



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

## **FACULTAD DE INGENIERÍA**

### **ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA SECADO DE  
PELLETS DE PLÁSTICO RECICLADO EN LA EMPRESA CONSORCIO  
RECICLADOR DEL NORTE S.A.C”**

### **TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**AUTOR:**

Pretel Alcántara, Yancarlos Miguel

**ASESOR:**

Dr. Jorge A. Olórtegui Yume

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ

2019

## **LISTA DE MIEMBROS PARA EVALUACIÓN TESIS**

DISEÑO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA SECADO DE PELLETS DE PLÁSTICO RECICLADO EN LA EMPRESA CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C

---

Autor: Pretel Alcántara Yancarlos Miguel

---

Presidente: Ing. Jorge Antonio Inciso Vásquez

---

Secretario: Dr. Jorge Antonio Olórtegui Yume

---

Vocal: Ing. Luis Alberto Julca Verastegui

## **DEDICATORIA**

A Dios, a mis padres, Margarita Alcántara y Carlos Pretel que con mucho esfuerzo y apoyo incondicional recibido a lo largo de mi vida me brindaron la oportunidad de estudiar en una universidad.

A mi abuelita Bacelisa Rodriguez, mis tías Ana Briceño, Pilar Morales, Veronica Morales y a mi pareja Ingrid Lisset por sus consejos de gran valor y su apoyo incondicional quienes siempre me apoyaron a lo largo de mi formación universitaria.

## **AGRADECIMIENTO**

A mis Asesores de Tesis el Ing. Jorge Inciso Vasquez y el Dr. Jorge Olortegui Yume por compartir sus conocimientos y colaboración continua en la elaboración del presente trabajo.

## **DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD**

Yo PRETEL ALCANTARA YANCARLOS MIGUEL con DNI N° 71632684, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de INGENIERÍA Escuela de MECÁNICA ELÉCTRICA, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica. Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces. En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 18 de Julio del 2019.

Yancarlos Miguel Pretel Alcántara

---

## PRESENTACIÓN

Señores Miembros del Jurado:

De conformidad y cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, presenté ante ustedes la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA SECADO DE PELLETS DE PLÁSTICO RECICLADO EN LA EMPRESA CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C”**

Esperando cumplir con los requisitos de aprobación.

---

Yancarlos Miguel Pretel Alcántara

## ÍNDICE

LISTA DE MIEMBROS DE LA EVALUACIÓN DE LA TESIS .....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iii
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD.....	iv
PRESENTACIÓN .....	v
RESUMEN.....	x
CAPÍTULO I.....	12
INTRODUCCIÓN.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA .....	13
1.2. TRABAJOS PREVIOS.....	16
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA.....	18
1.3.1. VENTILADORES .....	18
A) VENTILADORES Y COMPRESORES.....	19
B) CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES.....	20
1.3.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS .....	21
A) TIPOS DE ÁLABES.....	22
B) GEOMETRÍA DE LOS VENTILADORES .....	23
C) ELEMENTOS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	23
D) CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS.....	24
E) LEYES DE LOS VENTILADORES .....	27
F) ANÁLISIS PARA SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS.....	27
G) CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO .....	30
H) CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE RODETES .....	35
I) DISEÑO DE LA CARCASA O VOLUTA.....	44
J) EL SOFTWARE DE APLICACION MATLAB®.....	46
K) SOLIDWORKS® Y EL METODO DEL ELEMENTO FINITO .....	49
1.3.3. ANÁLISIS ECONÓMICO .....	51
• RETORNO DE INVERSIÓN .....	51
• VALOR ACTUAL NETO .....	51
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	52
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO .....	52

1.6.	HIPÓTESIS .....	52
1.7.	OBJETIVOS .....	52
1.7.1.	OBJETIVO GENERAL .....	52
1.7.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	53
	CAPÍTULO II .....	55
	MÉTODO .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.1.	DISEÑO DE INVESTIGACIÓN .....	56
2.2.	VARIABLES DE DISEÑO.....	57
2.3.	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES DE DISEÑO.....	58
2.4.	POBLACIÓN Y MUESTRA .....	59
2.5.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD .....	59
2.6.	MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS .....	59
2.7.	ASPECTOS ÉTICOS .....	59
	CAPÍTULO III .....	60
	RESULTADOS.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
3.1.	NECESIDADES DE LA EMPRESA .....	61
3.2.	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO .....	62
3.3.	NORMAS Y CÓDIGOS PERTINENTES.....	63
3.4.	TABLA DE ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA.....	64
3.5.	CONCEPTOS DE DISEÑO .....	66
3.6.	SELECCIONAR LA ALTERNATIVA OPTIMA MEDIANTE UNA MATRIZ DE SELECCIÓN.....	71
3.7.	DISEÑO PARAMÉTRICO .....	73
3.8.	CALCULAR LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA GENERAL DE LAS PARTES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO .....	78
3.9.	SELECCIONAR EL MATERIAL PARA LA ESTRUCTURA Y ACCESORIOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	119
3.10.	SIMULAR EL FLUJO DE AIRE MEDIANTE SOLIDWORKS® .....	122
	CAPÍTULO IV .....	137
	DISCUSIÓN.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
	CAPÍTULO V .....	143
	CONCLUSIONES.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
	CAPÍTULO VI.....	146
	RECOMENDACIONES.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>



CAPÍTULO VII.....	148
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
ANEXOS .....	152
Anexo N° 1: Propiedades físicas de aire a presión atmosférica .....	153
Anexo N° 2: Densidad de otros fluidos distintos al aire.....	154
Anexo N° 3: Densidad del aire a diferentes alturas y temperaturas.....	155
Anexo N° 4: Tabla rugosidad absoluta de materiales .....	156
Anexo N° 5: Motores trifásicos estándar IE1, IP55 (TEFC).....	157
Anexo N° 6: Despiece del motor eléctrico .....	158
Anexo N° 7: Medidas para montaje.....	159
Anexo N° 8: Dimensiones de la brida del motor .....	160
Anexo N° 9: Carcasa .....	161
Anexo N° 10: Formas constructivas .....	162
Anexo N° 11: Precios de motores eléctricos.....	163
Anexo N° 12: Dimensiones de caja reductora tipo coaxial .....	164
Anexo N° 13: Dimensiones de caja reductora tipo coaxial .....	165
Anexo N° 14: ANSI/AMCA Standard 204-05 .....	166
Anexo N° 15: AMCA 99-0098-76 .....	167
Anexo N° 16: Directiva 98/37/CE sobre seguridad en máquinas .....	168
Anexo N° 17: Directiva 97/23/CE sobre equipos a presión .....	169
Anexo N° 18: Entrevista .....	170
Anexo N° 19: Control de producción diaria .....	174
Anexo N° 20: Datos para la curva del sistema .....	175
Anexo N° 21: Relación $\psi$ vs $\Gamma$ .....	176
Anexo N° 22: Variación de la altura respecto al caudal .....	177
Anexo N° 23: Código GUI MATLAB® .....	178
Anexo N° 24: Plano general .....	180
Anexo N° 25: Planos de detalle .....	181
Anexo N° 26: Plano explotado .....	184

## RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo diseñar un ventilador centrífugo cuyo propósito es secar pellets de plástico para una capacidad de 4 TM/día para la Empresa Consorcio reciclador del norte SAC. en la ciudad de Trujillo.

En primera instancia se realizó la selección de 6 tipos de diseños de ventiladores los cuales fueron estudiados mediante una matriz de selección adquiriendo así el ventilador adecuado para el estudio. Luego se estimó las caídas de presión total en el sistema para calcular la potencia del motor eléctrico, se realizó el cálculo de la geometría del rodete paramétricamente para luego calcular la geometría del ventilador centrífugo el cual se diseña de acuerdo a la norma AMCA 99-0098-76, Finalmente se selecciona el material para el diseño el cual fue AISI 304 “Acero Inoxidable” debido a que el material va a estar expuesto a humedad y altas temperaturas, luego se pasó a realizó la simulación en Solidworks para estimar detalles en su forma final y comportamiento del fluido el análisis económico fue beneficioso debido a que la evaluación económica y financiera fue de un periodo de retorno de inversión ROI (2.28%), VAN (67 603) y TIR (1.94 %) generando rentabilidad en un periodo de corto tiempo.

**Palabras claves:** Ventilador, Pellets de plástico, Aumento de producción, Aumento de ingresos económicos.

## ABSTRAC

The present thesis aims to design a centrifugal fan whose purpose is to dry pellets of plastic for a capacity of 4 TM / day for the Consorcio reciclador del norte SAC. In the city of Trujillo.

In the first instance, the selection of 6 types of fan designs was performed, which were studied through a selection matrix, acquiring the right fan for the study. The total pressure drops in the system were then estimated to calculate the power of the electric motor, the geometry of the impeller was calculated parametrically to then calculate the geometry of the centrifugal fan which is designed according to the standard AMCA 99-0098 -76, Finally the material for the design was selected which was AISI 304 "Stainless Steel" because the material will be exposed to humidity and high temperatures, then went to simulation in Solidworks to estimate details in their form Final and fluid behavior the economic analysis was beneficial because the economic and financial evaluation was a return period of investment ROI (2.28%), NPV (67 603) and IRR (1.94%) generating profitability in a short period weather.

**Key words:** Fan, Plastic pellets, Increase in production, Increase in economic income

# **CAPÍTULO I**

## **I. INTRODUCCIÓN**

### **1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA**

En Europa, de acuerdo al informe que brinda la Agencia Europea del Medio Ambiente (AEMA), Los índices de reciclaje mucho más saliente se registran en Austria, con una tarifa del 63%, subsiguiente de Alemania (62%), Bélgica (58%) y los Países Bajos (51%), ya rebasan el objetivo exigidos por la Unión Europea UE que es el poder reciclar hasta el 50% de los residuos domésticos y similares para el año 2020 (SANS, Elena. 2015).

En el Perú se envió productos reciclados, en metales 60 millones de dólares, plásticos 38 millones de dólares y papel o cartón 12 millones de dólares, por lo que conllevo a dos años interrumpidos de crecimiento. Albina Ruiz, presidenta de Ciudad Saludable, aclaro el florecimiento en la formalización de recicladores y presentación del Proyecto “Fortalecimiento de la cadena del valor del reciclaje, con la inclusión y empoderamiento de los recicladores en el Perú”, con el objetivo de beneficiar el trabajo que realizan miles de familias recicladoras que existen actualmente (GONZALES, Carlos. 2015). Según revela una de las encuestas entregadas a la revista Publímetro, tan solo el 11% de peruanos son capaces de reciclar residuos sólidos (RODRÍGUEZ, Sabrina. 2012).

El Banco Interamericano de Desarrollo BID destaca en noviembre del 2010 a Trujillo para ser la primera Ciudad oficial en la cual se encaminará el desarrollo de la metodología de Ciudades Emergentes y Sostenibles a nivel Latinoamericano contando para ello con el apoyo técnico y financiero del BID; el proyecto tomaría por nombre “Trujillo, Ciudad Sostenible” que ayude a mejorar la competitividad y la calidad de vida de sus habitantes (JARAMILLO, Fidel. 2010).

La Empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE SAC es una de las empresas que está dedicada a la recolección de todo tipo de artículos en desuso y materia prima de reciclaje, artículos y materiales que después de un proceso de recuperación y selección son insertados al circuito de uso a través del reciclaje para poder luego ser llevados a un proceso de transformación por medio de un proceso, contribuyendo de esta manera en beneficiar a familias en situación de extrema pobreza y colaborando con las empresas en planes de responsabilidad social que beneficien la conservación del medio ambiente. Actualmente la empresa cuenta con 2 líneas de producción en las cuales se realiza la transformación de los artículos reciclados plásticos que son llevados por un proceso de transformación, triturado de plástico, lavado de plástico y secado de plástico; para la transformación en pellets que luego de ello pasa a un último proceso que es el molido de los pellets convertidos en harina para así poder enviarlos a empresas de lima en las cuales se encargan de la transformación de la harina en bolsas plásticas, botellas, contenedores plásticos, etc.

La empresa realizó la fabricación empírica de un ventilador centrífugo (Figura N° 1) con recursos propios con la intención de reducir costos. Sin embargo, el ventilador no cumple con el objetivo deseado que es conseguir secar por completo los pellets de plástico reciclados, después de un tiempo de trabajo el ventilador ha tenido fallas que han llevado a la parada imprevista de la producción en varias ocasiones. La frecuencia de falla se incrementó que una varilla fuera dejada caer accidentalmente en los alabes del ventilador. Luego de reparado el daño, se reinició el sistema, pero ahora fallaron los rodamientos (Figura N° 2), y se produzca un desbalance en el eje ocasionando ruido en el rodete del ventilador centrífugo. El mantenimiento correctivo ha tenido una duración promedio de 8 horas, evento que se ha repetido frecuentemente durante dos meses cada dos a tres días, los costos en mantenimientos correctivos entre compras de rodamientos de bolas, lubricación de rodamientos, cambios de cables de alimentación, barnizado del estator, etc. ascendieron a 600 nuevos soles.

Luego de la reparación de las fallas mencionadas, el ventilador actualmente se encuentra funcionando con una disponibilidad del 60% sin presentar fallas, pero igualmente no cumple con el objetivo de secar por completo los pellets de plástico reciclado. La gerencia de la empresa luego de los reportes ha llegado a la conclusión que este problema tiene su origen en la falta de un diseño electro-mecánico formal. Antes de la fabricación del equipo.

El presente estudio de investigación tiene como objeto diseñar un nuevo ventilador centrífugo de bajo costo para el secado de pellets de plástico reciclado utilizando la metodología de diseño estándar con la intención de eliminar por completo las fallas mencionadas.



**Figura N° 1:** Ventilador Centrífugo

**Fuente:** Propia



**Figura N° 2:** Falla en Rodamiento

**Fuente:** Propia

## 1.2. TRABAJOS PREVIOS

En este estudio se encontraron antecedentes de estudios que le hacen referencia:

**Ontaneda Zapata, Roberto (2015)** en su tesis para optar el Grado Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito “Diseño y construcción de un rodete de ventilador centrífugo de 100 cfm para el laboratorio de termofluidos de la Universidad Politécnica Salesiana – campus Kennedy” como objetivo general analizar los efectos en su funcionamiento provocados por el cambio de tipo de rodete en el equipo del laboratorio de termofluidos. Concluyó que se comprobó que, el rodete de ventilador centrífugo de perfil aerodinámico, entregó mayor caudal que el rodete BC, a la misma velocidad del motor.

**Vargas Alayo, Julio (2013)** en su tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico en Pontificia Universidad Católica del Perú “Estudio teórico-experimental de un ventilador centrífugo de álabes rectos radiales del laboratorio de Energía-Pucp” Concluyó que la fácil fabricación del ventilador centrífugo estudiado con respecto a los demás tipos de ventiladores lo convierte en una buena alternativa al momento de hacer la selección del equipo o ventilador; Al haber mayor apertura del área se tendrá una mayor velocidad y por consiguiente se tendrá una mayor caudal, por esta razón es que el flujo se vuelve más turbulento.

**Chávez Morales, Abel (2009)** en su tesis para optar el Grado Académico de Maestro en Ciencias en Sistemas Inteligentes en el Instituto Tecnológico y de estudios superiores de Monterrey “Optimización automatizada del diseño de un ventilador de flujo tubo-axial mediante algoritmos evolutivos” como su objetivo tubo el estudio de la optimización de forma del aspa de un ventilador mediante la implementación de Algoritmos Genéticos como técnica de optimización. Concluyó que si Fue posible la optimización de la forma del aspa de un Ventilador de flujo tubo-axial mediante la implementación de algoritmos genéticos.



**Bernardo Silva, Jorge (2006)** en su tesis por optar el Grado de Ingeniero Mecánico en la Universidad San Carlos de Guatemala “Estudio para la compra, montaje y mantenimiento de un ventilador centrífugo para enfriamiento de moldes para envases de vidrio” cuyo objetivo general fue elaborar una guía práctica que describa los parámetros a tomar en cuenta para la correcta elección, montaje y mantenimiento de un ventilador centrífugo. Concluyó que, para enfriar adecuadamente, los moldes de los envases de vidrio se requieren de un ventilador que maneje grandes caudales de aire, lo cual se logra con ventiladores centrífugos.

**Romero Hernández, José (2006)** en su tesis para optar el Grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica en el Instituto Politécnico Nacional México “Estudio teórico experimental del comportamiento de ruido en ventiladores centrífugos industriales”. En las Conclusiones de su investigación Se realizó un estudio a un banco de ventiladores centrífugos industriales integrado por un ventilador de 6 álabes radiales, un ventilador de 9 álabes radiales, ventilador de 7 álabes rectos hacia atrás y ventilador de 7 álabes curvados hacia delante. En el ventilador de 6 álabes radiales a 2000 rpm (35 Hz el motor) se obtuvieron las mejores condiciones de eficiencia ruido.

