se calcula la velocidad específica de rotación para la frecuencia seleccionada y de acuerdo a este valor se utiliza los esquemas aerodinámicos de modelos de ventiladores centrífugos, como el de la Figura 57.

5.2.1. IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO MATEMÁTICO

Se considera que los valores a condiciones dadas, así como los coeficientes adimensionales de caudal, presión y potencia para todos los ventiladores centrífugos de álabes rectos curvados hacia atrás son los mismos. Esto permite que la velocidad específica proveniente de los parámetros desarrollados por el ventilador, seleccionen el diseño aerodinámico óptimo. La velocidad específica se determina mediante la fórmula (34):

$$n_y = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{P_{20}^{\frac{4}{3}}}$$

Aunque la velocidad específica de rotación n_y es un parámetro adimensional, se deben emplear unidades convenientes pero inconsistentes para especificarla.

Donde:

n = Velocidad de rotación del impulsor en *rpm*

Q = Caudal del ventilador en $\frac{m^3}{s}$

P_{20} = Presión total reducida a condiciones normales en $\frac{kg}{m^2}$

Nota: 1 *mm H₂O* equivale a $1 \frac{kg}{m^2}$, el Anexo 1 muestra una tabla con las diferentes conversiones de las unidades de presión.

Las condiciones normales a las que se transporta el gas son:

$$\rho_{20} = 0,122 \text{ kg} \cdot \frac{s^2}{m^4}$$

$$t = 20^\circ C$$

$$Pa = 760 \text{ mm Hg}$$

$$\varphi = 50\%$$

Donde:

$$\rho_{20} = \text{Densidad del gas transportado a condiciones normales en } \text{kg} \cdot \frac{s^2}{m^4}$$

Se debe notar que las unidades de la densidad del gas transportado a condiciones normales se definen como el cociente de la densidad del aire, expresada en las unidades $\frac{kg}{m^3}$, y la gravedad, expresada en unidades del sistema internacional $\frac{m}{s^2}$.

Cuando la presión no esté a condiciones normales se debe reducir la misma, para permitir la comparación de las características de diferentes ventiladores utilizando la ecuación (48).

$$P_{20} = \frac{P\rho_{20}}{\rho} \quad (48)$$

Donde:

P = Presión total del gas transportado.

ρ = Densidad del gas transportado

El rango de la velocidad específica se ve restringido de $11 \leq ny \leq 80$ por ser los valores para ventiladores centrífugos de flujo unilateral y de una sola etapa.

Habiendo determinado la velocidad específica se establecen los parámetros adimensionales en los esquemas de las características aerodinámicas de los ventiladores, teniendo el régimen de velocidad específica para una eficiencia máxima, o el área de trabajo de características similares a la que se encuentra.

Una vez seleccionada las características adimensionales, Figura 57, a lo largo de la curva $ny(Q_{rel})$, se debe encontrar el régimen de operación con el valor de velocidad específica, y determinar sus correspondientes coeficientes adimensionales de caudal Q_{rel} , presión P_{rel} y potencia N_{rel} , así como su eficiencia η_{rel} .

Para implementar el modelo matemático se van a utilizar las ecuaciones, obtenidas por el método gráfico, de las curvas características aerodinámicas para determinar los coeficientes adimensionales.

Con el valor de la velocidad específica obtenido anteriormente, despejamos el coeficiente de caudal de la ecuación (44).

$$Q_{rel}(ny) = \frac{-51.191 + \sqrt{4395.03 + 4460.8 ny}}{2230.4} \quad (49)$$

Los parámetros de presión relativa, potencia relativa y eficiencia se encuentran en función del caudal relativo, por lo que se procede a reemplazar este valor en las siguientes ecuaciones.

$$P_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} -13.822Q_{rel}^2 + 1.9167Q_{rel} + 0.4343 & Q_{rel} \leq 0.1 \\ 265.86 Q_{rel}^3 - 87.872Q_{rel}^2 + 9.243Q_{rel} + 0.1782 & 0.1 < Q_{rel} \leq 0.16 \\ 7186.4Q_{rel}^5 - 9064.6Q_{rel}^4 + 4506.7Q_{rel}^3 - 1111.4Q_{rel}^2 + 135.1Q_{rel} - 5.9398 & Q_{rel} > 0.16 \end{cases}$$

$$N_{rel} = -5.268Q_{rel}^3 + 1.8756Q_{rel}^2 + 0.2404Q_{rel} + 0.0388$$

$$\eta_{rel}(Q_{rel}) = \begin{cases} 18155Q_{rel}^3 - 8282.8Q_{rel}^2 + 1312.7Q_{rel} - 0.0336 & Q_{rel} \leq 0.15 \\ 5475.7Q_{rel}^3 - 5747.3Q_{rel}^2 + 1653.7Q_{rel} - 65.303 & Q_{rel} > 0.15 \end{cases}$$

Estos coeficientes adimensionales permiten calcular el diámetro del impulsor D_2 . Usando la combinación de las fórmulas de presión total (50) y velocidad periférica del impulsor (51).

$$P = \bar{P} \rho u_2^2 \quad (50)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (51)$$

El diámetro del impulsor viene definido por la fórmula a continuación:

$$D_2 = \frac{19.1}{n} \sqrt{\frac{P}{\bar{P} \rho}} \quad (52)$$

En el cálculo de la fórmula (52) es necesario sustituir el valor dado de presión P_{20} y densidad ρ_{20} a condiciones normales por el valor predefinido de presión P y la densidad correspondiente ρ al gas transportado.

El área de la sección transversal del impulsor se obtiene mediante:

$$F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$$

La potencia deseada en el eje del ventilador en kW está definida por la segunda fórmula (29):

$$N = \frac{\bar{N} \rho F_2 u_2^3}{102}$$

El cálculo anterior se lleva a cabo para todos los ventiladores aceptados por los esquemas aerodinámicos considerados. Las variaciones calculadas comparan exhaustivamente el tamaño del impulsor, las dimensiones generales de la carcasa espiral de la máquina, la potencia en el eje y el control de la curva.

Para el cálculo de las dimensiones geométricas del nuevo ventilador centrífugo de alabes rectos curvados hacia atrás, con ángulos $\beta_1 = 16^\circ$ y $\beta_2 = 44^\circ 40'$, se utilizaron las condiciones de similitud geométrica para ventiladores centrífugos con la misma configuración aerodinámica. El diámetro del impulsor D_2 determina el tamaño característico del nuevo ventilador, lo que permite aplicar la semejanza entre el ventilador centrífugo modelo, Figura 59, y el ventilador diseñado aerodinámicamente.

5.2.2. PRESIÓN, CONSTANTE R Y DENSIDAD DEL GAS TRANSPORTADO

Para calcular la presión atmosférica se empleó la simplificación de la ley de los gases ideales, a una temperatura atmosférica estándar de 20°C :

$$Pa = 10330 \left(\frac{293 - 0.0065 * h}{293} \right)^{5.26} \quad (53)$$

Donde:

Pa = Presión atmosférica en $\frac{kg}{m^2}$

h = Elevación sobre el nivel del mar en m

Los valores de presión atmosférica en función de la altitud se presentan en el Anexo 3. En el Anexo 4 se muestran las diferentes alturas geográficas de ciudades ecuatorianas.

La constante del gas R se ve afectada por el aumento de la temperatura y humedad relativa como se observa en la Figura 60.

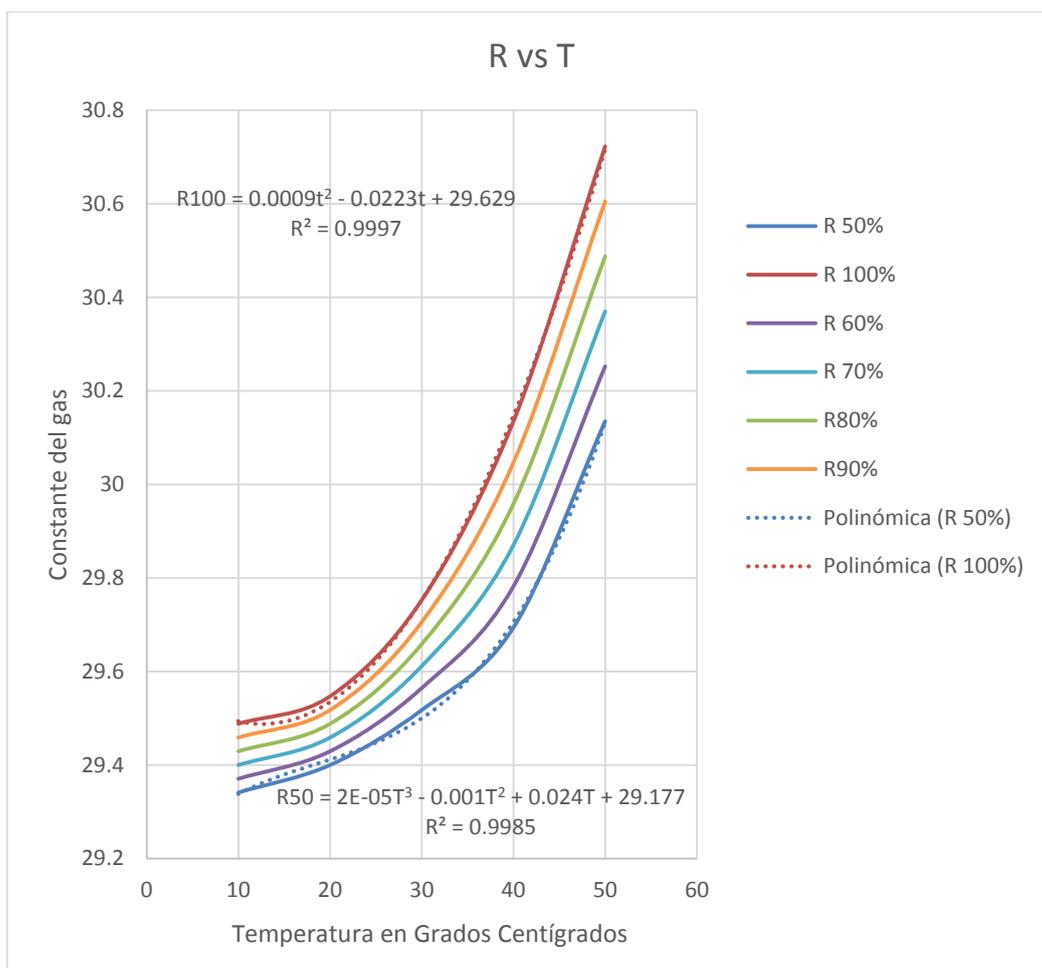


Figura 59. Variación de la constante del gas con la temperatura y humedad

Para calcular la constante del gas el software desarrollado solicitará variables para la altura en metros, temperatura del gas en grados centígrados, y su respectiva humedad relativa. Para hallar la constante del gas, se calculan los valores de R_{50} y R_{100} que se encuentran en función de la temperatura.