**Iñiguez Donoso, Jorge (2000)** en su tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Litoral Guayaquil – Ecuador: “Cálculo y diseño de ventiladores centrífugos para un sistema de enfriamiento por evaporización” El diseño y dimensionamiento se basa en las necesidades del cliente y en la disponibilidad de materiales. Concluyo que La forma constructiva modular de este diseño permite que podamos construir enfriadores de mayor capacidad tan solo añadiendo más ventiladores y ampliando en igual proporción el área de la empaquetadura, manteniendo claro está el rango de temperatura de enfriamiento del agua ( $\Delta T = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

### 1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA

#### 1.3.1. VENTILADORES

El ventilador es una turbomáquina generadora de flujo cuyo propósito es proporcionar un incremento de energía a un cierto caudal, flujo de aire, para luego llevarlo de un punto a otro para abastecer un sistema. La velocidad a la cual un ventilador puede expulsar aire hacia el exterior depende mucho de la presión que tenga que sobrepasar debido a las pérdidas por fricción que se presentan en los ductos y accesorios de sistema (VARGAS ALAYO, Julio. 2013).

Para clasificar un ventilador una de las características importantes, es determinar la naturaleza del flujo que pasa por los conductos de las aletas del impulsor. Se Pueden encontrar impulsores de flujo radial, de flujo semi axial, de flujo axial. Los nombres de algunos ventiladores se derivan de esa clasificación y otros nombres se toman de otras características (OTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015).

De acuerdo a la trayectoria de los fluidos se clasifican en: (Figura N° 3).

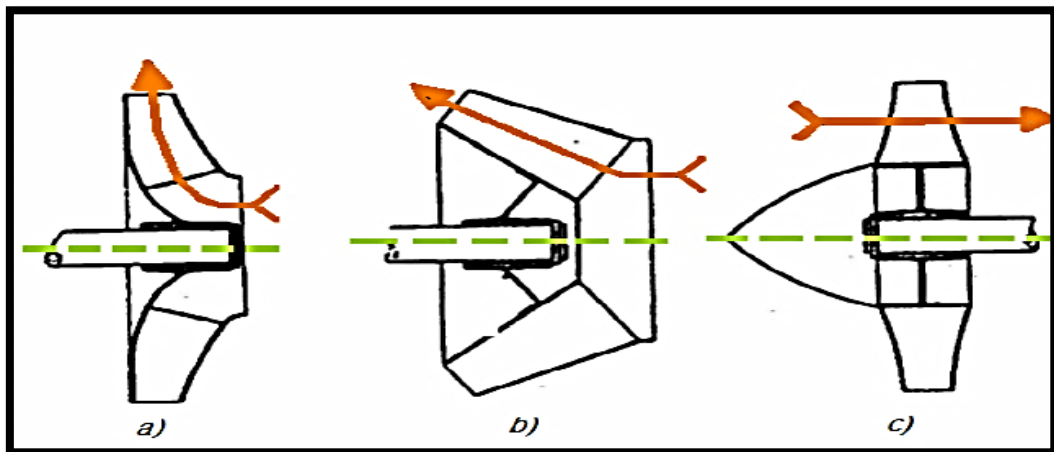
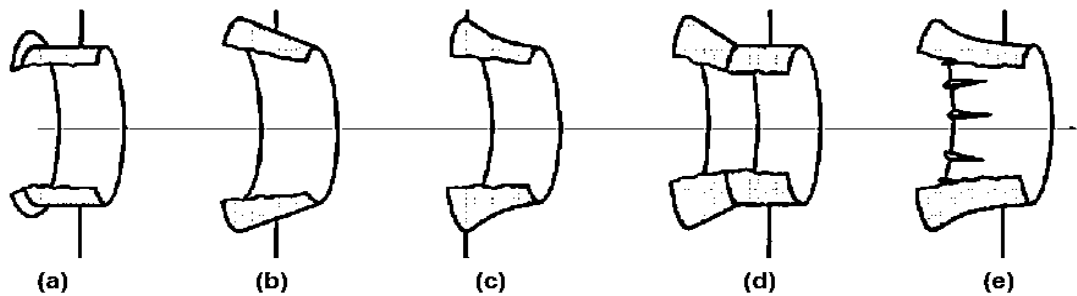


Figura N° 3: Clasificación de impulsores

Fuente: MARTÍNEZ OLARTE, Adrián. 2011

Por otra parte, se debe considerar la boquilla de admisión del aire en el ventilador (Figura N° 4), ya que este, puede perjudicar la efectividad del funcionamiento si no se diseña, o elige apropiadamente. De acuerdo a Gutiérrez Flores la forma (c) evita las pérdidas de presión por choque por su entrada uniforme de aire hacia los alabes del rotor (LEE LAVERDE, Jonathan. 2013).



**Figura N° 4:** Formas de la admisión de los ventiladores:

**Fuente:** GUTIÉRREZ FLOREZ, Jhony. 2008

## A) VENTILADORES Y COMPRESORES

Los ventiladores como los compresores poseen como objetivo impulsar un gas incrementando su presión, entre los dos existen diferencias:

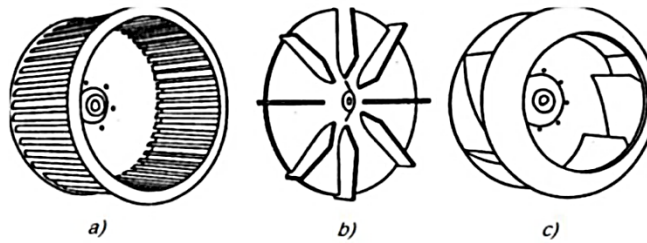
- **Ventilador:** Es una turbomáquina que absorbe energía mecánica y devuelve energía a un flujo de gas, comunicándole un incremento de presión tal que la compresibilidad pueda despreciarse, el gas puede considerarse como líquido incompresible si la densidad se considera constante durante el proceso y por consiguiente no hay diferencia entre la forma de operación de un ventilador y de una bomba.
- **Compresores:** La compresibilidad no puede despreciarse, son diseñados primordialmente para provocar elevadas presiones y flujos de gas pequeños. (MATAIX, Claudio. Pag. 424).

## B) CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

### 1. POR SU MODO DE TRABAJO: Según (VARGAS ALAYO, Julio 2013)

- **Ventiladores Centrífugos:** Se caracterizan porque su flujo de salida es perpendicular al flujo de entrada, se adaptan a tres tipos de ventiladores baja, media y alta presión. Pueden ser de los siguientes tipos (Figura N° 5):

- a) Ventiladores Centrífugos de alabes curvados hacia delante.
- b) Ventiladores Centrífugos de alabes rectos radiales.
- c) Ventiladores Centrífugos de alabes curvados hacia atrás.



**Figura N° 5:** Tipos de alabes

**Fuente:** MARTÍNEZ OLARTE, Adrián. 2011

- **Ventiladores Axiales:** Este tipo de ventiladores se caracterizan por mover grandes caudales con incrementos de presión estática baja.
- **Ventiladores Transversales:** Se caracteriza porque su recorrido del flujo de aire en el rodete es normal al eje tanto a la entrada como a la salida.
- **Ventiladores Helicocentrífugos:** Son ventiladores intermedios entre los centrífugos y los axiales, en ellos el aire entra como en los axiales y sale como en los centrífugos.

**2. POR DIFERENCIA DE PRESIÓN ESTÁTICA:** Rango de presiones de trabajo. (1mm.c.a. = 0.001421 PSI), según (SOLER & PALAU, Hojas Técnicas)

- Ventiladores de baja presión Presiones inferiores a 200 mm.c.a. equivalente a 0.2842 PSI.

- Ventiladores de media presión Presiones entre 200 y 800 mm.c.a. equivalente a 0.2842 y 1.1371 PSI.

- Ventiladores de alta presión Presiones entre 800 y 2.500 mm.c.a. equivalente a 1.1371 y 3.5534 PSI.

- Ventiladores de muy alta presión Presiones mayores a 2.500 mm.c.a. equivalente a 3.5534 PSI.

**3. POR TIPO DE SISTEMA DE ACCIONAMIENTO:** Según (SOLER & PALAU, Hojas Técnicas).

**a) Accionamiento directo:** Cuando el motor eléctrico tiene su eje en común con el rodete del ventilador centrífugo.

**b) Accionamiento indirecto por transmisión:** Como es el caso de transmisión por correas y poleas para poder separar el motor eléctrico de la corriente de aire.

### **1.3.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS**

El uso de ventiladores centrífugos es muy utilizado en la industria ya que se puede lograr presiones de hasta 2 500mmca equivalente a 3.6955 PSI y caudales desde 10 litros/seg. Hasta 1 000 m<sup>3</sup>/seg. Con grandes ventiladores desde 8 metros de diámetro usados en torres de refrigeración industrial.

El ventilador centrífugo está constituido por un rodete encerrado en una voluta o carcasa mayormente de forma espiral; el aire que ingresa a través del eje del rodete paralelo a la flecha del ventilador, es succionado

por el rodete y evacuado hacia la envolvente de liberación del fluido a la salida en ángulo recto a la flecha, esta rotación del rodete se lo realiza mediante el acoplamiento de un motor mayormente motor eléctrico. El rodete, está constituido por una placa posterior en donde se fijan un extremo lateral de cada uno de los álabes; una placa frontal diseñada con un orificio por donde va a ingresar el aire (ONTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015).

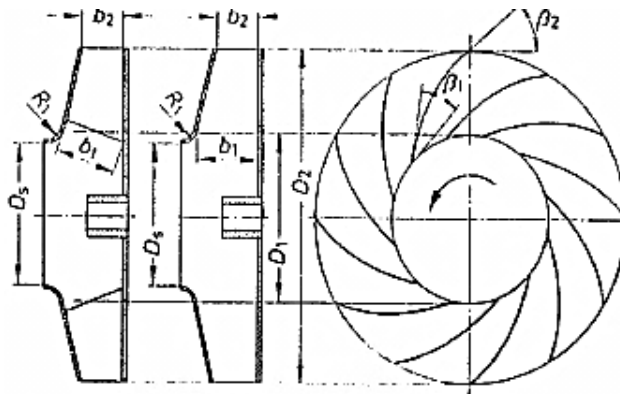
## A) TIPOS DE ÁLABES

Se clasifican estos ventiladores según su forma y posición de los álabes por lo que se tienen los siguientes tipos básicos de rodetes: (LEE LAVERDE, Jonathan. 2013, Pag. 61 & VARGAS ALAYO, Julio. 2013, Pag.16)

- **Álabes curvados hacia atrás:** Ángulo  $\beta_2 < 90^\circ$  Son los tipos de álabes que tienen los más altos rendimientos que se encuentran entre (70 – 85%), actúan a mayores velocidades tangenciales que los otros tipos de ventiladores centrífugos.
- **Álabes radiales rectos:** Ángulo  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  Son utilizados mayormente para impulsar aire o gases sucios a elevada temperatura, tiene menor número de álabes, destinado solamente para presiones moderadas con un rendimiento no muy elevado entre (68 – 80%), su ventaja es que los materiales que se encuentran en el flujo de aire no se pegan en los álabes, constan de auto limpieza.
- **Álabes curvados hacia adelante:** Ángulo  $\beta_2 > 90^\circ$  En este tipo de álabes se obtienen bajos rendimientos (35 – 65%), esta configuración del álabe tiene forma de cuchara, por ello la velocidad del aire es mucho más grande que en otros y se emplean a causa del bajo nivel de ruido que presentan.

## B) GEOMETRÍA DE LOS VENTILADORES

Básicamente consiste en las dimensiones del rodete para realizar el trabajo (Figura N° 6). Por lo tanto, las principales dimensiones a considerar son: Según (VARGAS ALAYO, Julio. 2013).



**Figura N° 6:** Geometría del rodete

**Fuente:** GONZALES SEABRA, Pedro. 2005

*DONDE:*

$D2 =$  Diámetro Externo (m)

$D1 =$  Diámetro Interno (m)

$Ds =$  Diámetro succión (m)

$b1 = b2 =$  Ancho del álabe (m)

## C) ELEMENTOS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

- a) Rodete, Número de álades, Carcasa o Voluta.
- c) Cono de succión del ventilador.
- d) Motor Eléctrico.
- e) Flecha.
- f) Chumaceras, soporte de chumaceras.
- g) Poleas, Cubre poleas.

**Fuente:** MARTÍNEZ OLARTE, Adrián. 2011

## D) CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Según (LAHIDALGA SERNA, Jesús)

- 1. Caudal volumétrico:** Volumen de fluido que circula por el ventilador en unidad de tiempo.

$$Q = V * A \dots \dots \dots (1.1)$$

*DONDE:*

*V = Velocidad del aire (m/s)*

*A = Área de la sección transversal del ducto (m<sup>2</sup>)*

- 2. Densidad:** Es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa en un determinado volumen de una sustancia, las propiedades físicas del aire se pueden ver (Anexo 1); algunas veces es necesario transportar otros fluidos distintos al aire entonces debe de tenerse en cuenta igualmente la densidad ver (Anexo 2).

$$\rho = \frac{m}{V} \dots \dots \dots (1.2)$$

*DONDE:*

*m = Masa (Kg)*

*V = Volumen (m<sup>3</sup>)*

- 3. Flujo másico:** Magnitud física que expresa la variación de la masa con respecto al tiempo. En el sistema internacional se mide en (Kg/s).

$$\dot{m} = \rho * V * A \dots \dots \dots (1.3)$$

*DONDE:*

*ρ = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)*

*V = Velocidad del aire (m/s)*

*A = Área de la sección transversal del ducto (m<sup>2</sup>)*



**4. Número Reynolds (Re):** Comportamiento de un fluido, particularmente con respecto a las pérdidas de energía, depende del tipo de flujo, si es laminar o turbulento su unidad es adimensional.

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} \dots \dots \dots (1.4)$$

DONDE:

$\rho$  = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = Velocidad del aire (m/s)

$D$  = Diametro del ducto (m)

$\mu$  = Coeficiente de viscosidad (N.s/m<sup>2</sup>)

- **Pérdidas primarias: Ecuación de D'arcy**

$$\Delta P_{asp} = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \dots \dots \dots (1.5)$$

DONDE:

$f$  = Coeficiente de fricción

$L$  = Longitud del ducto (m)

$D$  = Diametro del ducto (m)

$V$  = Velocidad del aire (m/s)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

- **Pérdidas secundarias**

$$\Delta P_{imp} = K * \frac{V^2}{2 * g} \dots \dots \dots (1.6)$$

DONDE:

$K$  = Coeficiente de pérdida secundaria

$V$  = Velocidad del aire (m/s)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

**Presión total:** Viene a ser la suma de la Presión estática con la presión dinámica más las pérdidas en la tubería.

$$\Delta P_T = \Delta P_e + \Delta P_D + \Delta P_{asp} + \Delta P_{imp} \dots \dots \dots (1.7)$$

*DONDE:*

$$\Delta P_T = \text{Presión total (Pa)}$$

$$\Delta P_D = \text{Presión dinamica (Pa)}$$

- **Presión estática:** Valor que indica un manómetro que se instala dentro de un ducto donde pasa la corriente de fluido con la misma velocidad.

$$\Delta P_e = P_s - P_e \dots \dots \dots (1.8)$$

*DONDE:*

$$\Delta P_e = \text{Presión estática (Pa)}$$

$$P_s - P_e = \text{Caída de presión (Pa)}$$

- **Presión dinámica:** Es la fuerza por unidad de superficie provocada por el movimiento del aire, esta presión es siempre positiva.

$$\Delta P_d = \frac{\rho}{2} * (V_s^2 - V_e^2) \dots \dots \dots (1.9)$$

*DONDE:*

$$\Delta P_D = \text{Presión dinamica (Pa)}$$

$$V_s - V_e = \text{Velocidad de fluido (m/s)}$$

$$\rho = \text{Densidad del fluido (Kg/m3)}$$

## E) LEYES DE LOS VENTILADORES

Según (MATAIX, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas: Leyes de semejanza y curvas características)

### Cuando la variable es la velocidad

- El caudal varía de acuerdo a la velocidad

$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{V1}{V2} \dots \dots \dots (2.1)$$

- La presión total varía de acuerdo a la velocidad

$$\frac{Pt1}{Pt2} = \frac{V1^2}{V2^2} \dots \dots \dots (2.2)$$

- La potencia absorbida varía de acuerdo a la velocidad

$$\frac{CV1}{CV2} = \frac{V1^3}{V2^3} \dots \dots \dots (2.3)$$

## F) ANÁLISIS PARA SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Es importante conocer los detalles de los ventiladores centrífugos, para poder determinar la selección del tipo del ventilador, así como también los costos y eficiencia del ventilador, dificultad en la fabricación de los rodetes como sus respectivas ventajas en cuanto a ahorro de energía (ONTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015).