$$R_{50} = 2 * 10^{-5} t^3 - 0.001t^2 + 0.024t + 29.177 \quad (54)$$

$$R_{100} = 0.0009t^2 - 0.0223t + 29.629 \quad (55)$$

Donde:

R_{50} = Constante del gas con 50% de humedad relativa en m/°C

R_{100} = Constante del gas con 100% de humedad relativa en m/°C

t = Temperatura del gas transportado en °C

Posteriormente se despeja la ecuación (56), resultado de la interpolación para el valor de la humedad relativa del gas que va a circular por el ventilador centrífugo.

$$R = R_{50} + \frac{R_{100} - R_{50}}{50} (\Phi - 50) \quad (56)$$

Donde

R = Constante del gas en $m^{\circ}C$

Φ = Humedad relativa del gas transportado en %

La densidad del gas transportado se obtiene de la ecuación de Clapeyron.

$$\rho = \frac{P}{gRT}$$

5.3. PROGRAMA PARA EL DISEÑO DEL VENTILADOR

Con el fin de diseñar ventiladores centrífugos, se desarrolló una herramienta computacional, basada en el algoritmo detallado anteriormente. El algoritmo consiste en un método iterativo que da como resultado las dimensiones principales del rotor y la carcasa, así como detalles de potencia, velocidad de giro del rotor y eficiencia, al ingresar los datos de caudal de aire, presión y revoluciones por minuto del motor que se va a emplear en la construcción ventilador.

Para correr el programa se requiere previamente realizar los cálculos de presión y caudal.

Adicionalmente, el programa permite el cálculo de todos los parámetros mencionados anteriormente a condiciones normales y a condiciones reales de trabajo. Ingresando la altura en msnm, la temperatura en $^{\circ}C$ y el porcentaje de humedad relativa del gas que va a ser transportado por el ventilador centrífugo de álabes rectos curvados hacia atrás.

5.3.1. DIAGRAMA DE BLOQUE PARA EL DISEÑO DE VENTILADORES

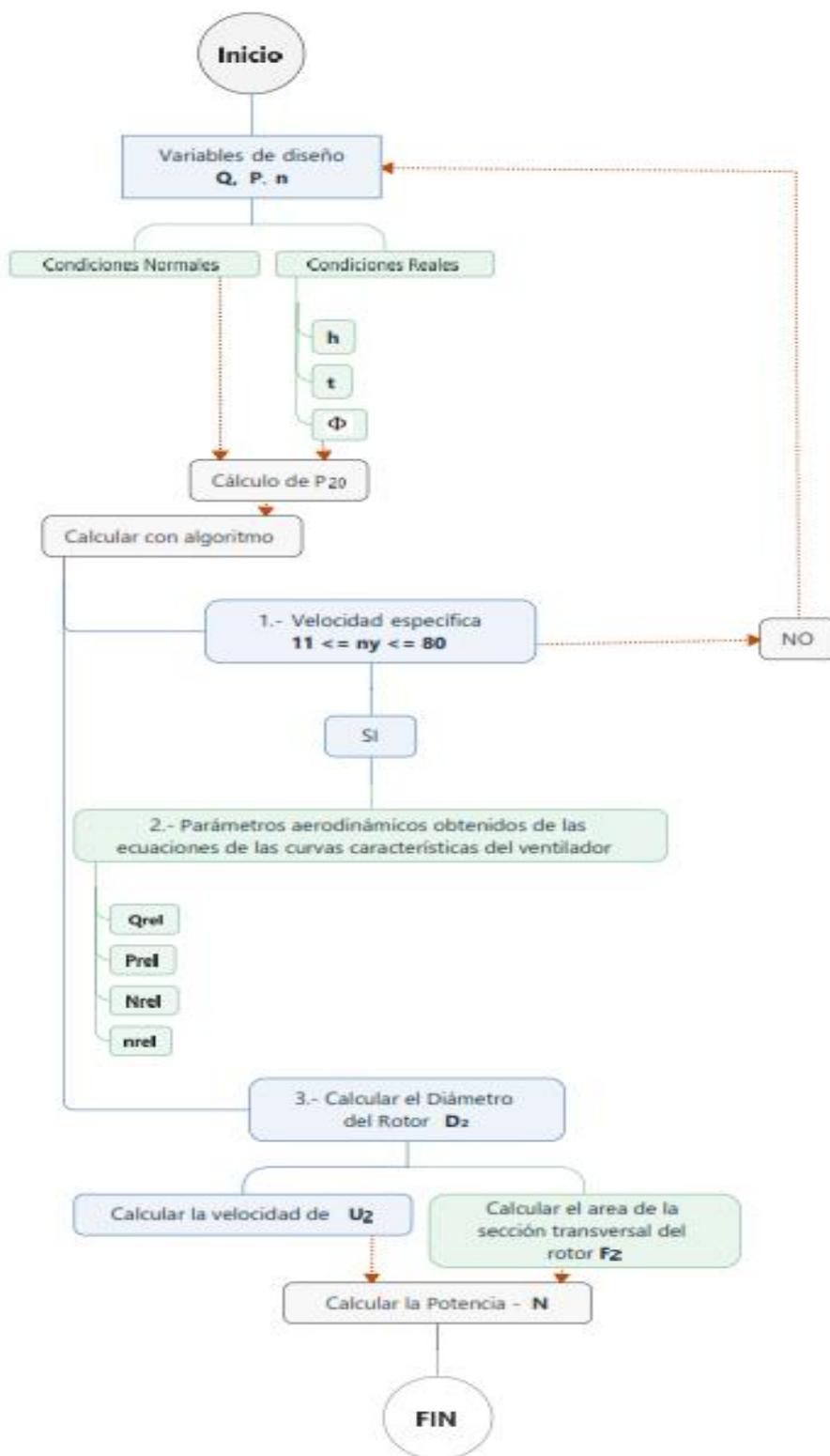


Figura 60. Diagrama de bloque del diseño del ventilador

5.3.2. SELECCIÓN DEL SOFTWARE

Una vez definido el algoritmo matemático para el diseño de un ventilador centrífugo, se procede a seleccionar el software que lo traduce a un lenguaje entendible por el ordenador. Para esta acción se ha realizado una matriz de calificación de softwares de programación, citando los más económicos y adaptables para la realización de experimentos numéricos en el ordenador. Por lo que se ha trabajado en cada uno de ellos y se ha comprobado que los valores de los parámetros calculados sean uniformes.

5.3.2.1. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Para realizar el análisis de alternativas se ha empleado una matriz de evaluación, que corresponde a una tabla de doble entrada donde se describen criterios y niveles de calidad que debe tener el software, con el fin de calificar cada uno para elegir el de mayor puntuación. Para ello se evaluaron mediante una escala de valoración de 1 a 5, en la Tabla 4 se presenta como se consideraron los niveles de graduación.

Tabla 4.

Orientaciones para establecer la graduación de la matriz

5	Nivel excepcional de desempeño, excediendo todo lo esperado.
4	Nivel de desempeño que supera lo esperado. Mínimo nivel de error, altamente recomendable.
3	Nivel de desempeño estándar. Los errores no constituyen amenaza.
2	Nivel de desempeño por debajo de lo esperado. Presenta frecuencia de errores.
1	No satisface prácticamente nada de los requerimientos de desempeño.

La selección del software consta de dos pasos: 1) Criterios y niveles de calidad, 2) Selección. La evaluación de los niveles de calidad se realizó

programando en cada software el algoritmo matemático para el diseño del ventilador centrífugo modelo. Para ello se evaluaron 5 softwares, Tabla 5.

- 1) **Mathcad:** Software matemático que permite resolver, analizar y compartir los cálculos de ingeniería más vitales. Presentadas en una interfaz fácil de usar, la notación matemática de actualización instantánea, la información de unidades y las potentes prestaciones de cálculo.
- 2) **Guide de Matlab:** GUIDE (entorno de desarrollo de GUI) proporciona herramientas para diseñar interfaces de usuario para Apps personalizadas. Mediante el editor de diseño de GUIDE, es posible diseñar gráficamente la interfaz de usuario. GUIDE genera entonces de manera automática el código de MATLAB para construir la interfaz, el cual se puede modificar para programar el comportamiento de la app.
- 3) **C++ Builder:** Entorno desarrollado originalmente por Borland para escribir programas en lenguaje de programación C ++, dirigido para Windows NT (IA-32 y 64), OS X, iOS y Android.
- 4) **Processing:** Lenguaje de programación y entorno de desarrollo integrado de código abierto basado en Java, de fácil utilización, y que sirve como medio para la enseñanza y producción de proyectos multimedia e interactivos de diseño digital.
- 5) **Visual Studio 2010:** Entorno de desarrollo integrado para sistemas operativos Windows. Soporta múltiples lenguajes de programación tales como C++, C#, Visual Basic .NET, F#, Java, Python, Ruby, PHP; al igual que entornos de desarrollo web.

A cada software se le evaluaron los siguientes parámetros:

- 1) **Tiempo de respuesta del software:** Tiempo que tarda el programa en empezar a devolver resultados al usuario. Este es el parámetro más importante que debe tener en cuenta el programador.
- 2) **Lenguaje de programación:** Lenguaje formal diseñado para realizar procesos que pueden ser llevados a cabo por máquinas como las computadoras. Pueden usarse para crear programas que controlen el comportamiento físico y lógico de una máquina, para expresar algoritmos con precisión, o como modo de comunicación humana.
- 3) **Interfaz de usuario:** Las interfaces básicas de usuario son aquellas que incluyen elementos como menús, ventanas, contenido gráfico, cursor, y en

general, todos aquellos canales por los cuales se permite la comunicación entre el ser humano y la computadora.

- 4) Interoperabilidad:** La interoperabilidad es la capacidad que tiene un producto o un sistema, cuyas interfaces son totalmente conocidas, para funcionar con otros productos o sistemas existentes o futuros y eso sin restricción de acceso o de implementación.
- 5) Estabilidad informática:** Un sistema es estable cuando su nivel de fallos disminuye por debajo de un determinado umbral, que varía dependiendo de la estabilidad que se requiera.

Tabla 5.

Matriz de evaluación de softwares de programación

	TIEMPO DE RESPUESTA	LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN	INTERFAZ DE USUARIO	INTER-OPERABILIDAD	ESTABILIDAD INFORMÁTICA	TOTAL
MATCAD	1	4	1	2	3	11
GUIDE DE MATLAB	3	3	3	4	4	17
C++ BUILDER	1	3	1	3	3	11
PROCESSING	4	3	3	3	3	16
VISUAL STUDIO 2010	4	5	5	5	5	24
TOTAL	13	18	13	17	18	79

Tabla 6.

Interpretación de resultados

CALIFICACIÓN	INTERPRETACIÓN
0 – 10	No adecuadas
11 – 15	Poco adecuadas
15 – 20	Adecuadas
21 – 25	Muy Adecuadas

5.3.2.2. RESULTADOS DE LA MATRIZ DE EVALUACIÓN

Tabla 7.

Resultados de la matriz de evaluación del software

SOFTWARE	PUNTUACIÓN	PORCENTAJE
MATCAD	11	14%
GUIDE DE MATLAB	17	22%
C++ BUILDER	11	14%
PROCESSING	16	20%
VISUAL STUDIO 2010	24	30%

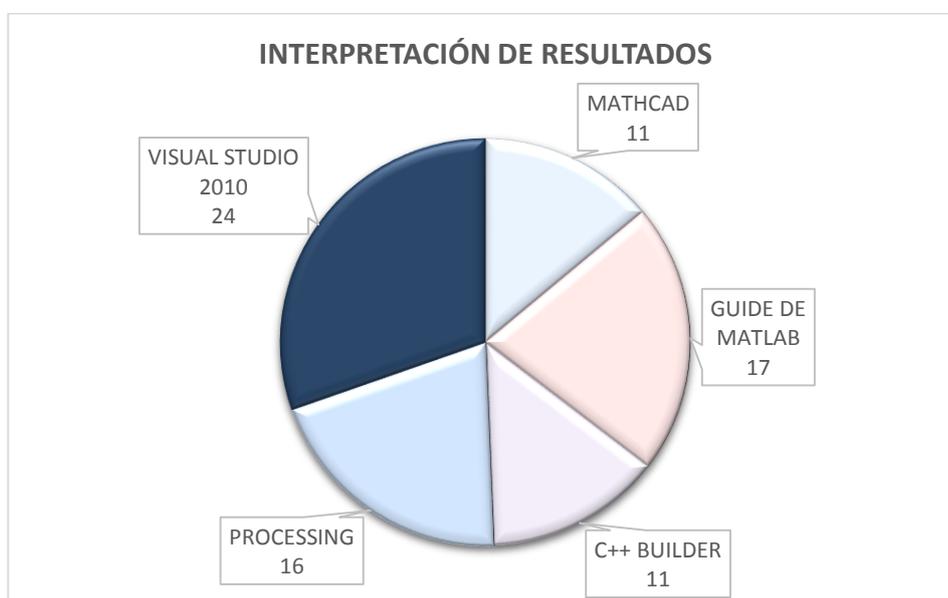


Figura 61. Interpretación de resultados de la matriz

El programa mejor calificado para el desarrollo del algoritmo matemático fue Microsoft Visual Basic 2010 al obtener la mayor puntuación con un total de 24 puntos, que corresponde al 30% del porcentaje. Visual Basic 2010 utiliza programación orientada a objetos con un lenguaje de codificación sencillo, BASIC, usando una interfaz amigable al usuario y con una interoperabilidad capaz de crear aplicaciones de Windows basadas en .NET Framework.

En esta plataforma se creó el programa para calcular los parámetros aerodinámicos y geométricos del ventilador centrífugo de 12 álabes rectos inclinados hacia atrás, el cual la autora del presente proyecto de investigación nombró VenCenty. El manual de usuario se muestra en el Anexo 5.

5.3.3. VENCENTY

VenCenty un programa ejecutable, con una tamaño de 2.21 MB. Se utilizó programación orientada a objetos con un lenguaje de codificación sencillo, BASIC. En esta plataforma se creó el programa a partir del algoritmo descrito anteriormente, para diseñar ventiladores centrífugos y determinar para cada caso el de mayor eficiencia, optimizando así su diseño y selección.

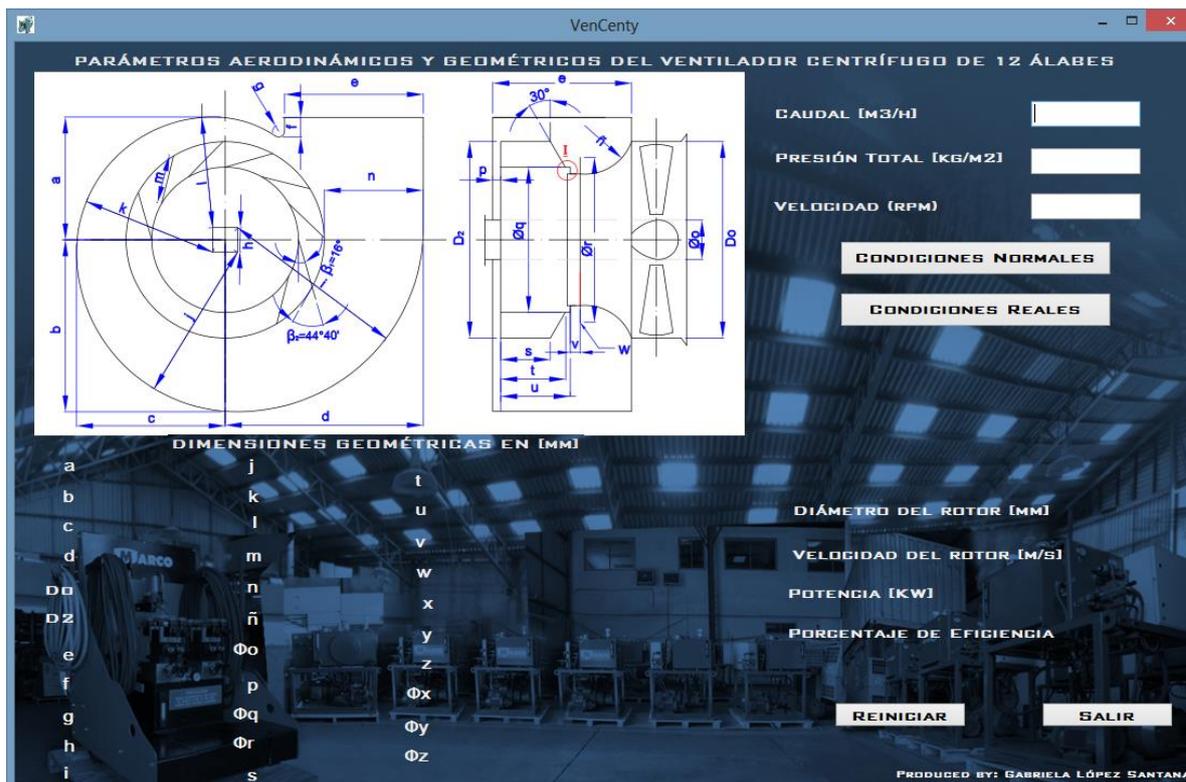


Figura 62. Programa VenCenty

VenCenty cuenta con un sistema de adquisición de datos ubicado a la derecha de la ventana, para ingresar valores de caudal de aire que necesita transportar el ventilador, la presión total que es capaz de vencer y las revoluciones a las que va a girar el rotor. Cada una de estas variables de diseño especifica las unidades con las que se debe ingresar su valor.

En la parte superior izquierda se encuentra el esquema del ventilador centrífugo modelo con sus dimensiones representadas con letras, las mismas que irán variando de acuerdo al diámetro del rotor y se imprimirán debajo del plano.

Posteriormente se encuentran dos botones, que dan la opción de elegir que las condiciones atmosféricas sean normales, Figura 63, o reales Figura 64.