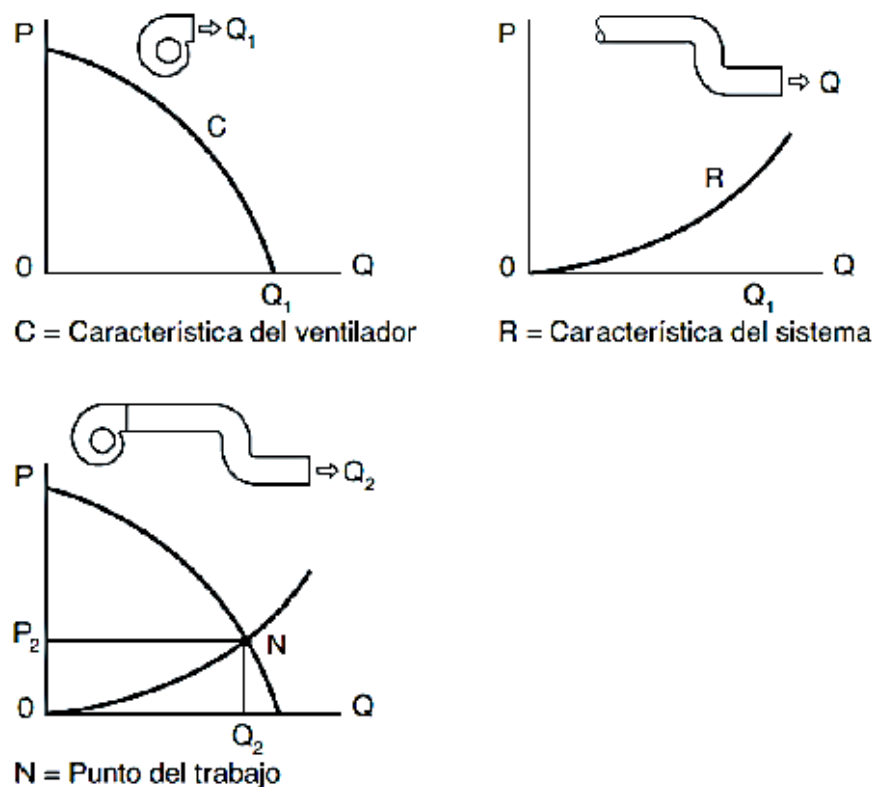
### • Consideraciones de estabilidad

Si se moderan con rapidez los balanceos originados por modificaciones temporales, el flujo por lo general será estacionario. Puede describirse el sistema de ventilación como una característica de operación estable (ONTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015).

- **Concordancia entre el ventilador y el sistema**

La energía que se solicita para el sistema de secado de pellets de plástico, lo tiene que proveer el ventilador de manera exacta. Si entrega a la entrada mucha o muy poca energía, la capacidad de caudal será mayor o menor que la que se desea obtener. A veces, es beneficioso un ventilador de tamaño un poco menor al requerido por razones de costo y estabilidad (ONTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015).

La curva característica del ventilador depende únicamente del ventilador, y únicamente varía si el ventilador llega a trabajar a una velocidad de rotación desigual. Un ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y transmitiéndoles distintas presiones, de tal manera que todos los puntos posibles de funcionamiento se encuentren representados sobre la curva (Figura N° 7).



**Figura N° 7:** Curvas características del ventilador centrífugo y del sistema

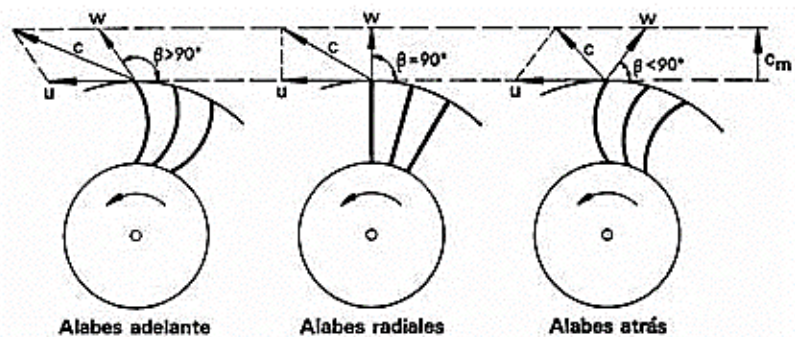
**Fuente:** ONTANEDA ZAPATA, Roberto. 2015

- **Cinemática del flujo en los ventiladores**

Según (VARGAS ALAYO, Julio. 2013), Estudio del triángulo de velocidades resultantes de la notación del rodete sobre el fluido conducido a la entrada como a la salida del rodete (Figura N° 8)

Las velocidades generadas al girar el rodete son:

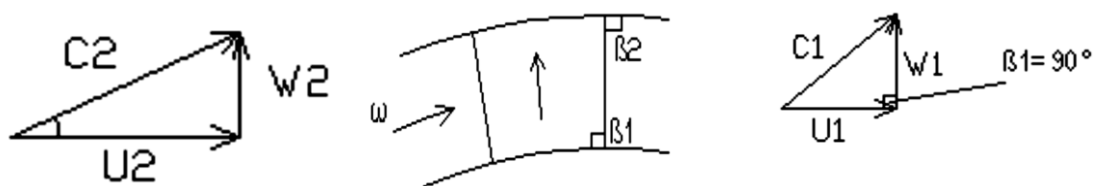
- U: Velocidad tangencial del rodete
- C: Velocidad Absoluta del fluido
- W: Velocidad Relativa del rodete respecto al fluido



**Figura N° 8:** Triángulos de velocidades.

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

Para este análisis de Diseño de Ventilador Centrífcgo se tendrían los ángulos de Álabes Radiales,  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  (Figura N° 12.1).



**Figura N° 8.1:** Triangulo de velocidades de Álabes Radiales

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

- **Variación de potencia por otros factores**

Según el autor LAHIDALGA SERNA, Jesús. La altitud varia la densidad de los fluidos y lo mismo sucede con la temperatura que modifica la densidad por lo que se tiene que tener en cuenta estas condiciones al momento de calcular la potencia absorbida por el motor eléctrico.

Cuando la temperatura se eleva la potencia absorbida es mucho menor, ya que la densidad del aire disminuye, pero esta debe de prevenir la potencia suficiente para estas eventualidades. Con el objetivo de que sea un motor suficiente para los casos mencionados anteriormente en que la temperatura pueda disminuir evitara numerosas averías como paradas imprevistas ver (Anexo 3).

- **Potencia del motor eléctrico**

El motor eléctrico suministra la energía indispensable para poder mover el ventilador centrífugo. Entonces, debe calcularse la potencia, para así poder seleccionar el motor adecuado (LAHIDALGA SERNA, Jesús).

## **G) CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO**

Para la realización del cálculo diseño de ventilador centrífugo se utilizaron las siguientes fórmulas como densidad, triángulo de velocidades entrada y salida del rodete, ecuación de Euler, presión estática del rodete, presión dinámica del rodete, presión total del ventilador, potencia útil, potencia de accionamiento, correspondientes al libro mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas segunda edición, (MATAIX, Claudio. 1982)

### 1. Densidad del aire

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R * T_{atm}} \dots \dots \dots (3.1)$$

DONDE:

$\rho$  = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)

$P_{atm}$  = Presión atmosférica (Pa)

$T_{atm}$  = Temperatura atmosférica (K°)

$R$  = Constante de gases (aire =  $287 \frac{J}{Kg} ^\circ k$ )

### 2. Triángulo de velocidades entrada y salida del rodete

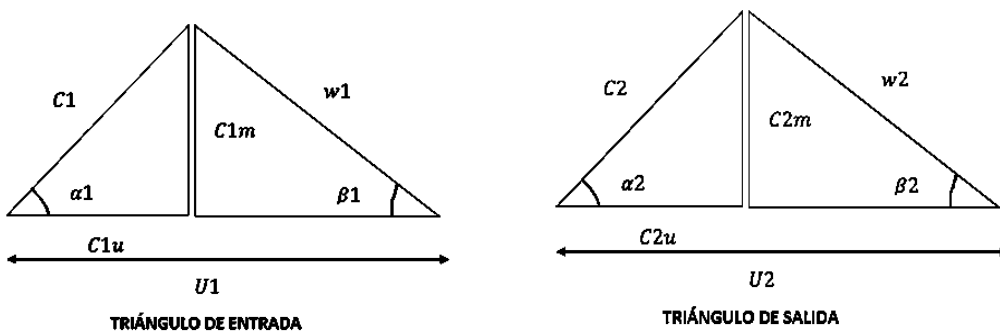


Figura N° 9: Triángulo de velocidades entrada y salida del rodete

Fuente: MATAIX, Claudio. 1982

### 3. Potencia útil (Kw)

$$Pu = \frac{Q * \Delta Pt}{1000} \dots \dots \dots (3.2)$$

DONDE:

$Q$  = Caudal volumetrico (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta Pt$  = Presión total del ventilador (Pa)

#### 4. Potencia de accionamiento ( $P_{acc}$ )

De estudios realizados para estos tipos de diseños de álabes tipo punta radial un rango establecido de eficiencia para ventiladores centrífugos con álabes tipo punta radial sus rendimientos están en un 68% a 80%. Para este diseño se tomará un rendimiento de 75% (GONZALES SEABRA, Pedro. 2013)

$$P_{acc} = \frac{Q * \Delta Pt}{n_v * 1000} \dots \dots \dots (3.3)$$

*DONDE:*

$P_{acc}$  = Potencia de accionamiento (Kw)

$\Delta Pt$  = Presión total del ventilador (Pa)

$Q$  = Caudal volumetrico (m<sup>3</sup>/s)

$n_v$  = Rendimiento del ventilador centrífugo (%)

#### 5. Selección del motor eléctrico

Para seleccionar el motor eléctrico se va a considerar una potencia mayor que la demandada anteriormente.

$$P_{motor\ el\acute{e}ctrico} = 1.2 * P_{acc} \dots \dots \dots (3.4)$$

*DONDE:*

1.2 = Factor de seguridad

$P_{acc}$  = Potencia accionamiento (Kw)



## 6. Altura teórica de Euler ( $H_u$ )

$$H_u = \frac{H}{n_h} \dots \dots \dots (3.5)$$

DONDE:

$H$  = Altura útil del ventilador (m.c. aire)

$n_h$  = Eficiencia hidráulica (%)

## 7. Transferencia de energía ( $H_{R\infty}$ )

$$H_{R\infty} = \frac{H_u}{\mu} \dots \dots \dots (3.6)$$

DONDE:

$H_u$  = Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$\mu$  = Coeficiente de deslizamiento

## 8. Altura de pérdidas por fricción en el ventilador ( $\Delta H_f$ )

$$\Delta H_f = [(1 - n_h) * H_u] * \left(\frac{Q_x}{Q}\right)^2 \dots \dots \dots (3.7)$$

DONDE:

$n_h$  = Eficiencia hidráulica (0.79)

$H_u$  = Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$Q_x$  = Caudal volumétrico para la curva (m<sup>3</sup>/s)

$Q$  = Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

### 9. Altura de pérdidas por choque al ingreso del rodete ( $\Delta H_{ch}$ )

$$\Delta H_{ch} = \left[ 0.3 + 0.6 * \left( \frac{\beta_2}{90} \right) \right] * \frac{U_1^2}{2 * g} * \left( 1 - \frac{Q_x}{Q_n} \right)^2 \dots \dots \dots (3.8)$$

DONDE:

$U_1 =$  Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)

$g =$  Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

### 10. Altura útil del ventilador centrífugo ( $H$ )

$$H = H_u - (\Delta H_f + \Delta H_{ch}) \dots \dots \dots (3.9)$$

DONDE:

$H_u =$  Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$\Delta H_f =$  Altura de pérdidas por fricción en el ventilador (m. c. aire)

$\Delta H_{ch} =$  Altura de pérdidas por choque al ingreso del rotor (m. c. aire)

### 11. Presión total del ventilador ( $\Delta Pt$ )

$$\Delta Pt = \Delta Pu - \Delta P(r - int) \dots \dots \dots (3.10)$$

DONDE:

$\Delta Pu =$  Presión periférica, presión euler, presión teórica (Pa)

$\Delta P(r - int) =$  Variación de pérdida de presión (Pa)

## H) CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DE RODETES

Dentro de los requisitos para el diseño de ventiladores centrífugos, es necesario conocer el caudal, como también la aplicación. A continuación, se describen algunas de las fórmulas básicas para encontrar las velocidades en los álabes, y las presiones involucradas; para así verificar el dimensionamiento del ventilador Centrífugo (VARGAS ALAYO, Julio. 2013).

### 1. Dimensionamiento básico

- **Altura útil del ventilador ( $H$ )**

$$H = \frac{\Delta P_T * k}{\rho_{aire}} \dots \dots \dots (4.1)$$

*DONDE:*

$\Delta P_T =$  *Caida de presión total (mm. ca.)*

$\rho_{aire} =$  *Densidad del fluido (Kg/m<sup>3</sup>)*

$k =$  *Factor de compresibilidad ( 1 < f < 1.1 adimensional)*

- **Relación de presiones ( $R_p$ )**

$$R_p = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} \dots \dots \dots (4.2)$$

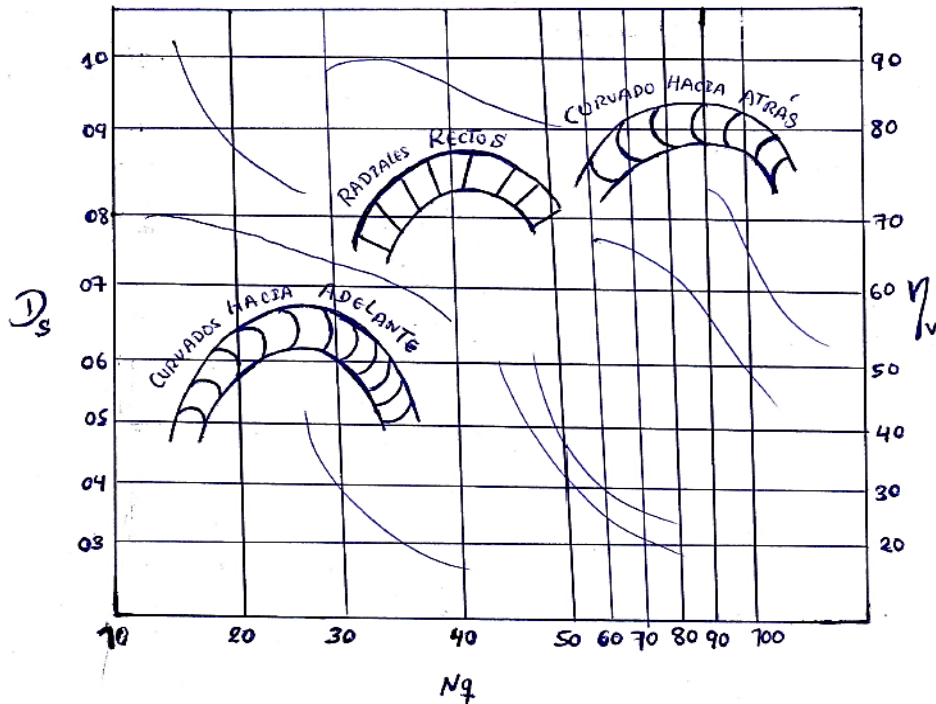
*DONDE:*

$P_{imp} =$  *Presión de salida (mm. ca)*

$P_{succ} =$  *Presión de entrada (mm. ca)*

- **Velocidad específica (Nq)**

Se define como el número de revoluciones por minuto de un paradigma, como parámetro de clasificación y de elección de los alabes de ventiladores centrífugos (Figura N° 10). Suficiente para realizar 1 metro de altura a una capacidad de 1 m<sup>3</sup>/s. Según (VARGAS ALAYO, Julio. 2013).