Figura 63. Uso del botón condiciones normales

Al elegir el botón de condiciones normales automáticamente aparecerán los valores de altitud sobre el nivel del mar, temperatura del gas transportado y humedad relativa, no así a condiciones reales estos valores son ingresados por el usuario. Y al presionar el botón calcular se imprimirá en pantalla el diámetro del rotor, la velocidad del rotor, la potencia, su porcentaje de eficiencia así como las dimensiones geométricas del rotor y la carcasa en forma de caracol.

Al final cuenta con el botón reiniciar, el cual borra todos los datos adquiridos para hacer este un proceso reiterativo, y el botón salir para cerrar la aplicación.



Figura 64. Uso del botón a condiciones reales

El programa VenCenty cuenta con varias restricciones para ayudar al usuario al diseño aerodinámico del ventilador centrífugo. El rango de velocidad de rotación del rotor del ventilador para un óptimo funcionamiento varía entre 500 y 3000 rpm. Por lo que si el usuario ingresa valores que no se adhieran a este régimen aparecerá un mensaje de advertencia, Figura 65.

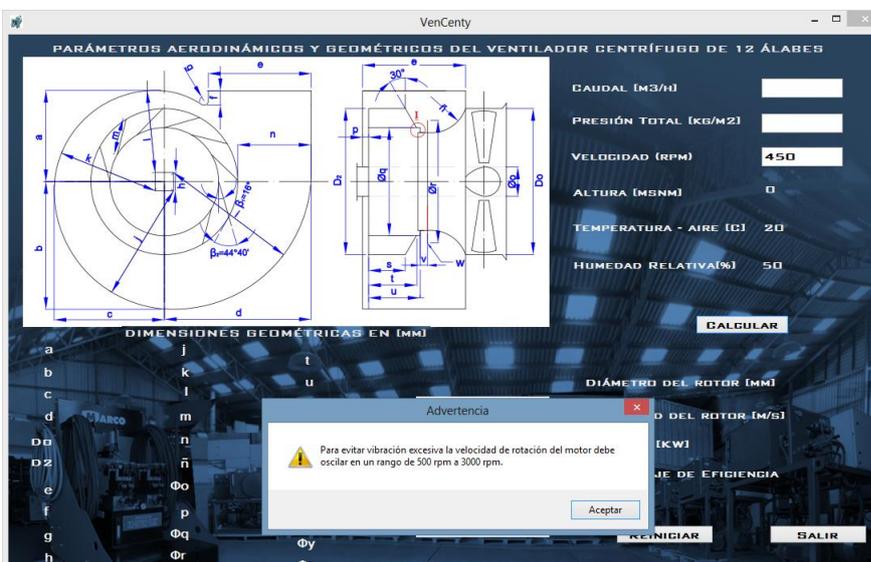


Figura 65. Mensaje de advertencia

Debido a la restricción de la velocidad específica para ventiladores centrífugos de una sola etapa y flujo unilateral, $11 \leq n_y \leq 80$, se debe seleccionar valores que cumplan cierta correspondencia con la gráfica de la curva características. Cuando el usuario salga de este rango el programa devolverá un mensaje de error, dentro del mismo se encuentra el valor de la presión nominal que puede vencer con los datos ingresados de caudal y velocidad de rotación.

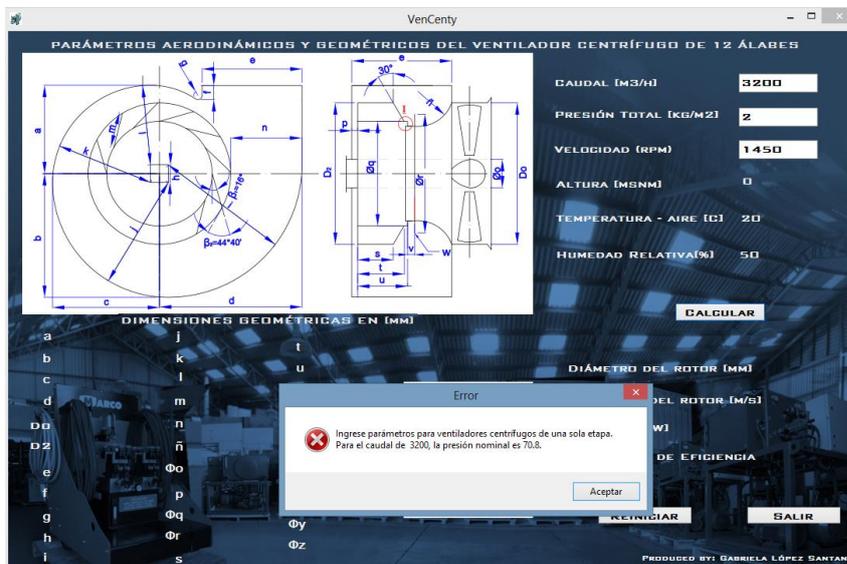


Figura 66. Mensaje de error

CAPÍTULO 6

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DEL SOFTWARE

6.1. INGRESO DE LOS PARÁMETROS

Para ejecutar el código del programa se requiere previamente realizar los cálculos de presión y caudal necesarios.

El tratamiento de la información de los parámetros del ventilador centrífugo se realizó a condiciones atmosféricas normales, con el fin de poder comparar los resultados obtenidos.

La velocidad de rotación del ventilador se coloca en una serie estándar en valores que oscilan desde las 500 rpm hasta las 3000 rpm.

Para ensayar el software se va a suponer que el caudal que se necesita suministrar es de $3200 \frac{m^3}{h}$ y la presión que necesita vencer es de $80 \frac{kg}{m^2}$ para una velocidad del rotor de 1450 rpm.

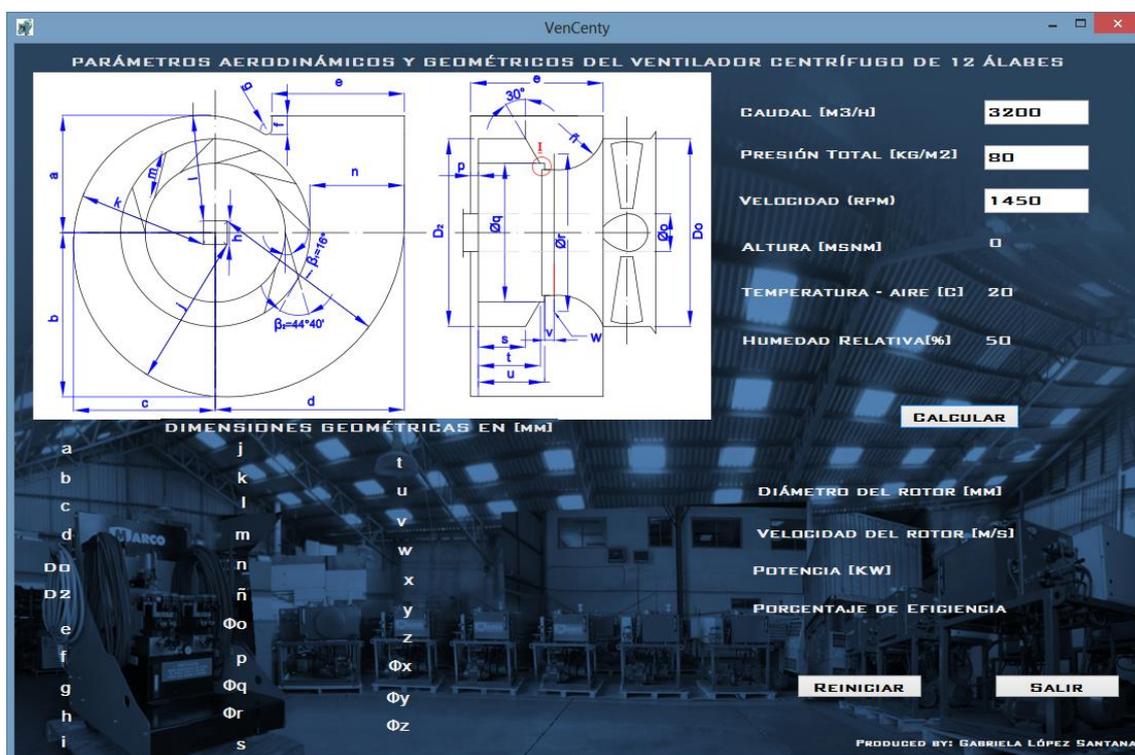


Figura 67. Simulación de ingreso de parámetros

6.2. PROCESAMIENTO DE DATOS

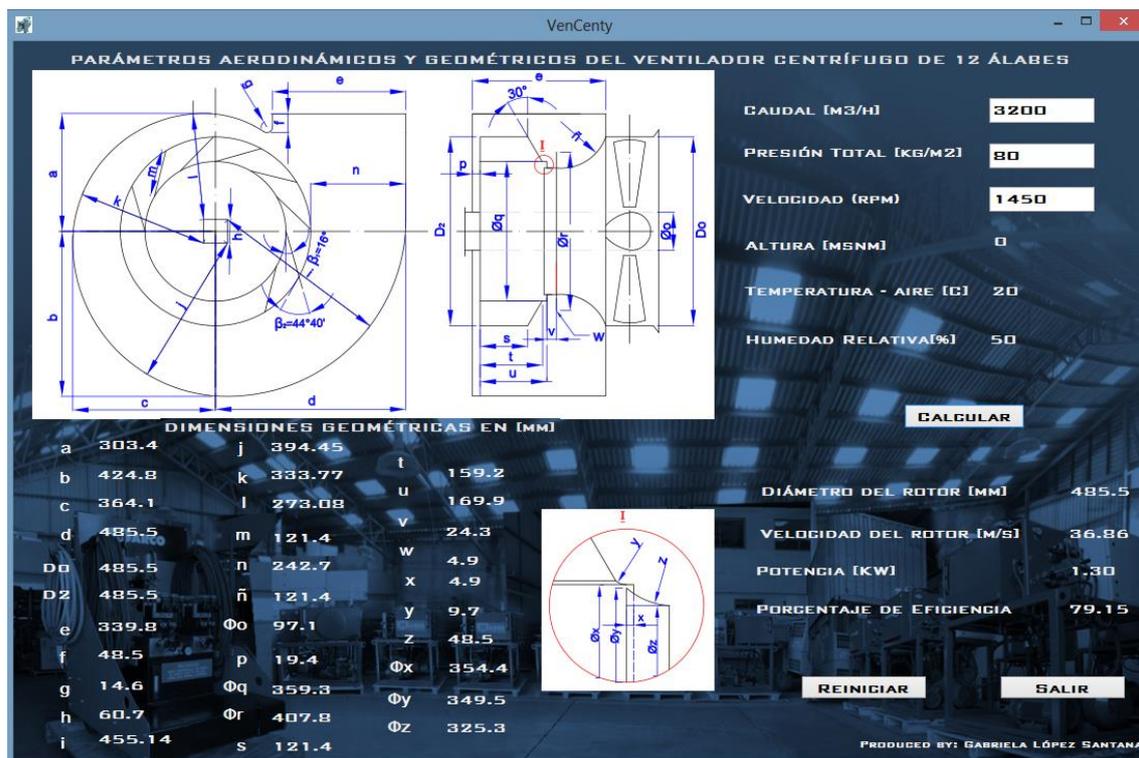


Figura 68. Simulación de procesamiento de datos

Al presionar el botón calcular se resolverá el conjunto de instrucciones de programación basadas en el algoritmo matemático desarrollado anteriormente y se fijará en pantalla todos los parámetros aerodinámicos y geométricos del ventilador centrífugo de álabes rectos retrasados.

El diámetro del rotor adecuado es de 485.5 mm, con una velocidad lineal de $36.86 \frac{m}{s}$, y una potencia de 1.3 KW. La eficiencia es del 79.15%. Y a partir del diámetro del rotor encontrado se aplica la ley de semejanza con el ventilador centrífugo modelo para determinar las dimensiones de la carcasa y del impulsor.

Para verificar los datos obtenidos con el programa VenCenty se realizó una hoja de cálculo en Microsoft Excel 2010, donde se obtuvieron todos los puntos donde la curva característica aerodinámica del ventilador centrífugo para ese diámetro tiene valor. Y se presentan a continuación en la Tabla 8.

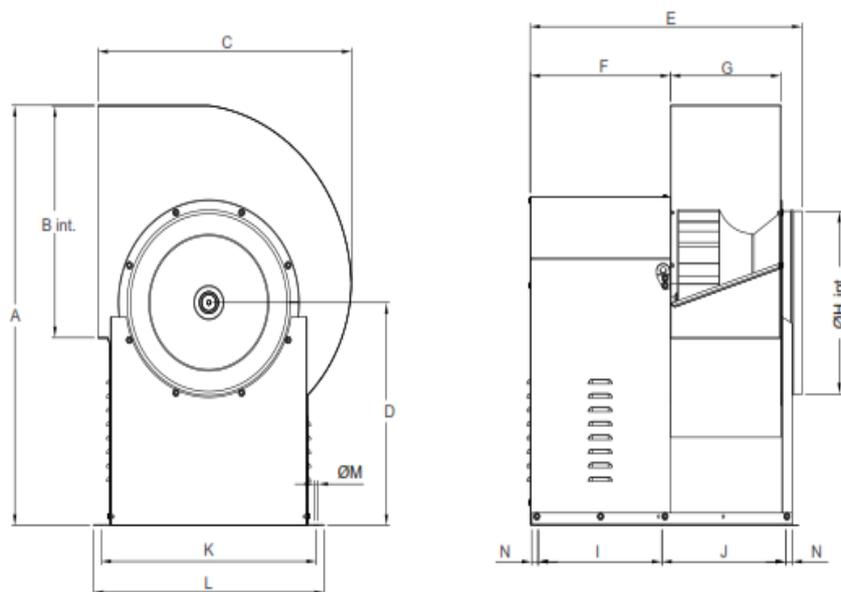
Tabla 8.**Tabla de parámetros aerodinámicos para un rotor de diámetro 485.5mm**

ny	Qrel	Prel	Nrel	η (%)	N (KW)	Q (m ³ /h)	P _r (kg/m ²)	Pe (kg/m ²)
11	0.081	0.499	0.068	61.507	0.751	156.123	82.809	82.805
12	0.085	0.497	0.070	62.839	0.772	184.916	82.546	82.541
13	0.089	0.495	0.071	63.996	0.792	215.718	82.216	82.209
14	0.093	0.493	0.073	65.005	0.812	248.399	81.825	81.816
15	0.097	0.490	0.075	65.885	0.831	282.824	81.379	81.368
16	0.100	0.489	0.077	66.655	0.850	320.938	81.235	81.221
17	0.104	0.488	0.078	67.330	0.868	360.770	81.005	80.987
18	0.108	0.487	0.080	67.921	0.886	402.637	80.761	80.739
19	0.111	0.485	0.081	68.441	0.903	446.570	80.515	80.488
20	0.114	0.484	0.083	68.898	0.920	492.625	80.277	80.244
21	0.117	0.482	0.084	69.301	0.937	540.880	80.057	80.016
22	0.121	0.481	0.086	69.656	0.953	591.435	79.860	79.812
23	0.124	0.480	0.087	69.971	0.969	644.415	79.695	79.637
24	0.127	0.479	0.089	70.251	0.985	699.965	79.565	79.498
25	0.130	0.479	0.090	70.500	1.000	758.256	79.478	79.399
26	0.133	0.479	0.091	70.724	1.015	819.482	79.436	79.344
27	0.135	0.479	0.093	70.927	1.029	883.861	79.444	79.336
28	0.138	0.479	0.094	71.111	1.044	951.636	79.505	79.380
29	0.141	0.480	0.095	71.281	1.057	1023.073	79.621	79.477
30	0.144	0.481	0.096	71.439	1.071	1098.465	79.797	79.631
31	0.146	0.482	0.098	71.587	1.085	1178.131	80.033	79.842
32	0.149	0.484	0.099	71.730	1.098	1262.414	80.332	80.113
33	0.152	0.486	0.100	72.394	1.111	1351.688	80.697	80.445
34	0.154	0.489	0.101	73.108	1.123	1446.353	81.127	80.840
35	0.157	0.492	0.102	73.772	1.135	1546.838	81.626	81.297
36	0.159	0.495	0.103	74.387	1.147	1653.601	82.194	81.818
37	0.162	0.498	0.104	74.956	1.159	1759.302	82.587	82.162
38	0.164	0.498	0.105	75.481	1.171	1860.470	82.729	82.253
39	0.166	0.499	0.106	75.965	1.182	1961.966	82.794	82.264
40	0.169	0.499	0.107	76.410	1.193	2063.722	82.790	82.204
41	0.171	0.498	0.108	76.816	1.204	2165.682	82.726	82.081
42	0.173	0.498	0.109	77.186	1.215	2267.799	82.609	81.901
43	0.176	0.497	0.110	77.523	1.225	2370.035	82.446	81.673

44	0.178	0.496	0.111	77.826	1.236	2472.359	82.242	81.401
45	0.180	0.494	0.112	78.098	1.246	2574.748	82.003	81.091
46	0.182	0.492	0.113	78.340	1.255	2677.181	81.733	80.747
47	0.184	0.491	0.114	78.553	1.265	2779.644	81.436	80.374
48	0.187	0.489	0.115	78.739	1.274	2882.124	81.116	79.974
49	0.189	0.487	0.116	78.898	1.283	2984.612	80.777	79.552
50	0.191	0.485	0.116	79.033	1.292	3087.099	80.420	79.109
51	0.193	0.482	0.117	79.143	1.301	3189.577	80.048	78.649
52	0.195	0.480	0.118	79.230	1.310	3292.039	79.664	78.173
53	0.197	0.478	0.119	79.295	1.318	3394.477	79.269	77.684
54	0.199	0.475	0.119	79.338	1.326	3496.881	78.865	77.183
55	0.201	0.473	0.120	79.361	1.334	3599.240	78.454	76.672
56	0.203	0.470	0.121	79.364	1.342	3701.542	78.036	76.151
57	0.205	0.468	0.122	79.348	1.350	3803.771	77.613	75.623
58	0.207	0.465	0.122	79.314	1.357	3905.910	77.185	75.087
59	0.209	0.462	0.123	79.263	1.364	4007.936	76.754	74.545
60	0.211	0.460	0.124	79.195	1.371	4109.826	76.320	73.997
61	0.213	0.457	0.124	79.110	1.378	4211.552	75.883	73.444
62	0.215	0.455	0.125	79.010	1.385	4313.081	75.444	72.886
63	0.217	0.452	0.125	78.895	1.392	4414.377	75.003	72.323
64	0.218	0.449	0.126	78.766	1.398	4515.402	74.561	71.757
65	0.220	0.447	0.126	78.623	1.404	4616.110	74.118	71.187
66	0.222	0.444	0.127	78.467	1.410	4716.453	73.673	70.614
67	0.224	0.441	0.128	78.297	1.416	4816.380	73.227	70.036
68	0.226	0.439	0.128	78.116	1.422	4915.832	72.779	69.456
69	0.228	0.436	0.129	77.922	1.428	5014.749	72.331	68.872
70	0.229	0.433	0.129	77.717	1.433	5113.065	71.881	68.285
71	0.231	0.430	0.130	77.501	1.438	5210.712	71.429	67.695
72	0.233	0.428	0.130	77.275	1.443	5307.614	70.976	67.102
73	0.235	0.425	0.130	77.038	1.448	5403.696	70.521	66.505
74	0.236	0.422	0.131	76.791	1.453	5498.875	70.064	65.906
75	0.238	0.419	0.131	76.535	1.458	5593.067	69.605	65.303
76	0.240	0.417	0.132	76.270	1.462	5686.182	69.144	64.697
77	0.241	0.414	0.132	75.996	1.466	5778.129	68.679	64.088
78	0.243	0.411	0.132	75.713	1.470	5868.814	68.212	63.475
79	0.245	0.408	0.133	75.423	1.474	5958.138	67.742	62.860
80	0.247	0.405	0.133	75.127	1.478	6045.129	67.274	62.248