**Figura N<sup>a</sup> 10:** Curva de velocidad específica

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

$$Nq = \frac{N * \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots \dots \dots (4.3)$$

*DONDE:*

*N = Velocidad de rotación (RPM)*

*H = Altura útil del ventilador (mm. ca)*

*Q = Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)*

- Cifra de velocidad ( $\sigma$ )

$$\sigma = \frac{N_q}{157.8} \dots \dots \dots (4.4)$$

DONDE:

$N_q =$  Velocidad específica (adimensional)

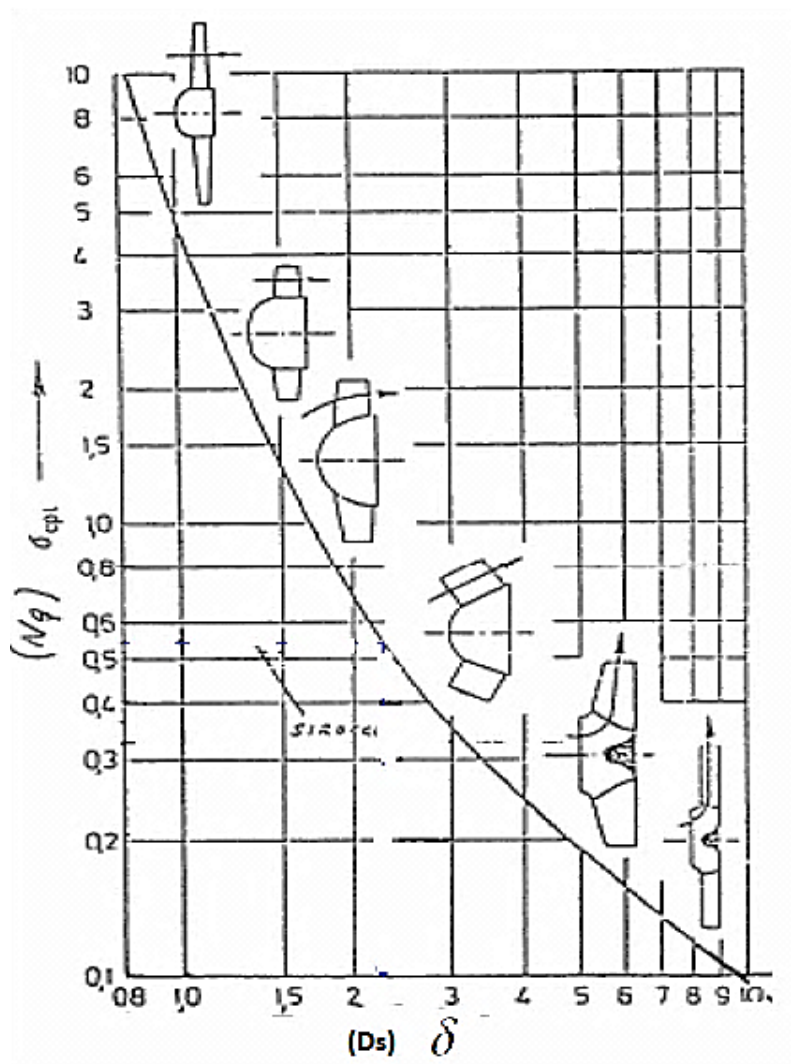


Figura N° 11: Diagrama de Cordier

Fuente: VARGAS ALAYO, Julio. 2013

- **Diámetro exterior del rodete ( $D_2$ )**

$$D_2 = \frac{\delta * \sqrt{Q}}{(2 * g * H)^{\frac{1}{4}}} * \frac{2}{\sqrt{\pi}} \dots \dots \dots (4.5)$$

*DONDE:*

$\delta$  = Cifra de diametro (adimencional)

$H$  = Altura Útil del ventilador (mc. aire)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

- **Cifra de presión ( $\psi$ )**

$$\psi = \frac{2 * g * H}{U_2^2} \dots \dots \dots (4.6)$$

*DONDE:*

$H$  = Altura útil del ventilador (mc. aire)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$U_2$  = Velocidad tangencial a la salida (m/s<sup>2</sup>)

- **Velocidad tangencial a la salida del rodete ( $U_2$ )**

$$U_2 = \frac{\pi * D2 * N}{60} \dots \dots \dots (4.8)$$

*DONDE:*

$U_2$  = Velocidad tangencial a la salida del rodete (m/s)

$D2$  = Diametro externo del rodete (m)

$N$  = Velocidad de rotación (RPM)

- **Cifra de caudal ( $\varphi$ )**

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi * D2^2}{4} * U_2} \dots \dots \dots (4.8)$$

DONDE:

$Q =$  Caudal (m<sup>3</sup>/s)

$D2 =$  Diametro externo del rodete (m)

$U_2 =$  Velocidad tangencial a la salida del rodete (m/s)

## 2. Dimensionamiento aerodinámico

- **Diámetro de succión ( $D_{succ}$ )**

$$D_{succ} = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * n_v * \varepsilon * \sqrt{2 * g * H}}} \dots \dots \dots (4.9)$$

DONDE:

$Q =$  Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$n_{vol} =$  Eficiencia volumétrica (0.97 %)

$H =$  Altura útil del ventilador (mc. aire)

$g =$  Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$\varepsilon =$  Cifra de entrada (adimensional)

- **Cifra de entrada ( $\varepsilon$ )**

$$\varepsilon = 0.64 * \sigma^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (4.10)$$

DONDE:

$\sigma =$  Cifra de velocidad (adimensional)

- **Relación de diámetros ( $R_D$ )**

$$R_D = 1.27 * \sqrt{\psi} * \sigma^{\frac{5}{6}} \dots \dots \dots (4.11)$$

*DONDE:*

$\psi$  = Cifra de presión (adimensional)

$\sigma$  = Cifra de velocidad (adimensional)

- **Diámetro interno del rodete ( $D_1$ )**

$$D_1 = R_D * D_2 \dots \dots \dots (4.12)$$

*DONDE:*

$R_D$  = Relación de diámetros (adimensional)

$D_1$  = Diámetro interno del rodete (m)

$D_2$  = Diámetro externo del rodete (m)

- **Velocidad tangencial a la entrada del rodete ( $U_1$ )**

$$U_1 = \frac{\pi * D_1 * N}{60} \dots \dots \dots (4.13)$$

*DONDE:*

$U_1$  = Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)

$D_1$  = Diámetro interno del rodete (m)

$N$  = Velocidad de rotación (RPM)



- **Ancho de los álabes ( $b_1$ )**

$$b_1 = k * \frac{D_1}{4} \dots \dots \dots (4.14)$$

*DONDE:*

$k = 1.2$  Coeficiente (1.2 – 2.5)

$D_1 =$  Diámetro interno (m)

- **Ancho de salida del álabe ( $b_2$ )**

$$b_2 = k * \frac{D_2}{4} \dots \dots \dots (4.15)$$

*DONDE:*

$k = 1.2$  Coeficiente (1.2 – 2.5)

$D_2 =$  Diámetro externo (m)

- **Número de álabes del rodete (Z)**

$$Z \geq \frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} * \pi \dots \dots \dots (4.16)$$

*DONDE:*

$Z =$  Número de álabes

$D_1 =$  Diámetro interno medio (m)

$D_2 =$  Diámetro externo del rodete (m)

- **Para Álabes Rectos**

$$\frac{R2}{\cos\beta1} = \frac{R1}{\cos\beta2} \dots \dots \dots (4.17)$$

*DONDE:*

*R2 y R1 = Radios del rodete (m)*

*Cosβ1 y Cosβ2 = Ángulos relativos*

- **Velocidad Relativa (C<sub>1</sub>)**

$$C_1 = \sqrt{W_1^2 + U_1^2} \dots \dots \dots (4.18)$$

*DONDE:*

*W<sub>1</sub> = Velocidad radial a la entrada del rodete (m/s)*

*U<sub>1</sub> = Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)*

- **Velocidad radial a la entrada del rodete (W<sub>1</sub>)**

$$W_1 = \frac{Q}{\pi * b_1 * D_1} \dots \dots \dots (4.19)$$

*DONDE:*

*Q = Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)*

*b<sub>1</sub> = Ancho de entrada del álabe (m)*

*D<sub>1</sub> = Diámetro interno (m)*

- **Velocidad de succión del ventilador ( $V_{succ}$ )**

$$V_{succ} = \frac{4 * Q}{\pi * n_{vol} * D_{succ}^2} \dots \dots \dots (4.20)$$

*DONDE:*

$Q =$  Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$n_{vol} =$  Eficiencia volumétrica (0.97 %)

$D_{succ} =$  Diámetro de succión (m)

- **Grado de reacción (R)**

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_1^2 - W_2^2)}{2 * g * H} \dots \dots \dots (4.21)$$

*DONDE:*

$U_{2-1} =$  Velocidad tangencial a la salida y entrada del rodete (m/s)

$W_{2-1} =$  Velocidad radial a la salida y entrada del rodete (m/s)

$H =$  Altura útil del ventilador (mc. aire)

- **Coefficiente de vórtice ( $\Gamma$ )**

$$\Gamma = \frac{\mu - \frac{\psi}{2 * n_h}}{R_D} \dots \dots \dots (4.22)$$

*DONDE:*

$\mu =$  Coeficiente de deslizamiento (adimensional)

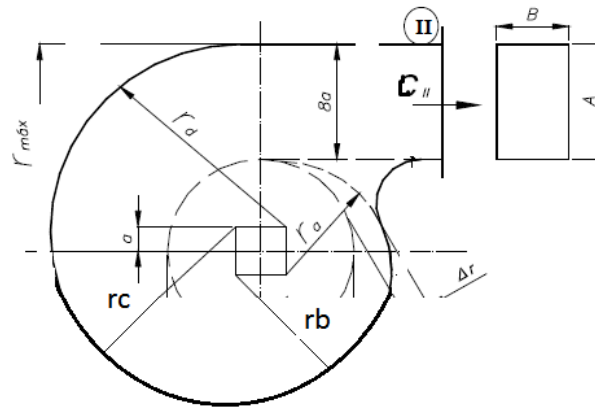
$\psi =$  Cifra de presión (adimensional)

$n_h =$  Eficiencia hidráulica (%)

$R_D =$  Relación de diámetros (adimensional)

## I) DISEÑO DE LA CARCASA O VOLUTA

Las ecuaciones generales para el diseño geométrico de la carcasa o voluta (Figura N° 12), está dada por las siguientes formulas según (SEPULVEDA, Wilson & LEE LAVERDE, Jonathan. 2013).



**Figura N° 12:** Dimensiones de la carcasa o voluta

**Fuente:** GONZALES SEABRA, Pedro. 2005

### 1. Velocidad de salida de la carcasa o voluta ( $C_{II}$ )

La velocidad de salida de la carcasa o voluta es el 74% de la velocidad de salida del rodete ( $C_{II}$ ).

$$C_{II} = 0.74 * C_2 \dots \dots \dots (5.1)$$

*DONDE:*

0.74% = *Porcentaje de la velocidad de salida del rodete*

$C_2$  = *Velocidad relativa a la salida de los álabes (m/s)*

### 2. Área de salida de la carcasa o voluta ( $A_s$ )

$$A_s = \frac{Q}{C_{II}} \dots \dots \dots (5.2)$$

*DONDE:*

$C_2$  = *Velocidad de salida de la carcasa o voluta (m/s)*

### 3. Trazo de la carcasa o voluta

- **Apertura de la carcasa o voluta (B)**

$$B = 2 * b_2 \dots \dots \dots (5.3)$$

- **Apertura de la carcasa o voluta (A)**

$$A = \frac{A_s}{B} \dots \dots \dots (5.4)$$

- **Sección rectangular (a)**

$$a = \frac{A}{8} \dots \dots \dots (5.5)$$

- **Variación del diámetro externo y la carcasa ( $\Delta r$ )**

$$\Delta r = (2 - 5\%) * D_2 \dots \dots \dots (5.6)$$

- **Arco del círculo ( $r_d$ )**

$$r_d = \frac{D_2}{2} + 8 * a \dots \dots \dots (5.7)$$

- **Arco del círculo ( $r_{m\acute{a}x} \approx r_d$ )**

$$r_{m\acute{a}x} \approx r_d \leq D_2 \dots \dots \dots (5.8)$$

- **Arco del círculo ( $r_c$ )**

$$r_c = r_d - 2 * a \dots \dots \dots (5.9)$$

- **Arco del círculo ( $r_b$ )**

$$r_b = r_c - 2 * a \dots \dots \dots (5.10)$$

- **Arco del círculo ( $r_a$ )**

$$r_a = r_b - 2 * a \dots \dots \dots (5.11)$$

## J) EL SOFTWARE DE APLICACION MATLAB®

Es una herramienta de software matemático aplicado a la ingeniería que nos ofrece un ambiente de desarrollo integrado (IDE), con su exclusivo lenguaje (lenguaje Matlab®). Cuenta con muchos beneficios entre los cuales poseemos: la representación de datos, manipulación de matrices y funciones, creación de interfaces de usuario (GUI), implementación de algoritmos y la relación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware.

La plataforma de MATLAB® esta optimizada para poder resolver problemas de ingeniería y científicos. El lenguaje de MATLAB®, basado en la manipulación de matrices, es la forma más natural del mundo para expresar las matemáticas computacionales. Los gráficos añadidos hacen más fácil percibir los datos y la adquisición de información a partir de ellos. Una amplia librería de toolboxes preinstaladas le permiten empezar a trabajar rápidamente con algoritmos esenciales para su dominio. El contexto de escritorio invita a experimentar, explorar y descubrir. Todas estas herramientas y prestaciones de MATLAB® están probadas y diseñadas rigurosamente para laborar juntas.

Se pueden resolver problemas como:

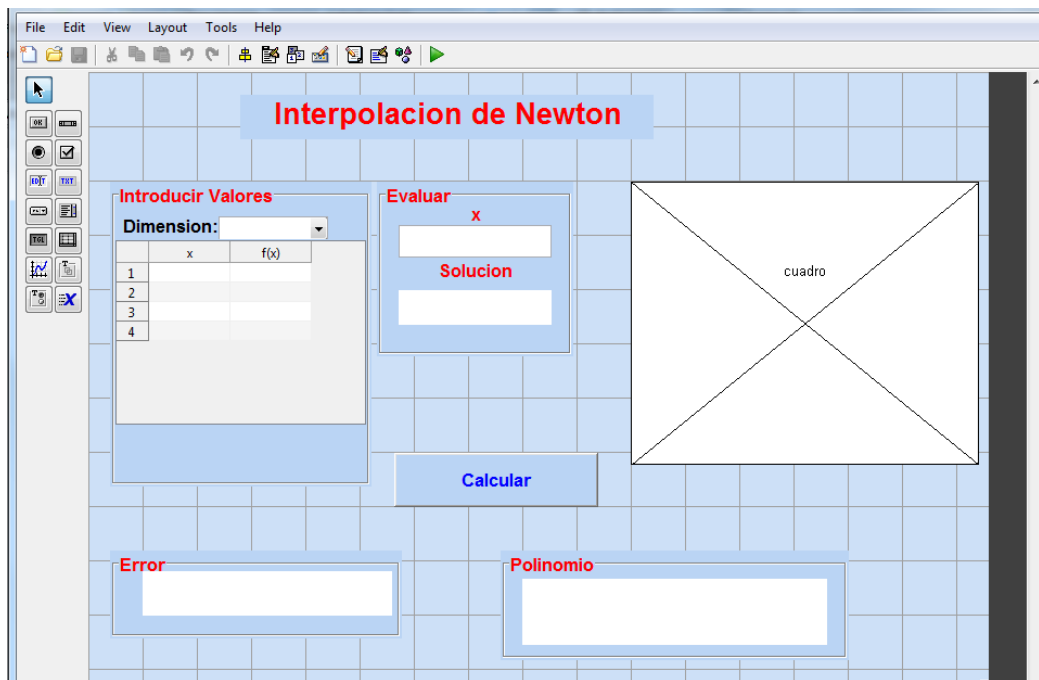
- Diseño de sistemas de control
- Procesamiento de señales
- Simulación de sistemas dinámicos
- Identificación de sistemas
- Redes neuronales y otros



### 3. INTERFAZ GRÁFICA DEL USUARIO (GUI)

En el contexto del procedimiento de interacción persona-computadora, la interfaz gráfica de usuario es el artefacto tecnológico de un sistema interactivo que posibilita, a través del uso y la exhibición del lenguaje visual.

En la Figura N° 14 se evidencia el entorno de programación MATLAB® para la generación de GUI's denominado GUIDE. Puede apreciarse el conjunto de imágenes y objetos gráficos los cuales ayudan a representar la información y acciones disponibles en la interfaz.



**Figura N° 14:** Ejemplo de una GUI

**Fuente:** MathWorks



## K) SOLIDWORKS® Y EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

Solidworks® es un software CAD (Diseño asistido por computadora), es tan sencillo como potente y permite que cualquier empresa o entidad pueda hacer sus ideas realidad y hacerse con mercados globales.

Las soluciones de SOLIDWORKS® se centran en la forma en que trabajan a diario en un entorno de modelado mecánico en 3D integrado e intuitivo que abarca todos los aspectos de desarrollo del producto y que ayuda a maximizar la productividad de diseño y producción. Más de 2 millones de diseñadores e ingenieros usan SOLIDWORKS® para hacer realidad sus diseños, desde los dispositivos más innovadores hasta innovaciones para conseguir un futuro mejor.