6.3. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

El catálogo de Soler & Palau (2014) nos proporcionan información valiosa sobre su línea de ventiladores centrífugos modelo CM, de simple aspiración y con un rodete de alabes rectos atrasados. En el cual buscamos el que más se asemeje a las características obtenidas en el software estos son equipos centrífugos que brindan prestaciones de caudal presión, con bajo consumo de energía y nivel sonoro bajo, ideales para la inyección o extracción de aire en aplicaciones comerciales e industriales.



Dimensiones en mm.

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	ØM	I	J	K	L	ØH	N
CM 250	606	320	437	336	645	393	180	250	275	275	428	478	12.7	25
CM 280	680	360	467	376	662	389	200	280	283	283	428	478	12.7	25
CM 315	741	404	543	400	729	433	223	315	318	318	498	548	12.7	25
CM 355	832	452	578	450	781	453	247	355	338	338	498	548	12.7	25
CM 400	934	506	641	500	802	455	274	400	353	353	556	612	12.7	25
CM 450	1038	568	723	550	939	548	308	450	423	423	628	688	12.7	25
CM 500	1140	638	795	600	976	548	345	500	443	443	697	757	12.7	25
CM 560	1254	714	888	650	1019	550	386	560	463	463	759	819	12.7	25

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Diámetro de rodete: 455 mm (17 15/16 inch)
 Diámetro del eje: Clase I 38.1 mm (1 1/2 inch)
 Clase II 35 mm (1 3/8 inch)

Área de salida: 0.175 m² (1.882 ft²)
 BHP máximos: Clase I 5.36, Clase II 13.41

Armazón máx. de motor: Clase I 213T, Clase II 254T
 RPM máximas: Clase I 2200, Clase II 2900
 Peso del equipo: 73 Kg (160 Lbs)

CFM m ³ /hr	Vel. salida PPM	PRESIÓN ESTÁTICA mmca · inwg																							
		12.7 mm/0.5"		19.05 mm/0.75"		25.4 mm/1.0"		38.1 mm/1.5"		50.8 mm/2.0"		63.5 mm/2.5"		76.2 mm/3.0"		88.9 mm/3.5"		101.6 mm/4.0"		114.3 mm/4.5"		127.0 mm/5.0"		139.7 mm/5.5"	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
1507	800	LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA		LwA	
		712	0.21	807	0.27	893	0.32	1051	0.54	1190	0.75	1319	0.21	1447	1.18	1571	1.50	1689	1.72	1800	1.93	1905	2.25	2004	2.58
2562	900	62		64		65		69		73		77		79		81		82		84		85		87	
		752	0.21	841	0.32	923	0.43	1072	0.64	1209	0.86	1331	1.07	1447	1.29	1561	1.50	1673	1.82	1783	2.04	1883	2.36	1988	2.68
1884	1000	64		66		67		70		73		77		79		81		82		84		85		87	
		794	0.32	880	0.35	956	0.43	1102	0.64	1231	0.86	1350	1.07	1461	1.39	1566	1.61	1669	1.93	1771	2.15	1867	2.47	1970	2.79
3203		66		68		69		71		74		77		79		81		82		84		85		87	

Figura 69. Tablas de las características principales del ventilador CM 450

Fuente: (Soler & Palau , 2014)

6.3.2. CURVA OBTENIDA

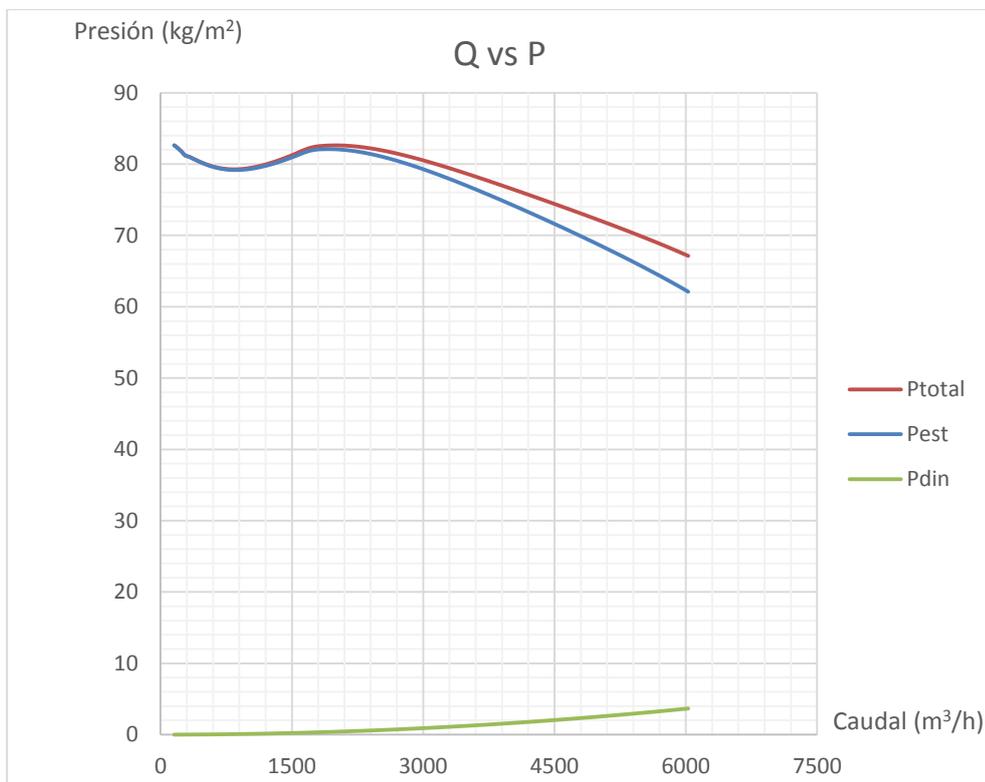


Figura 71. Curva característica de presiones para 1450 rpm

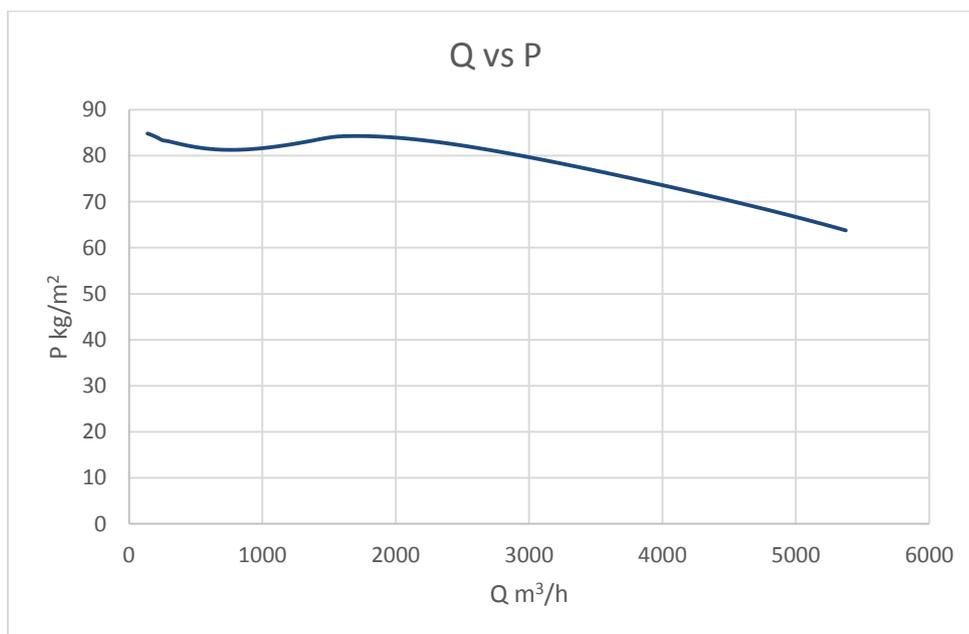


Figura 72. Caudal vs Presión Estática para 1450 rpm

6.3.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

La Tabla 9, muestra una comparación entre los resultados obtenidos del catálogo de Soler & Palau y el programa VenCenty, para suplir las necesidades de un caudal de $3200 \frac{m^3}{h}$ y una presión de $80 \frac{kg}{m^2}$.

Tabla 9.

Comparación de los resultados obtenidos de Soler & Palau y VenCenty

	Soler & Palau	VenCenty	Diferencia Porcentual (%)
Diámetro del rotor (mm)	455	485.5	6.7
Revoluciones (rpm)	1566	1450	-7.4
Caudal (m³/h)	3203	3200	-0.1
Presión (kg/m²)	88.9	80	-10
Potencia (KW)	1.24	1.3	4.8
Eficiencia (%)	73.60	79.1	7.5

Para la comparación porcentual se toma el 100% para Soler & Palau. En el catálogo se encuentran valores por exceso siendo el caudal y la presión mayores a los requeridos. Se observa un decremento de: 0.1% para el caudal, un 10% para la presión y un 7.4% en las revoluciones. Sin embargo, se observa un incremento del 6.7% en el diámetro del rotor, 4.8% en la potencia y 7.5% en la eficiencia.