Este software permite poder modelar piezas y conjuntos Figura N° 15 para poder extraer de ellos planos técnicos de detalle, explotado y general como otro tipo de información necesaria para llevar a cabo la producción. Este proceso consiste en traspasar la idea mental del diseñador al sistema asistido por computadora CAD, construyendo virtualmente la pieza o ensamble.

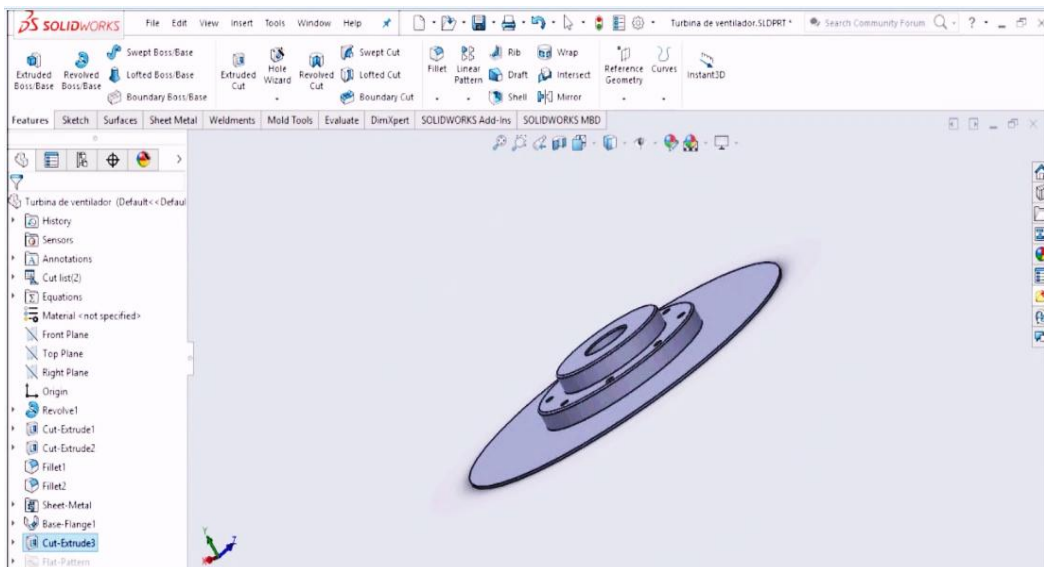


Figura N° 15: Programación Solidworks®

Fuente: Solidworks®

## **METODO DEL ELEMENTO FINITO**

Solidworks® simulación utiliza el método de análisis de elementos finitos de formulación de desplazamientos de elementos finitos para calcular los desplazamientos, deformaciones del material, tensiones de los componentes con cargas internas y externas y determinar el factor de seguridad del modelado mecánico. Para analizar la geometría se individualiza con elementos tetraédricos (3D), triangulares (2D) y de vigas, y se resuelve utilizando un solver Direct Sparse o iterativo. Solidworks® simulación también ofrece el supuesto de simplificación en 2D para las opciones de tensión o deformación del material. Solidworks® simulación puede utilizar un tipo elemento h adaptivo o p adaptivo, que proporciona una gran ventaja a los diseñadores e ingenieros, ya que el método adaptativo garantiza el hallazgo de la solución.

Solidworks® simulación incluye una herramienta de producción para las mallas de lámina llamada "Administrador de vaciados", el cual permite poder gestionar varias definiciones de vaciado de su documento de piezas o de ensamblaje. Mejora el flujo de trabajo para la organización de vaciados o mallados en función del tipo, el grosor o el material y mejora la visualización y la verificación de las propiedades de vaciado.

El análisis por elementos finitos con Solidworks® simulación permite conocer la geometría exacta durante el proceso de mallado, y se integra con el software de CAD en 3D. Además, cuanto más precisión exista entre la geometría y el mallado más precisos darán los resultados del análisis.

Dado que la mayoría de componentes industriales están fabricados en metal, la mayor parte del cálculo del análisis por elementos finitos afectan a componentes metálicos. El análisis de componentes mecánicos se los puede realizar mediante el análisis de tensión lineal y no lineal.

### 1.3.3. ANÁLISIS ECONÓMICO

- **RETORNO DE INVERSIÓN**

El retorno de la inversión (ROI) es una razón financiera que compara el beneficio o utilidad obtenida en relación a la inversión realizada.

$$ROI = \frac{\text{Beneficio} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}} \dots \dots \dots (6.1)$$

- **VALOR ACTUAL NETO**

Cuyo símbolo es VAN (en inglés net present value NPV), es un procedimiento que permite encontrar el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Si el valor actual neto es positivo se lleva a cabo la inversión. Otra forma de calcular lo mismo es mirar la tasa de retorno (TIR) que viene a ser el tipo de interés en el que el VAN se hace cero. Si el TIR es alto, estamos ante un proyecto empresarial rentable.

$$\text{Flujo de caja} = \sum \text{ingresos} - \sum \text{egresos} (NS) \dots \dots \dots (6.2)$$

$$VAN = -I + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q2}{(1+i)^2} + \dots \dots \dots + \frac{Qn}{(1+i)^n} \dots \dots \dots (6.3)$$

DONDE:

$I$  = Inversión (NS)

$Q$  = Representa el flujo de caja de cada periodo (NS)

$i$  = Tasa de interés (%)

$n$  = Número de periodos (Años)

#### **1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Cuál es la configuración geométrica y características técnicas de un ventilador centrífugo para el secado de 4 toneladas de pellets de plástico reciclado por día en la empresa Consorcio Reciclador del Norte SAC?

#### **1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO**

##### **Económica.**

El correcto diseño del ventilador centrífugo garantizará la confiabilidad y buen funcionamiento del equipo y así se contribuirá el aumento de la producción de la empresa y por consiguiente sus utilidades, para así poder renovar sus líneas de producción.

##### **Técnica.**

El proyecto desarrollado contribuirá con la investigación de un nuevo diseño de ventilador centrífugo utilizando tecnologías actuales que permitan el secado de pellets de plástico reciclado.

##### **Ambiental.**

En la actualidad la generación de residuos sólidos está en aumento y los botaderos están colapsando. El desarrollo de este proyecto permitirá ayudar a minimizar dichos residuos llegando a darles un nuevo proceso.

#### **1.6. HIPÓTESIS**

No se aplica a este tipo de investigación.

#### **1.7. OBJETIVOS**

##### **1.7.1. OBJETIVO GENERAL**

Determinar la configuración geométrica y características técnicas de un ventilador centrífugo para el secado de pellets de plástico reciclado en la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C

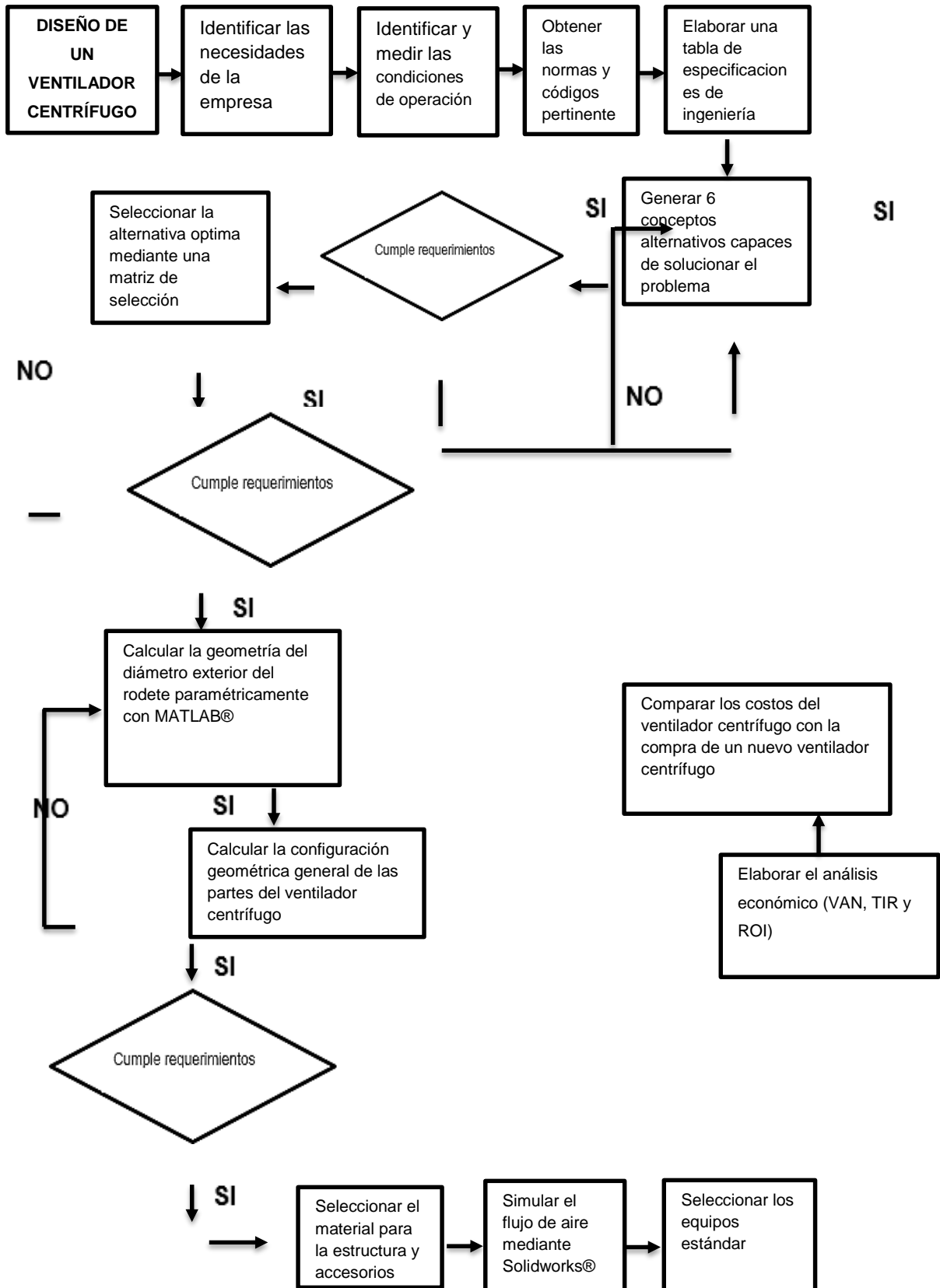
### 1.7.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar las necesidades de la empresa
- Identificar y medir las condiciones de operación del ventilador centrífugo
- Obtener las normas y códigos pertinentes para el diseño del ventilador centrífugo
- Elaborar una tabla de especificaciones de ingeniería que consolide las necesidades de la empresa
- Generar 6 conceptos alternativos capaces de solucionar el problema planteado
- Seleccionar la alternativa óptima mediante una matriz de selección
- Calcular la geometría del diámetro exterior del rodete paramétricamente usando el software de cálculo de ingeniería MATLAB®.
- Calcular la configuración geométrica general de las partes del ventilador centrífugo usando las normas correspondientes
- Seleccionar el material para la estructura y accesorios del ventilador centrífugo
- Simular el flujo de aire mediante Solidworks® con la geometría ya dimensionada para optimización de la misma
- Seleccionar los equipos estándar: motor eléctrico, Motorreductor de velocidad
- Elaborar los planos finales del proyecto: Plano general, Planos detalle y plano de explotado
- Elaborar el análisis económico (VAN, TIR y ROI)
- Comparar costos de diseño del ventilador centrífugo en semejanza a la compra de un nuevo ventilador centrífugo

# **CAPÍTULO II**

## II. MÉTODO

### 2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN



## **2.2. VARIABLES DE DISEÑO**

El actual proyecto de investigación considera un diseño formal, el cual maneja una metodología de diseño. Debido a ello se realizará un esquema de variables adecuando a la literatura de diseño aprobada mundialmente (Eggert, 2010; Dieter y Schmidt, 2000). En esta literatura de diseño, se plantean 4 tipos de variable: Variables de Diseño, Variables de Solución, Parámetros de Definición de Problema y Variables intervinientes.

En la sección “1.3.2 Elementos de un Ventilador Centrífugo” se citó que los principales diseños de este son: Diseño de rodete, Número de álabes, diseño de carcasa o voluta. En este caso, el Diseño del Diametro exterior del rodete será sometido al diseño paramétrico debido a que una vez finalizado este diseño los demás sistemas pueden ser sencillamente seleccionados según el diseño del Ventilador.

### **2.2.1. Variables de diseño**

Caudal Volumétrico  $Q$  ( $m^3/seg$ )

Caída de Presión Total  $\Delta P_T$  (Pa)

### **2.2.2. Variables de solución**

Potencia Motor Eléctrico  $P_{Motor\ Eléctrico}$  (Hp)

Velocidad de Rotación  $N$  (RPM)

Diámetro exterior  $D_2$  (mm)

Geometría del ventilador centrífugo

### **2.2.3. Parámetros de definición de problema**

Flujo másico  $Q$  (TM/Día)

Diámetro de succión  $D_{succ}$  (mm)

### **2.2.4. Variables intervinientes**

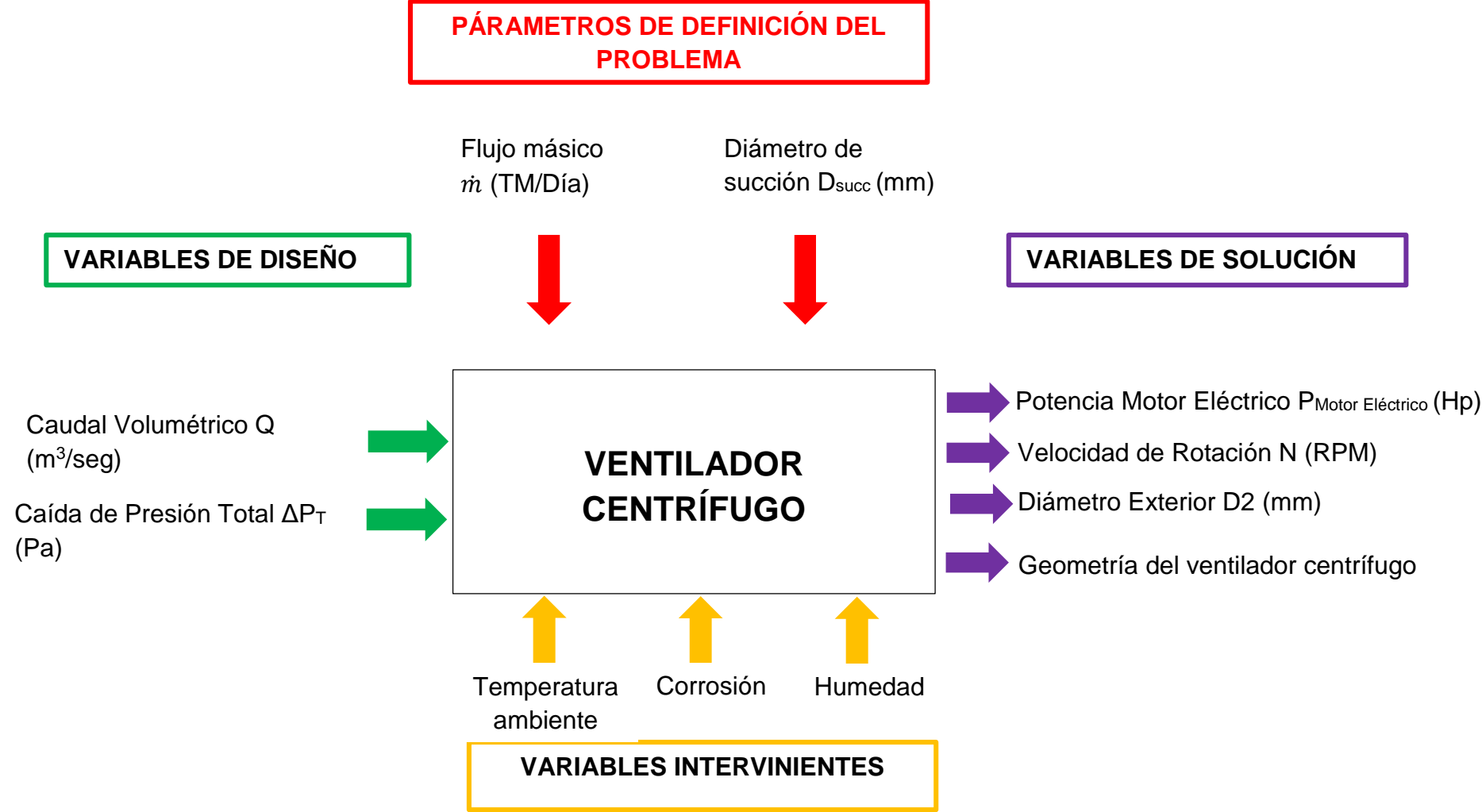
Temperatura ambiente.