Los resultados obtenidos arrojan un ventilador de alta eficiencia mayor al 75%. El hecho de que los valores obtenidos por el software estén tan próximos a los del catálogo de una empresa de reconocimiento mundial, por su calidad y fiabilidad, demuestra la validez del algoritmo matemático que se diseñó. Cambios menores a la unidad en los valores del diámetro y las revoluciones implican cambios significativos en el caudal y la presión por lo cual se decide igualar los diámetros de VenCenty con los del catálogo.

Con este fin se elaboró un código de programación, basado en el algoritmo matemático estudiado anteriormente pero que realiza el proceso inverso.

Después de ingresar el diámetro del rotor y las revoluciones calcula los valores de caudal, presión, potencia y eficiencia.

El software es nombrado por la autora como InvenCenty y se lo prueba ingresando los parámetros obtenidos del catálogo en la primera búsqueda, con un diámetro de 455 mm y 1566 rpm, Figura 73.

PARÁMETROS AERODINÁMICOS Y GEOMÉTRICOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 12 ÁLABES

DIÁMETRO DEL ROTOR [MM] 455
 VELOCIDAD (RPM) 1560
 ALTURA [MSNM] 0
 TEMPERATURA - AIRE [C] 20
 HUMEDAD RELATIVA[%] 50

CALCULAR

EFICIENCIA MÁXIMA

CAUDAL [M3/H] 3277.976
 PRESIÓN TOTAL [KG/M2] 79.332
 POTENCIA [KW] 1.21
 PORCENTAJE DE EFICIENCIA 79.36

CAPACIDAD MÁXIMA

CAUDAL [M3/H] 5353.387
 PRESIÓN TOTAL [KG/M2] 68.392
 POTENCIA [KW] 1.33
 PORCENTAJE DE EFICIENCIA 75.13

REINICIAR **SALIR**
 PRODUCED BY: GABRIELA LÓPEZ SANTANA

DIMENSIONES GEOMÉTRICAS EN [MM]

a	284.4	j	369.69	t	149.2
b	398.1	k	312.81	u	159.3
c	341.3	l	255.94	v	22.8
d	455.0	m	113.8	w	4.6
Do	455.0	n	227.5	x	4.6
Dz	455.0	ñ	113.8	y	9.1
e	318.5	Φo	91.0	z	45.5
f	45.5	p	18.2	Φx	332.2
g	13.7	Φq	336.7	Φy	327.6
h	56.9	Φr	382.2	Φz	304.9
i	426.56	s	113.8		

Figura 73. Programa InvenCenty

Al presionar el botón calcular presenta dos resultados de caudal, presión y potencia, el primero una eficiencia máxima de 79.36% y el segundo a capacidad máxima, es decir cuando el caudal alcanza su mayor valor en la curva característica, disminuyendo su eficiencia al 75.13%. Para este apartado se utilizaran los datos nominales, es decir cuando la eficiencia es máxima.

Tabla 10.**Comparación de resultados para un diámetro de rotor de 455mm y 1566rpm**

	Soler & Palau	VenCenty	Diferencia Porcentual (%)
Caudal (m³/h)	3203	3290	2.72
Presión Estática(kg/m²)	88.9	78.01	-12.25
Potencia (KW)	1.24	1.22	-1.61
Eficiencia (%)	73.60	79.36	7.83

Los resultados muestran que con el mismo diámetro de rotor y revoluciones, el ventilador propuesto es más eficiente en un 7.83% y económico, ya que necesita menor potencia en 1.61%. El caudal que puede manejar es mayor al del modelo CM 455 en un 2.72% pero la presión estática que puede vencer es menor en un 12.25%. La presión estática se calculó mediante la fórmula (21).

A partir de los parámetros geométricos obtenidos en InvenCenty, dos estudiantes han diseñado y construido un ventilador de 300 mm diámetro de rotor perteneciente a la familia estudiada para verificar, en un banco de ensayos, los datos de las curvas características reales y compararlos con los de las curvas teóricas obtenidas en el software.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO

Los costos totales del proyecto de investigación están compuestos por costos directos, es decir los que tienen influencia directa en la investigación y por los costos indirectos.

El detalle de cada uno de los costos del proyecto se muestra en las tablas adjuntas a continuación.

Tabla 11.
Costos directos

Descripción	USD/Semana	Semana	Total
Útiles de Oficina	10	16	160
Internet	10	16	160
Impresiones	10	16	160
Copias	5	16	80
TOTAL USD			560

Tabla 12.
Costos indirectos

Descripción	USD/Semana	Semana	Total
Transporte	10	16	160
Alimentación	20	16	320
Agua	1	16	16
Luz	1	16	16
TOTAL USD			512

Tabla 13.
Costo de asesoría

Posición	Nombre	H/Hombre semana	Semanas	Valor h-h USD	Total USD
Estudiante	López Gabriela	6	16	5	480
Accesoria	Docentes ESPE	2	16	15	480
TOTAL USD					960

Tabla 14.
Costos totales

COSTOS TOTALES	
Costos Directos	1520
Costos Indirectos	960
Subtotal	2480
Imprevistos (10%)	248
TOTAL USD	2728

Cabe recalcar que los costos de asesoría docente fueron cortesía de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Los ventiladores diseñados aerodinámicamente y geométricamente por el software, forman parte de una familia de ventiladores centrífugos de alabes rectos atrasados, sin embargo el método de análisis del algoritmo puede ser replicado para otras familias de ventiladores centrífugos con diferentes parámetros y otras curvas características.
- Se aplicaron los principios de la modelación matemática, reemplazando las curvas características obtenidas de ventiladores centrífugos debidamente ensayado en bancos de pruebas por un algoritmo lógico que traduce su comportamiento utilizando el método ruso de diseño aerodinámico de ventiladores centrífugos, valiéndose de la velocidad específica de rotación y se verificó que los parámetros de presión, potencia y eficiencia tienen una relación de dependencia con el caudal.
- Se determinaron las ecuaciones de las curvas características de desempeño del ventilador centrífugo utilizando el método tabular para digitalizar las gráficas para posteriormente encontrar las líneas de tendencia polinómica y coeficientes de correlación muy aproximados a uno. El régimen de funcionamiento del ventilador es establecido por las características aerodinámicas en un punto.
- Se implementó el programa VenCenty el cual se desarrolló en la plataforma .NET, usando programación orientada para objetos. Se compararon los resultados obtenidos por el software y Soler & Palau, una prestigiosa empresa de ventilación, el porcentaje de eficiencia de VenCenty resultó 7.5% mayor, demostrando una alta competitividad con el mercado internacional.

8.2. RECOMENDACIONES

- Usar el método de análisis del algoritmo utilizando la velocidad específica de rotación con otras familias de ventiladores centrífugos, variando el diseño aerodinámico y las curvas características del ventilador.
- Leer el manual de usuario previo a la utilización del software para un mejor desempeño del mismo.
- Utilizar un punto para la separación de cifras decimales al ingresar los parámetros caudal, presión total y velocidad de rotación para que no se generen errores en la compilación del código de programación.
- Comprobar si los valores de caudal y presión calculados previamente se ajustan a las condiciones iniciales del ventilador seleccionado.
- Seleccionar otro ventilador si los valores de caudal y presión no se ajustan al área del régimen de funcionamiento del ventilador centrífugo de álabes rectos atrasados.
- Averiguar las condiciones atmosféricas reales del lugar donde vaya a trabajar el ventilador, para que en el cálculo sean tomados en cuenta, todos los factores que puedan disminuir el rendimiento del mismo.
- Aumentar el caudal en un 5%, a una presión del 10% del estimado inicialmente para prevenir posibles fallas.
- Llevar un régimen de velocidad de rotación de 500 a 3000 rpm para evitar la vibración excesiva.
- Utilizar sonido en las advertencias informativas y de restricción para crear una interfaz más amigable al usuario.
- No presionar el botón salir sin antes tener un respaldo de la información que necesite, ya que el programa no cuenta con una memoria y los datos son eliminados permanentemente.
- Esperar a que la pantalla este completamente limpia, luego de presionar el botón reiniciar para evitar fallos en el programa.

BIBLIOGRAFÍA

- Allen, R., Pereira, L., Raes, D., & Smith, M. (2006). *Evotranspiración del Cultivo*. Roma: Fao.
- Chicago Blower. (2006). *Clasificación de los Ventiladores Industriales*. Obtenido de Chicago Blower Argentina Web Site: http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm
- Dalpasquale, V. A., Marques Pereira, D. A., Sinicio, R., & Oliveira Filho, D. (1991). Secado de granos a altas temperaturas. *Depósito de documentos de la FAO para América Latina y el Caribe*, 77.
- Diaz, F. (16 de Febrero de 2013). *Psicrometría*. Obtenido de Acondicionamiento Térmico en la Arquitectura: <http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/psicrometria.html>
- Domínguez Calle, E. A. (2010). *Modelación matemática*. Obtenido de Mathmodelling Web Site: https://78462f86-a-f78f3ce6-sites.googlegroups.com/a/mathmodelling.org/www/home/notasdeclase/Introduccion.pdf?attachauth=ANoY7cqLuQaLImHlveeBqnJd6mfvf7Cgq-bau9OD_X6GCnJF-aCQ3FE6FgNK_TsnTRMZyqfIBQPfxrjO9EzqwcZgV6jHiX0gZyacQWQ1ydT-rslafqjUrEFSUISdB6da8SP4
- *Evapotranspiración de referencia*. (s.f.). Obtenido de <ftp://ftp.fao.org/docrep/fao/009/x0490s/x0490s01.pdf>
- Evisa Ventiladores SA. (2007). *Industria Azucarera*. Obtenido de Evisa Ventiladores SA Web Site: <http://www.evisaventiladores.com/evisaweb/ventiladores/indazuc.htm>
- Fernández Díez, P. (s.f.). *Compresores*. Obtenido de [ing.una.py: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf](http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf)
- Fernández García, A. (2006). *Trabajo de Titulación: Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador*. Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña.

- Fox, R. W., & McDonald, A. T. (1995). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. México: Mc Graw Hill.
- Golato , M., Aso, G., Paz, D., & Cárdenas, G. (2005). Inyección de aire secundario caliente en calderas de vapor bagaceras y su influencia en el rendimiento térmico. *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán*, Rev. ind. agríc. Tucumán v.82 n.1-2.
- Gruber Hermanos. (s.f). *Criterios de Selección de Ventiladores Centrifugos*. Obtenido de Gruber Hermanos Web Site: http://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_criterios.html
- Gutiérrez Flórez, J. M., Sanz Uribe, J. R., Oliveros Tascón, C. E., & Orozco Hincapié, C. A. (2012). *Ventiladores para Secadores de Café*. Chinchiná: CENICAFÉ.
- Herrera Prat, M. I., García de la Figal Costales, A. E., & De las Cuevas Milán, H. (2013). Análisis de la aerodinámica del ventilador del pulverizador ASS-800 empleado en frutales. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, Rev Cie Téc Agr vol.22 no.4 .
- Herrera Prat, M. I., García de la Figal Costales, A., Ramos Carvajal, E., & Martín Texeira, M. (2012). Simulación mediante la dinámica de fluidos por computadora del efecto de la velocidad del viento en el desempeño de los pulverizadores agrícolas de ventilador. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, Rev Cie Téc Agr vol.21 no.1.
- Image Procesing Lab. (2006). *Causas de la contaminación acústica en los sistemas de ventilación*. Obtenido de Image Procesing Lab Web Site: [http://www.lpi.tel.uva.es/~nacho/docencia/ing_ond_1/trabajos_05_06/public_html/causas.html#comienzo](http://www.lpi.tel.uva.es/~nacho/docencia/ing_ond_1/trabajos_05_06/io8/public_html/causas.html#comienzo)
- Jaimes, X. (28 de Abril de 2008). *Psicrometría*. Obtenido de Scribd Web site: <http://es.scribd.com/doc/14722169/18/Cartas-Psicrometricas>
- Lahidalga Serna, J. (s.f.). *Ventiladores Centrifugos*. Obtenido de Acta Web Site: http://www.acta.es/medios/articulos/ciencias_y_tecnologia/059095.pdf
- Lenntech. (s.f.). *Humedad Relativa*. Obtenido de Lenntech Web site: <http://www.lenntech.es/calculadoras/humedad/humedad-relativa.htm>

- López Sandoval, J. Á. (2013). *Verificación de Sistemas de Ventilación por Extracción Localizada*. Obtenido de Upct Web Site: <http://repositorio.bib.upct.es:8080/jspui/bitstream/10317/3750/1/tfm266.pdf>
- López, N. (21 de Febrero de 2013). *Los principios de la hidrostática*. Obtenido de Slideshare Web Site: <http://es.slideshare.net/nuriainformatica/los-principios-de-la-hidrostatica>
- Mecantech. (22 de Noviembre de 2012). *Ingeniería Mecánica: Ventiladores Centrífugos*. Obtenido de Wordpress Web Site: <https://areamecanica.wordpress.com/2012/08/05/ingenieria-mecanica-ventiladores-centrifugos/>
- Menéndez Valdés, G. M. (s.f.). *Ingenios hidráulicos históricos: Molinos, Batanes y Ferrerías*. Obtenido de Asturias Web Site: http://asturias.grao.net/oficios/rueda_hidraulica.htm
- Nuga. (2012). *Ventilador*. Obtenido de Nuga Web Site: <http://aranuga.com/ventilador>
- Organización Mundial de la Salud. (2005). *Guías de calidad del aire de la OMS relativas al material particulado, el ozono, el dióxido de nitrógeno y el dióxido de azufre*. Obtenido de Who Web Site: http://www.who.int/phe/health_topics/AQG_spanish.pdf
- Pasión por volar. (2012). *La Densidad del Aire*. Obtenido de Pasión por volar Web Site: <http://www.pasionporvolar.com/la-densidad-del-aire/>
- Procesos Bio. (s.f.). *Carta Psicrométrica*. Obtenido de Wikispaces Web Site: <http://procesosbio.wikispaces.com/Carta+Psicrom%C3%A9trica>
- Profesor en Línea. (s.f.). *Presión Atmosférica*. Obtenido de Profesor en Línea Web Site: <http://www.profesorenlinea.cl/fisica/PresionAtmosferica.htm>
- Renedo, C. J. (2004). *Sistemas Energéticos: Ventiladores*. Obtenido de Universidad de Cantabria Web Site: <http://personales.unican.es/renedoc/Traspereancias%20WEB/Trasp%20Sist%20Ener/04%20Ventiladores.pdf>
- Salvador Escoda S.A. (2013). *Manual Práctico de Ventilación*. Obtenido de Salvador Escoda Web Site: <http://www.salvadorescoda.com/tecnico/VE/tec-ve.htm>

- Sánchez, I. (Julio de 2007). *Conferencias sobre Ventilación de Minas*. Obtenido de Academia Web Site: http://www.academia.edu/7878886/Libro_de_ventilaci%C3%B3n
- Santos Orozco, J. A. (2012). *Tablas de conversión de unidades*. Obtenido de Slideshare Web Site: <http://www.slideshare.net/CeliinnaArmenta/tablas-de-conversin-de-unidades>
- Sayatu. (s.f.). *Ventiladores Centrífugos Radiales*. Obtenido de Sayatu Web Site: <http://www.sayatu.com/inicio/ventiladores/centrifugos-radiales>
- Sivexor. (2000). *Ventilación Industrial*. Obtenido de Sivexor Web Site.
- Smith, A. (2015). *Cómo calcular la densidad del aire*. Obtenido de eHow Web Site: http://www.ehowenespanol.com/calcular-densidad-del-aire-como_86125/
- Sodeca. (2012). *Conceptos Básicos de Ventilación*. Obtenido de Sodeca Web Site: <http://www.construnario.com/ebooks/757/cat%C3%A1logo%202007/informaci%C3%B3n%20t%C3%A9cnica%20e%20%C3%ADndice/87%20%20informaci%C3%B3n%20t%C3%A9cnica/files/publication.pdf>
- Sodeca. (2012). *Información Técnica*. Obtenido de Sodeca Web Site: http://www.sodeca.com/img/es/InformacioTecnica_01.pdf
- Soler & Palau . (2014). *Ventiladores Centrífugos de Álabes atrasados CM Tipo Vent-Set*. Obtenido de Dicsaleon Web Site: <http://www.dicsaleon.com/PDF/centrifugado/centrifugos.pdf>
- Soler & Palau. (2008). *CM Ventiladores Centrífugos*. Obtenido de solerpalau.es: <http://www.dicsaleon.com/PDF/centrifugado/centrifugos.pdf>
- Soler & Palau. (2008). *Ventiladores Centrífugos*. Obtenido de solerpalau.es: <http://www.dicsaleon.com/PDF/centrifugado/centrifugos.pdf>
- Soler & Palau. (2012). *Hojas Técnicas - Leyes de los Ventiladores*. Obtenido de Soler & Palau Web Site : <http://www.solerpalau.es/es-es/hojas-tecnicas-leyes-de-los-ventiladores/>
- Soler & Palau. (Abril de 2012). *Manual Práctico de Ventilación Soler & Palau*. Obtenido de Soler & Palau Web Site: http://www.solerpalau.es/media/formacion/sp_ventilacion_TOTAL.pdf

- Solomahovoy, T. (1975). *ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ [Ventiladores Centrífugos]*. (G. B. López Santana, Trad.) Moscú: Машиностроение.
- Tecnifan. (2004). *Generalidades sobre ventiladores*. Obtenido de Tecnifan Web Site: http://www.tecnifan.es/inicio/ES/04_Informacion_general_de_productos/documentos/Generalidades%20sobre%20ventiladores.pdf
- Unionpedia. (s.f.). *Milímetro columna de agua*. Obtenido de Unionpedia Web Site: http://es.unionpedia.org/i/Mil%C3%ADmetro_columna_de_agua
- Universidad de Buenos Aires. (2010). *Ventiladores*. Obtenido de Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires Web Site: http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES.pdf
- Vargas Alayo, J. (2013). *Tesis del Estudio Teórico-Experimental de un Ventilador Centrífugo de Alabes Rectos Radiales del Laboratorio de Energía-PUCP*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- *Ventilación*. (s.f.). Obtenido de Unet: <http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>
- World Environmental Library. (1996). *Economía Agropecuaria, Minería y Energía, Actividades Industriales y Artesanales*. Obtenido de World Environmental Library Web Site: <http://www.nzdl.org/gsdImod?e=d-00000-00---off-0envl--00-0----0-10-0---0---0direct-10---4-----0-1l--11-en-50---20-about---00-0-1-00-0--4----0-0-11-10-0utfZz-8-00&cl=CL2.11&d=HASH9bb031552b0155082aaffa.4.13>=0>