Corrosión.

Humedad.



### 2.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES DE DISEÑO



## 2.4. POBLACIÓN Y MUESTRA

No se aplica a este tipo de investigación.

## 2.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD

TÉCNICA	INSTRUMENTO	VALIDEZ
Analizar documentos de producción diaria	Ficha de registro	El especialista
Entrevista	Ficha de entrevista	El especialista

## 2.6. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS

Para la ejecución de los análisis de datos conseguidos en las técnicas de recolección; se procederá realizar el uso de software Microsoft Excel para la elaboración de cuadros estadísticos y para el diseño del ventilador centrífugo exclusivamente se calculará la geometría usando el software de cálculo de ingeniería MATLAB® como cálculos manuales, por último, se realizará la simulación del flujo de aire mediante Solidworks®.

## 2.7. ASPECTOS ÉTICOS

El presente trabajo de investigación se adquirieron algunos datos de otros autores de las tesis que se están haciendo referencia como también libros que tome como guía para la elaboración de este proyecto el resto de la información es de mi propiedad realizada por el autor.

# **CAPÍTULO III**

### **III. RESULTADOS**

#### **3.1. NECESIDADES DE LA EMPRESA**

Las necesidades de la empresa se determinaron mediante una entrevista al Gerente General (ver Anexo N° 18). La entrevista fue realizada al Gerente General Hermes Rodríguez el cual es el encargado de la supervisión y ejecución de las 2 líneas de producción.

Actualmente la empresa cuenta con 2 líneas de producción en las cuales se realiza la transformación de los artículos reciclados plásticos que son llevados por un proceso de transformación, triturado de plástico, lavado de plástico y secado de plástico; para la transformación en pellets que luego de ello pasa a un último proceso que es el molido de los pellets convertidos en harina para así poder enviarlos a empresas de lima en las cuales se encargan de la transformación de la harina en bolsas plásticas, botellas, contenedores plásticos, etc.

La empresa tiene como necesidades primordiales satisfacer la alta demanda de reciclado de residuos sólidos por ello se ven en la necesidad de diseñar un ventilador centrífugo para que cumpla con las condiciones del secado completo de pellets de plástico para así aumentar su producción, la implementación de otros ventiladores centrífugos necesarios para el secado completo de pellets, innovar diferentes capacidades de embolsado de pellets triturados a comparación de las ya existentes en la empresa.

### **3.2. CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO**

Luego de determinar las necesidades de la empresa paso a identificar y medir las condiciones de operación del ventilador centrífugo el cual se encuentra actualmente funcionando con una disponibilidad del 60%, el ventilador centrífugo se encontraba operando con un motor eléctrico de 10 Hp debido a las fallas presentadas durante su funcionamiento el motor eléctrico fue remplazado por un motor de 20 Hp con accionamiento indirecto por transmisión de poleas, el material que se utilizó para la fabricación del ventilador centrífugo es ACERO HARDOX 500 es la chapa anti desgaste resistente a la abrasión, plegable y soldable.

El ventilador centrífugo como toda máquina rotativa produce vibraciones en mayor o menor medida. Las causas del nivel de vibración elevado del ventilador centrífugo actual son los desequilibrios producidos por el depósito del plástico en los álabes del rodete ocasionando un desequilibrio ya que para que se mantenga un equilibrio y bajo nivel de vibración todos los álabes tienen que tener el mismo peso al no tener el mismo peso todos los álabes al momento de girar el rodete en altas revoluciones por minuto tiende por efecto centrífugo a salir de la carcasa tangencialmente pero al no tener el mismo peso los álabes comienzan a vibrar el ventilador centrífugo ocasionando roturas en la estructura, etc.

### 3.3. NORMAS Y CÓDIGOS PERTINENTES

Las normas directamente relacionadas con el diseño de ventiladores centrífugos son:

- **Norma ANSI / AMCA standard 204-05**

Esta norma reúne los requerimientos del nivel de balance y niveles de vibración para ventiladores aborda los temas de balance y vibración del ventilador. Define la calidad apropiada del balance del ventilador y los niveles de vibración en funcionamiento para aquellos que especifican, fabrican, usan y mantienen el equipo del ventilador.

- **Norma ANSI / AMCA 99-0098-76**

Esta norma establece los requisitos que debe de cumplir el diseño de las partes que componen el ventilador centrífugo (rodete, número de álabes, carcasa). Métodos de laboratorio para ensayar ventiladores para certificación de rendimiento aerodinámico, establece métodos de prueba uniformes para una prueba de laboratorio de un ventilador u otro dispositivo de movimiento de aire para determinar su rendimiento en términos de velocidad de flujo de aire, densidad, velocidad de rotación y eficiencia para fines de calificación o garantía.

- **Directiva 98/37/CE sobre seguridad en máquinas**

Conforme a esta norma deben determinarse los fenómenos encadenados con el ventilador y su funcionamiento que pueden ser la causa de lesiones para las personas y eliminarlos si es posible.

- **Directiva 97/23/CE sobre equipos a presión**

Esta directiva es de utilidad para todos aquellos recipientes cuya presión interior es diferente de la exterior, limitando su diseño y su fabricación en función de su peligro con la finalidad de reducir el riesgo de accidentes por fallo mecánico.

### 3.4. TABLA DE ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA

Los requisitos de la Empresa CONSORSIO RECLICADOR DEL NORTE SAC. para el diseño del ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico fueron estimadas en las especificaciones técnicas mostradas en las siguientes tablas:

**Tabla N° 1: Normativas**

<b>Código para diseño</b>	<p><b>ANSI / AMCA Standard 204-05</b></p> <p>Define la calidad apropiada del balance del ventilador y los niveles de vibración.</p> <p><b>Norma ANSI / AMCA 99-0098-76</b></p> <p>Esta norma establece los estándares de diseño de ventiladores centrífugo esta norma establece los requisitos que debe de cumplir el diseño de las partes que componen el ventilador centrífugo (rodete, número de álabes, carcasa).</p> <p><b>Directiva 98/37/CE sobre seguridad en máquinas</b></p> <p>Determina los fenómenos encadenados con el ventilador y su funcionamiento que pueden ser la causa de lesiones para las personas y eliminarlos si es posible.</p> <p><b>Directiva 97/23/CE sobre equipos a presión</b></p> <p>Recipientes cuya presión interior es diferente de la exterior, limitando su diseño y su fabricación en función de su peligro con la finalidad de reducir el riesgo de accidentes por fallo mecánico.</p>
---------------------------	---

**Tabla N° 2: Requerimientos para el diseño del ventilador centrífugo**

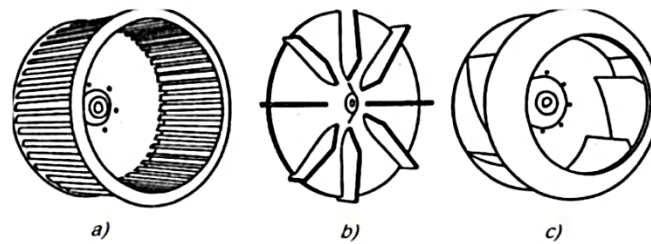
<p><b><i>Material</i></b></p>	<p>Plancha inoxidable AISI 304. Espesor según cálculo y código de diseño empleado en estructuras de acero de carbono.</p>
<p><b><i>Proceso de fabricación del ventilador centrífugo</i></b></p>	<p>Se procede a cortar piezas en chapa metálica con plasma, para el ensamblaje de las piezas metálicas se utilizará soldadura Tig para brindar un mejor acabado, esmerilado tras soldadura.</p>
<p><b><i>Fabricación de carcasa o voluta</i></b></p>	<p>Fabricación desde planchas de acero inoxidable AISI 304, asignándole forma rolada para formar la carcasa del ventilador para proceder a soldar las chapas metálicas y proveer la forma del diseño.</p>
<p><b><i>Selección motor eléctrico y reductor de velocidad</i></b></p>	<p>La implementación del reductor de velocidad y motor eléctrico se seleccionaron según las características del ventilador mencionados anteriormente como variación de presión total, potencia del motor eléctrico, etc.</p>



### 3.5. CONCEPTOS DE DISEÑO

Para la selección del mejor concepto capaz de solucionar el problema que presenta la empresa se generara un mayor número de alternativas seleccionando la más óptima. Para el diseño de un ventilador centrífugo existen diferentes tipos siendo los siguientes:

- **Ventiladores Centrífugos:** Se caracterizan porque su flujo de salida es perpendicular al flujo de entrada, se adaptan a tres tipos de ventiladores baja, media y alta presión. Pueden ser de los siguientes tipos (Figura N° 16):
  - a) Ventiladores Centrífugos de alabes curvados hacia delante.
  - b) Ventiladores Centrífugos de alabes rectos radiales.
  - c) Ventiladores Centrífugos de alabes curvados hacia atrás.



**Figura N° 16:** Tipos de alabes.

**Fuente:** MARTÍNEZ OLARTE, Adrián. 2011

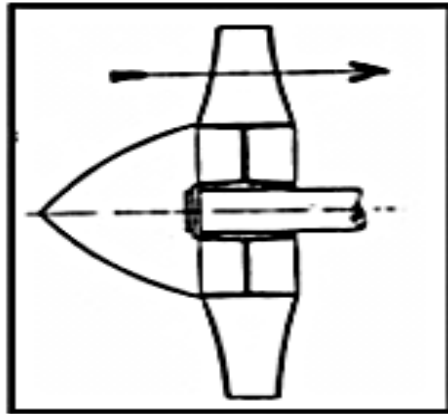
#### **Ventajas:**

- Bajo costo de fabricación
- Muy resistente
- El rodete puede ser separado con facilidad
- Fácil mantenimiento

#### **Desventajas:**

- Menor rendimiento
- Nivel de ruido fuerte

- **Ventiladores Axiales:** Este tipo de ventiladores se caracterizan por mover grandes caudales con incrementos de presión estática baja (Figura N° 17).



**Figura N° 17:** Ventilador Axial

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

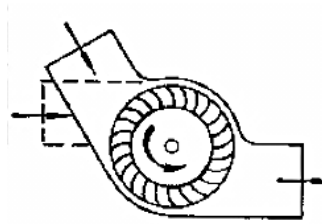
**Ventajas:**

- Mover grandes caudales
- Presión estática baja

**Desventajas:**

- Aire en una trayectoria recta
- Rodetes de 2 a 13 alabes

- **Ventiladores Transversales:** Se caracteriza porque su recorrido del flujo de aire en el rodete es normal al eje tanto a la entrada como a la salida (Figura N° 18).



**Figura N° 18:** Ventilador Transversal

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

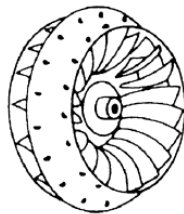
**Ventajas:**

- Flujo de aire es normal tanto a la entrada como a la salida

**Desventajas:**

- Costo de mantenimiento elevado

- **Ventiladores Helicocentrífugos:** Son ventiladores intermedios entre los centrífugos y los axiales, en ellos el aire entra como en los axiales y sale como en los centrífugos (Figura N° 19).



**Figura N° 19:** Ventilador Helicocentrífugos

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio. 2013

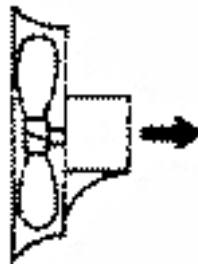
**Ventajas:**

- El aire accede como los axiales y tiene una salida similar a los centrífugos
- Apto para mover grandes caudales de aire con bajas presiones

**Desventajas:**

- Alabes curvos
- Bajo rendimiento
- Costo bajo

- **Ventilador Helicoidal:** Ideales para mover grandes caudales de aire con bajas presiones, son de bajo rendimiento. (Figura N° 20).



**Figura N° 20:** Ventilador Helicoidal

**Fuente:** SOLER & PALAU, Hojas Técnicas

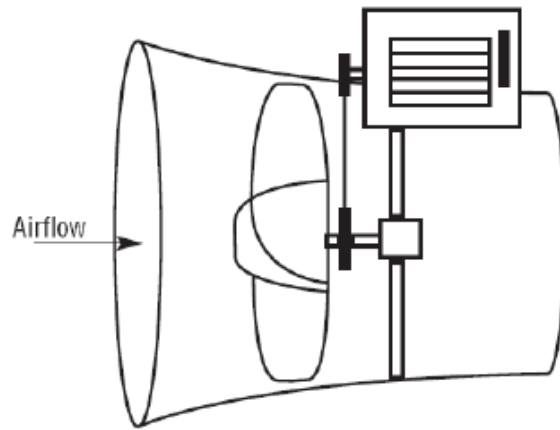
**Ventajas:**

- Fabricados en una variedad de tamaño y caudal
- Fácil instalación
- Mueven aire a baja presión con poca pérdida de carga

**Desventajas:**

- Resistencia al flujo de aire y un incremento de presión provoca una reducción importante del caudal
- Son muy ruidosos
- Costo alto

- **Ventilador Tubo Axial:** Capas de desarrollar una presión estática mayor y por su construcción es apto para intercalar en conductos, se utilizan en instalaciones de ventilación (Figura N° 21).



**Figura N° 21:** Ventilador Tubo Axial

**Fuente:** SOLER & PALAU, Hojas Técnicas

**Ventajas:**

- Elevadas presiones estáticas
- Alto rendimiento

**Desventajas:**

- Costo alto

### 3.6. SELECCIONAR LA ALTERNATIVA OPTIMA MEDIANTE UNA MATRIZ DE SELECCIÓN

Tabla N° 3: Matriz de selección

Criterio	Ponderado (%)	VENTILADOR CENTRÍFUGO		VENTILADOR TRANSVERSAL		VENTILADOR AXIAL		VENTILADOR HELICOCENTRÍFUGO		VENTILADOR HELICOIDAL		VENTILADOR TUBO AXIAL	
		Puntuación	Puntuación de ponderado	Puntuación	Puntuación de ponderado	Puntuación	Puntuación de ponderado	Puntuación	Puntuación de ponderado	Puntuación	Puntuación de ponderado	Puntuación	Puntuación de ponderado
Seguridad	30	4	1.2	4	1.2	6	1.2	4	1.2	4	1.2	2	0.6
Tamaño	15	6	0.9	4	0.6	2	0.3	4	0.6	2	0.3	2	0.3
Mantenimiento	15	6	0.9	2	0.3	4	0.6	2	0.3	4	0.6	4	0.6
Ruido	10	2	0.2	4	0.2	4	0.4	2	0.2	2	0.2	2	0.2
Costo	30	6	1.8	2	0.6	4	1.2	6	1.8	2	0.6	2	0.6
<b>Total</b>		<b>24</b>		<b>16</b>		<b>20</b>		<b>18</b>		<b>14</b>		<b>12</b>	

**Tabla N° 4: Indicadores**

INDICADORES	
CRITERIO	PONDERADO (%)
Seguridad	15
Tamaño	15
Mantenimiento	25
Ruido	10
Costo	35
Total	100

INDICADORES	
PUNTUACIÓN	EXPLICACIÓN
2	Poco Satisfecho
4	Satisfecho
6	Muy Satisfecho

Los indicadores para seleccionar la alternativa óptima fueron elegidos de acuerdo a los criterios más sobresalientes obtenidos en la encuesta realizada a la empresa.

La puntuación obtenida de la matriz de selección de la tabla N° 4 indica que el concepto Ventilador Centrifugo es el más adecuado. Por lo tanto, este será la base de solución conceptual para el diseño detalle.

**Explicación:**

La matriz de selección en la recta vertical cuenta con los criterios de selección, los cuales evaluarán a las alternativas de diseño que están en la recta horizontal, a los criterios se fueron dando una ponderación según la importancia de cada criterio; la puntuación que se dio a cada alternativa de diseño fue de: Poco satisfecho (2); satisfecho (4); muy satisfecho (6) respectivamente y la puntuación ponderada salió multiplicando la ponderación (%) con la puntuación.

### 3.7. DISEÑO PARAMÉTRICO

Para esta parte del trabajo se desarrolló una Interfase Gráfica de Usuario (GUI) en el software comercial MATLAB® (MathWorks) cuyo código puede observarse en el Anexo N° 23.

De las Figuras N° 22 a la 27 se observa las diferentes caídas de presión de los cuales dependen del diámetro exterior del rodete, la potencia del motor eléctrico y la voluta. Se observa que a mayor caída de presión el diámetro exterior y la potencia del motor eléctrico aumentan, se consideran los límites de acuerdo a la Norma AMCA 99-0098-76 la cual nos permite seleccionar los parámetros para el diseño en los cuales se consideró mayor enfoque en el límite establecido de ( $D_{succ} \leq D1$ ) dando como resultado óptimo los diámetros considerados para el dimensionamiento.

De los gráficos obtenidos paraméricamente se pudo observar claramente la zona de diseño aplicada para el diseño del ventilador centrífugo que cumple con lo establecido por la Norma AMCA 99-0098-76 para el dimensionamiento del diámetro exterior del rodete y la potencia del motor eléctrico, para luego partir con este valor encontrado a realizar los cálculos del dimensionamiento del ventilador centrífugo.

En la primera pantalla de la GUI (Ver Figura N° 22) se presenta los resultados el diseño paramétrico antes de realizar el cálculo. A la izquierda de la pantalla están los parámetros que permiten observar el comportamiento paramétrico del diámetro exterior del rodete en función del caudal volumétrico, la caída de presión y la cifra de presión con el objetivo de poder apreciar las zonas optimas de comportamiento.



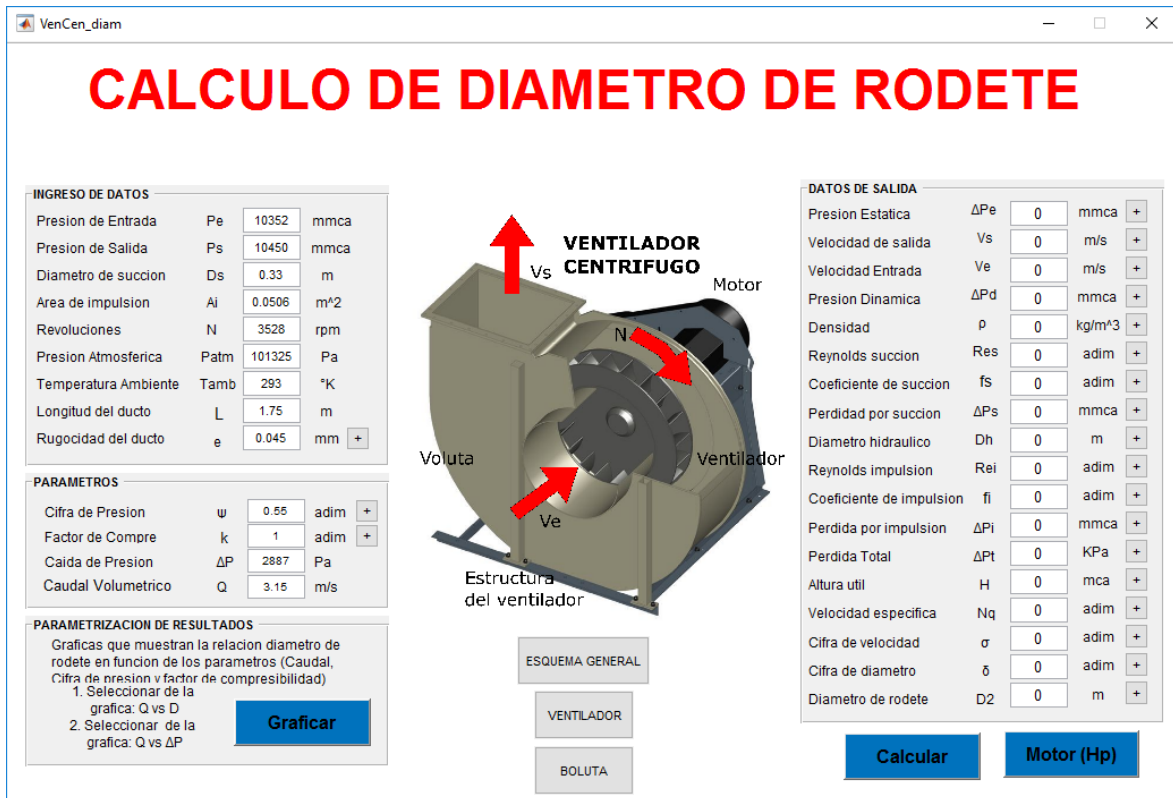


Figura N° 22: Calculo de diámetro de rodete

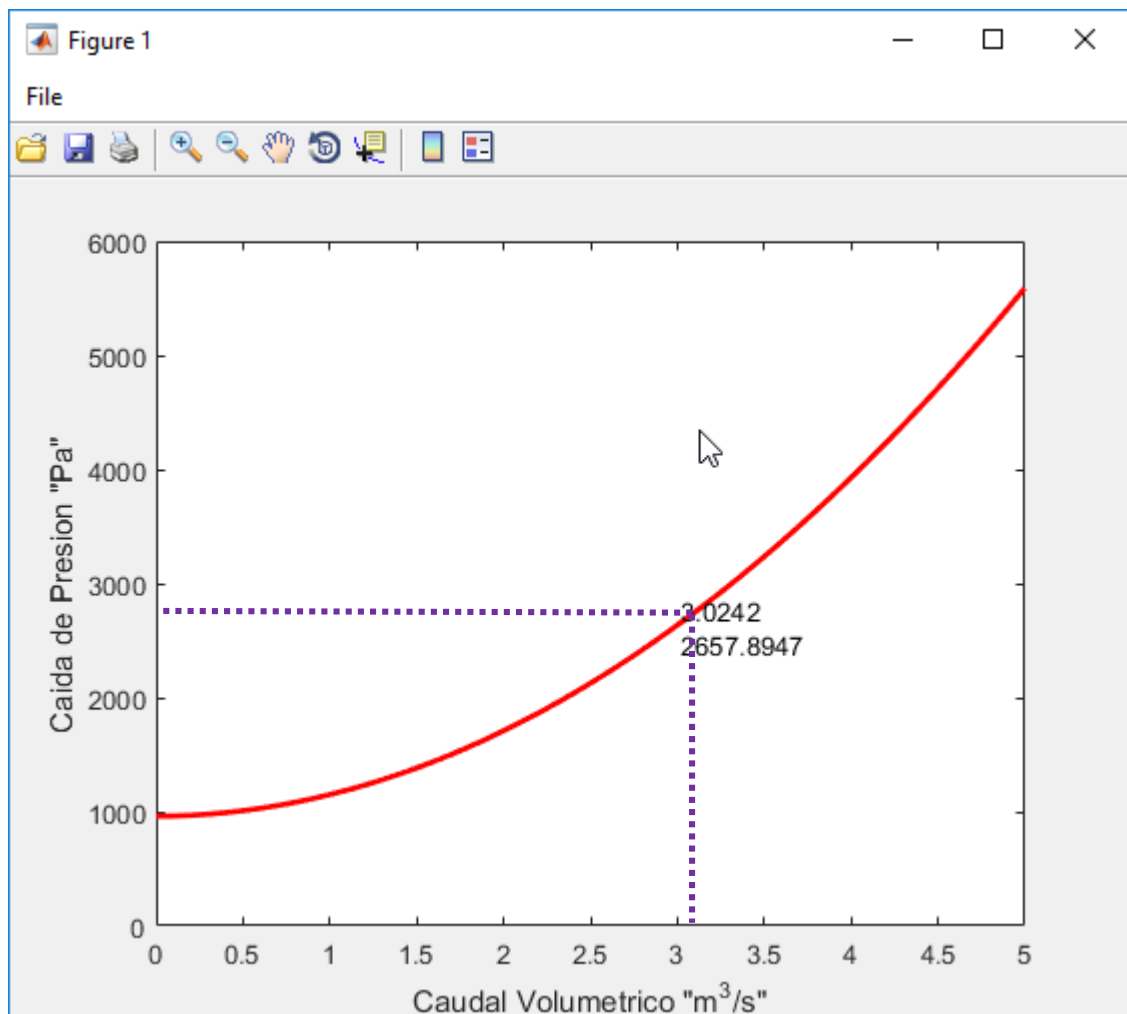
Fuente: GUI MATLAB®

Luego al seleccionar grafica de diseño paramétrico Botón “Graficar” esquina inferior izquierda en la (Figura N° 22) se puede observar la curva paramétrica (Ver Figura N° 23) en la cual se aprecia el comportamiento del caudal en función de la caída de presión esta curva paramétrica será utilizada para determinar las curvas paramétricas en función de la cifra de presión para calcular el diámetro exterior del rodete.

Al seleccionar los parámetros de caudal y caída de presión en la curva paramétrica (Ver Figura N° 23) nos brinda las curvas paramétricas de acuerdo a la cifra de presión para así poder determinar el diámetro exterior del rodete en función del caudal (Ver Figura N° 24).

Una vez determinado el diámetro exterior del rodete de acuerdo a las curvas paramétricas que están en función a la cifra de presión y caudal se procede a seleccionar de la ventana derecha seleccionar Botón “calcular” esquina inferior derecha en la (Figura N° 25) y se puede apreciar todos los resultados obtenidos.

La siguiente pantalla de esta GUI (Ver Figura N° 26) se presenta un gráfico paramétrico de la potencia del motor eléctrico en función del caudal y la caída de presión. Se puede apreciar claramente la zona de diseño aplicada en el caso que concierne a este trabajo.



**Figura N° 23:** Grafico paramétrico

**Fuente:** GUI MATLAB®

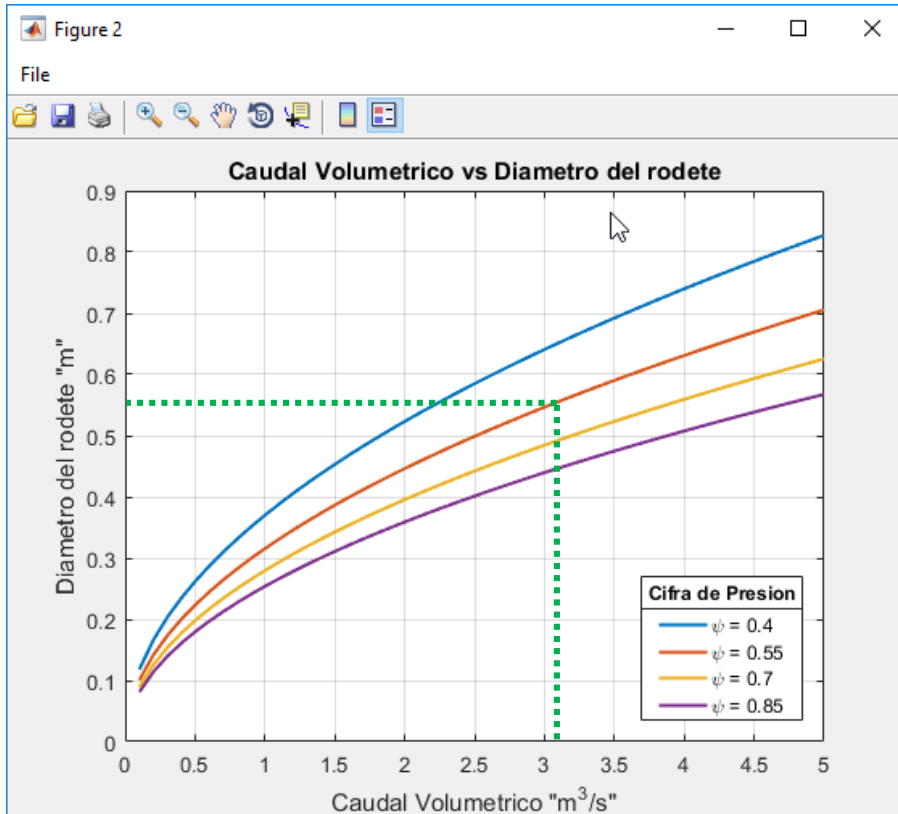


Figura N° 24: Graficas caudal vs diámetro del rodete.

Fuente: GUI MATLAB®

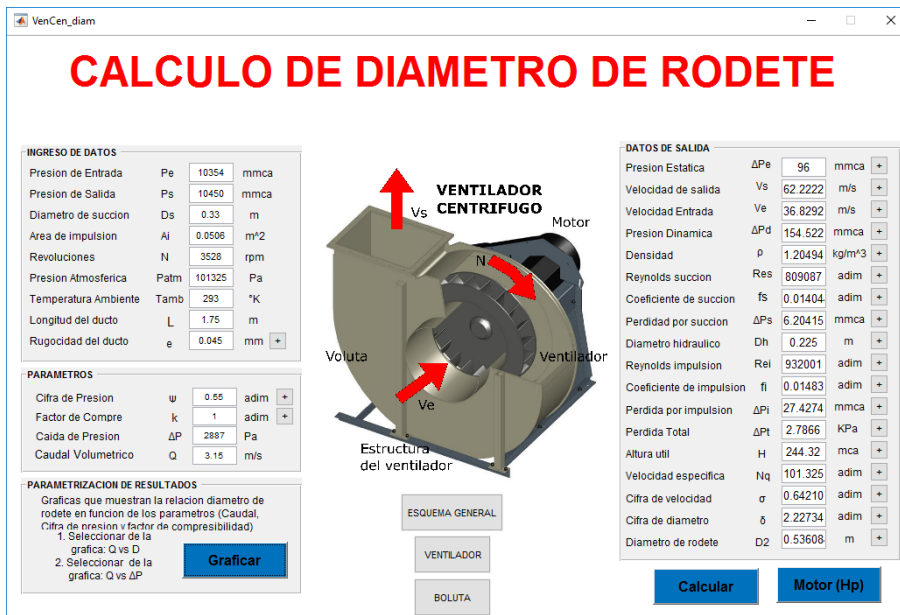


Figura N° 25: Calculo de diámetro de rodete

Fuente: GUI MATLAB®

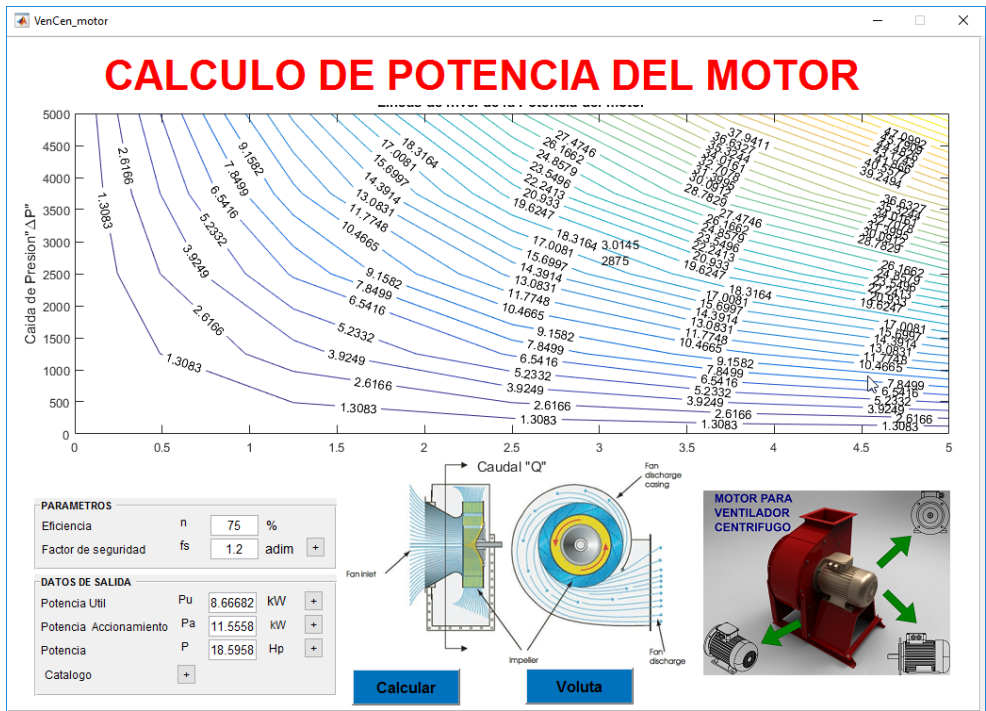


Figura N° 26: Calculo de potencia del motor

Fuente: GUI MATLAB®

En la Figura N° 27 se muestra la última pantalla de la GUI, la cual se usa para determinar las dimensiones finales del ventilador.

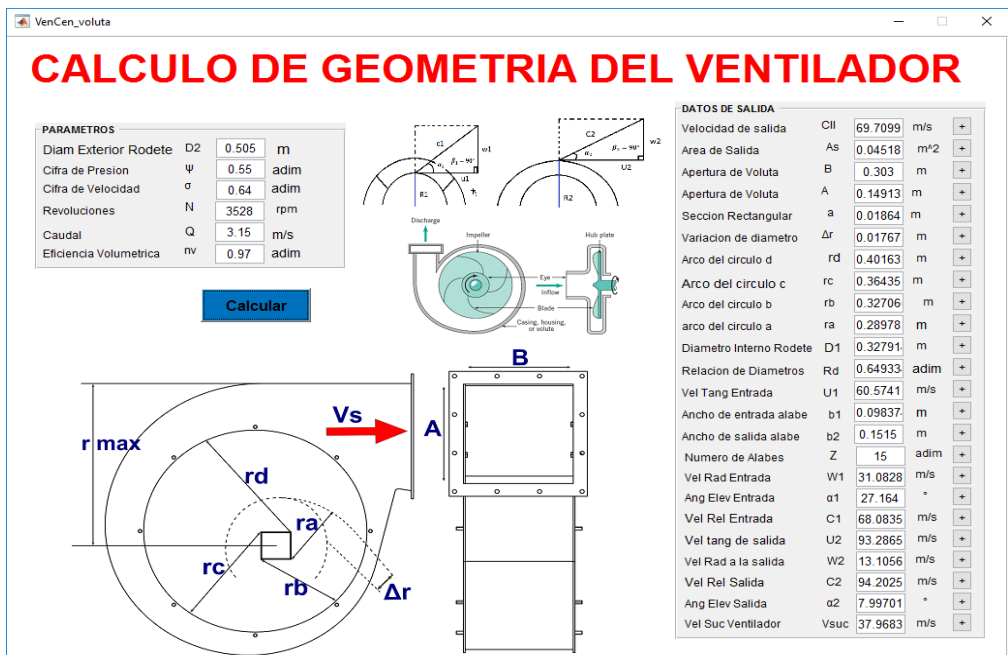


Figura N° 27: Calculo de geometría del ventilador

Fuente: GUI MATLAB®

### 3.8. CALCULAR LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA GENERAL DE LAS PARTES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

Con los datos obtenidos del diseño paramétrico se procedió a realizar el cálculo final de ingeniería. El diseño de un ventilador centrífugo se ejecuta a condiciones estándar (0 m.s.n.m. y 20°C), de acuerdo a la teoría concerniente en los diferentes libros de Turbo-máquinas hidráulicas. A raíz de esta afirmación, se diseña el ventilador centrífugo.

DATOS INICIALES	
Caudal (m3/s)	3.15
Presión de Entrada (mm.ca.)	10 352.9832
Presión de Salida (mm.ca.)	10 450.0504
Caída de Presión (mm.ca.)	97.0672
Relación de Presiones (Adimensional)	1.0093
Área de Tubería de Succión (m2)	0.0855
Área de Tubería de Impulsión (m2)	0.0506

**Tabla N° 5:** Datos iniciales para el diseño del ventilador centrífugo

**Fuente:** Propia

Se procederá a calcular las caídas de presión estática, dinámica como también la caída de presión en la línea de succión e impulsión del ventilador.

#### A. Caída de presión total ( $\Delta P_T$ )

##### 1. Presión estática ( $\Delta P_e$ )

$$\Delta P_e = P_{salida} - P_{entrada} \dots \dots \dots (7.1)$$

Remplazando en la ecuación (7.1):

$$\Delta P_e = 10\,450.0504 - 10\,352.9832$$

$$\Delta P_e = 97.0672 \text{ mm.ca}$$

## 2. Presión dinámica ( $\Delta P_d$ )

$$\Delta P_d = \frac{\rho}{2} * (V_s^2 - V_e^2) \dots \dots \dots (7.2)$$

DONDE:

$\Delta P_d =$  Presión dinámica (Pa)

$V_s - V_e =$  Velocidad de fluido (m/s)

$\rho =$  Densidad del fluido (Kg/m<sup>3</sup>)

Hallando las velocidades del fluido en las tuberías de aspiración e impulsión:

$$V_e = \frac{Q}{A} \dots \dots \dots (7.3)$$

$$V_s = \frac{Q}{A} \dots \dots \dots (7.4)$$

DONDE:

$V_s - V_e =$  Velocidad de fluido (m/s)

$Q =$  Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$A =$  Área de la sección transversal del ducto (m<sup>2</sup>)

Reemplazando en la ecuación (7.3):

$$V_e = \frac{3.15}{\frac{\pi * 0.330^2}{4}}$$

$$V_e = 36.8292 \text{ m/s}$$

Reemplazando la ecuación (7.4):

$$V_s = \frac{3.15}{0.225^2}$$

$$V_s = 62.2222 \text{ m/s}$$

Densidad del fluido ( $\rho$ )

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R * T_{amb}} \dots \dots \dots (7.5)$$

DONDE:

$P_{atm}$  = Presión atmosférica (Pa)

$R$  = Constante de gases (Aire =  $287 \frac{J}{Kg} * ^\circ K$ )

$T_{amb}$  = Temperatura ambiente ( $^\circ K$ )

Remplazando en la ecuación (7.5):

$$\rho = \frac{101\,325\,Pa}{287 * 293}$$

$$\rho = 1.205\,kg/m^3$$

Se realizará el cálculo de la presión dinámica remplazando la ecuación (7.2):

$$\Delta P_d = \frac{1.205}{2} * (62.2222^2 - 36.8292^2)$$

$$\Delta P_d = 1\,515.4153\,Pa = 154.8390\,mm.\,ca.$$

Calculando las pérdidas primarias y pérdidas secundarias en el ducto de aspiración del ventilador centrífugo:

### 3. Número de Reynolds ( $Re$ )

El coeficiente de fricción del aire se ubica en el diagrama de Moody ver (Figura N° 28), por ello es importante encontrar el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La tubería de conducción en la aspiración del ventilador adquiere una longitud aproximada de 1.75 m horizontales con un diámetro de 0.330m.

$$Re = \frac{\rho * Ve * D_{succ}}{\mu} \dots \dots \dots (7.6)$$

DONDE:

$\rho$  = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)

$Ve$  = Velocidad del aire (m/s)

$D_{succ}$  = Diametro de succión del ducto (m)

$\mu$  = Coeficiente de viscosidad (N.s/m<sup>2</sup>)

Calculando el Número Reynolds de la ecuación (7.6):

Ver anexo 1: Viscosidad dinámica.

$$Re = \frac{1.205 * 36.8292 * 0.330}{1.81 * 10^{-5}}$$

$$Re = 809\ 123 = 8.0912 * 10^5$$

El flujo en la tubería de aspiración es de régimen turbulento.

*Flujo laminar* < 2000

*Flujo de transición* 2000 <  $Re$  < 4000

*Flujo turbulento* > 4000



### 3.1. Pérdidas primarias: Ecuación de D'arcy

La rugosidad relativa (Anexo N° 4) para la tubería de acero comercial  $\epsilon/d=0.00014$ . Del diagrama de Moody obtenemos el coeficiente de fricción del aire.

- Pérdidas en la tubería de succión

$$\Delta P_{succ} = f * \frac{L}{D} * \rho * \frac{Ve^2}{2 * g} \dots \dots \dots (7.7)$$

DONDE:

$f$  = Coeficiente de fricción

$L$  = Longitud del ducto (m)

$D$  = Diametro del ducto (m)

$\rho$  = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)

$Ve$  = Velosidad del aire (m/s)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

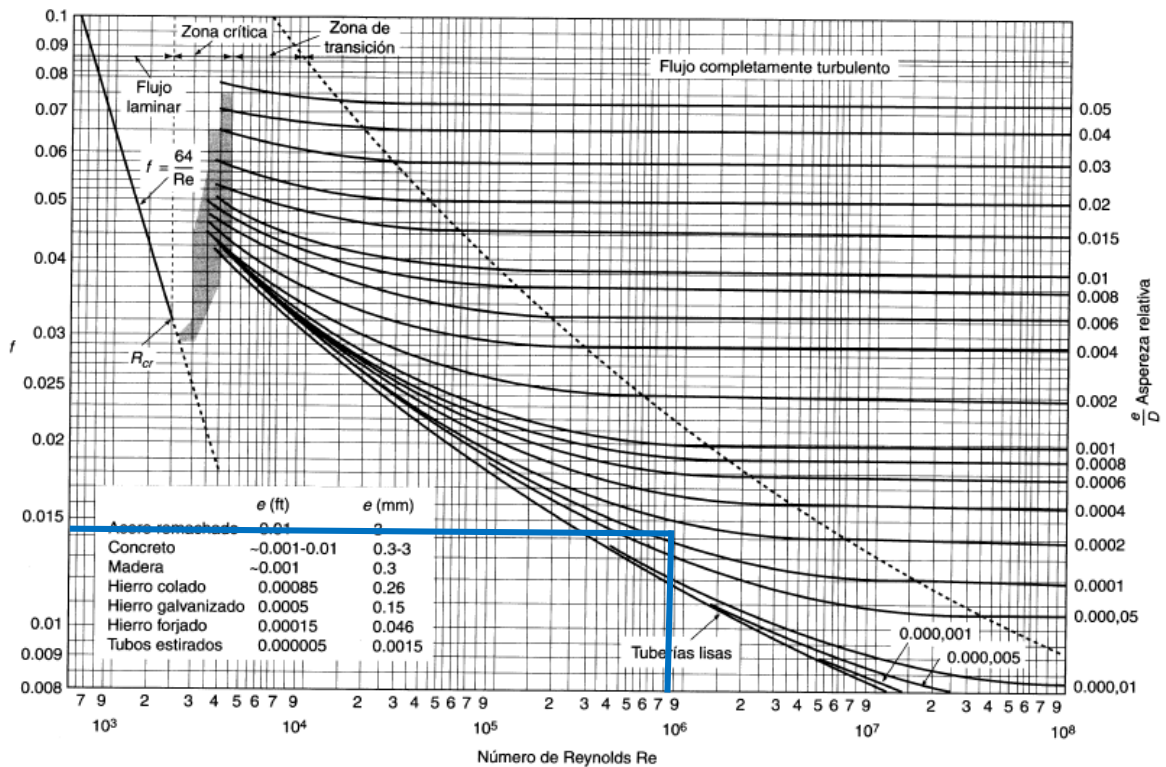


Figura N° 28: Diagrama de Moody

Fuente: L.F. Moody, Trans. ASME, Vol. 66, 1994

Remplazando la ecuación (7.7): Del diagrama de moody obtenemos el coeficiente de fricción  $f = 0.014$ .

$$\Delta P_{succ} = 0.014 * \frac{1.75m}{0.330m} 1.205 * \frac{36.8292^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{succ} = 6.1847 \text{ mm. ca.}$$

- **Pérdidas en la tubería de impulsión**

Calculando Número Reynolds para la tubería de impulsión.

$$Re = \frac{\rho * Vs * Dh}{\mu} \dots \dots \dots (7.8)$$

Por ser la sección transversal de impulsión cuadrada se calculará el diámetro hidráulico para poder aplicar la ecuación (7.8).

$$Dh = \frac{4 * A}{Ph} \dots \dots \dots (7.9)$$

*DONDE:*

$D_h =$  *Diámetro hidráulico (m)*

$A =$  *Área transversal (m<sup>2</sup>)*

$Ph =$  *Perímetro húmedo (m)*

Aplicando la ecuación (7.9):

$$D_h = \frac{4 * 0.225^2}{4 * 0.225}$$

$$D_h = 0.225 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación (7.8):

$$Re = \frac{1.205 * 62.2222 * 0.225}{1.81 * 10^{-5}}$$

$$Re = 976\,981 = 9.76 * 10^5$$

Pérdidas en la tubería de impulsión

$$\Delta P_{imp} = f * \frac{L}{D_h} * \rho * \frac{V_s^2}{2 * g} \dots \dots \dots (7.10)$$

Se calcula el coeficiente de fricción por medio de la ecuación de Swamee y Jain

$$f = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{e}{3.7 * D_h} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^2} \dots \dots \dots (7.11)$$

Aplicando la ecuación (7.11):

$$f = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{0.0460 * 10^{-3}}{3.7 * 0.225} + \frac{5.74}{976981^{0.9}} \right) \right)^2}$$

$$f = 0.014$$

Aplicando la ecuación (7.10):

$$\Delta P_{imp} = 0.014 * \frac{2.5}{0.225} * 1.205 * \frac{62.2222^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{imp} = 36.9883 \text{ mm.ca.}$$

Calculando las pérdidas totales que debe de vencer el sistema para la selección del motor eléctrico adecuado.

$$\Delta P_T = \Delta P_e + \Delta P_D + \Delta P_{succ} + \Delta P_{imp} \dots \dots \dots (7.12)$$

DONDE:

$\Delta P_T =$  Presión total (mm.ca.)

$\Delta P_D =$  Presión dinamica (mm.ca.)

$\Delta P_{asp} =$  Pérdidas en la tubería de succión (mm.ca.)

$\Delta P_{imp} =$  Pérdidas en la tubería de impulsión (mm.ca.)

Aplicando la ecuación (7.12):

Elemento del sistema de transporte	Caída de Presión, $\Delta P_T$
Presión Estática (mm.ca)	97.0672
Presión Dinámica (mm.ca)	154.8390
Tubería de Succión (mm.ca)	6.1847
Tubería de Impulsión (mm.ca)	36.9883
<b>TOTAL</b>	<b>295.0792</b>

**Tabla N° 6:** Caída de presión total del sistema de transporte

**Fuente:** Propia

$$\Delta P_T = 97.0672 + 154.8390 + 6.1847 + 36.9883$$

$$\Delta P_T = 295.0792 \text{ mm. ca.} = 2\ 887.8516 \text{ Pa}$$

De acuerdo a la caída de presión total se clasifican los ventiladores centrífugos de acuerdo a Norma AMCA 99-0098-76: Para ventiladores de Baja presión la caída de presión total debe de ser inferior a (102 mm.ca.) y para ventiladores de media presión se debe encontrar en un rango de (102mm.ca – 306mm.ca) por último, los ventiladores de alta presión se encuentran entre (306mm.ca- 1022mm.ca).

## B. Selección del motor eléctrico que accionara el ventilador

- **Potencia útil (Kw)**

$$P_U = \frac{Q * \Delta P_T}{1000} \dots \dots \dots (8.1)$$

*DONDE:*

$\Delta P_T =$  Presión total (Pa)

$Q =$  Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

Aplicando la ecuación (8.1):

$$P_U = \frac{Q * \Delta P_T}{1000}$$

$$P_U = \frac{3.15 * 2887.8516}{1000}$$

$$P_U = 9.0967 \text{ Kw}$$

- **Potencia de accionamiento ( $P_{acc}$ )**

De estudios realizados para estos tipos de diseños de álabes tipo punta radial un rango establecido de eficiencia para ventiladores centrífugos con álabes tipo punta radial sus rendimientos están en un 68% a 80%. Para este diseño se tomará un rendimiento de 75% (GONZALES SEABRA, Pedro. 2013).

$$P_{acc} = \frac{P_U}{n_v} \dots \dots \dots (8.2)$$

DONDE:

$P_U$  = Potencia útil (Kw)

$n_v$  = Eficiencia total del ventilador (75%)

Aplicando la ecuación (8.2):

$$P_{acc} = \frac{P_U}{n_v}$$

$$P_{acc} = \frac{9.0967 \text{ Kw}}{0.75}$$

$$P_{acc} = 12.1289 \text{ Kw}$$

- **Selección del motor eléctrico**

Para seleccionar el motor eléctrico que suministrara la energía indispensable para moverá el ventilador centrífugo se va a considerar un factor de seguridad que se encuentra en un rango (1 – 1.2).

$$P_{Motor\ Eléctrico} = 1.2 * P_{acc} \dots \dots \dots (8.3)$$

*DONDE:*

$P_{acc}$  = Potencia accionamiento (Kw)

(1 – 1.2) = Factor de seguridad (1.2)

Aplicando la ecuación (8.3):

$$P_{Motor\ Eléctrico} = 1.2 * P_{acc}$$

$$P_{Motor\ Eléctrico} = 1.2 * 12.1289\ Kw$$

$$P_{Motor\ Eléctrico} = 14.5546\ Kw$$

$$P_{Motor\ Eléctrico} = 19.5101\ Hp = 20Hp$$

Una vez calculada la potencia del motor eléctrico, se selecciona del catálogo de motores eléctricos trifásicos asíncronos, con tipo jaula de ardilla, fabricante: Siemens (Anexo N° 5) del cual se optará por un motor de 2 polos para más adelante para los cálculos correspondientes.

Velocidad 3600 rpm, 2 polos																	
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In			Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia Cos $\phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg	
			HP	kW		220V A	380V A	440V A									
25000001269	1LA7 080-2YC80	80M	1,20	0,895	1,05	4,00	2,31	2,00	68,00	0,90	3400	2,51	2,3	4,9	0,00085	8,4	
25000001271	1LA7 090-2YC80	90S/L	2,40	1,790	1,15	7,00	4,04	3,50	79,00	0,83	3460	4,94	2,4	5,5	0,00150	11,7	
25000001273	1LA7 096-2YA80	90S/L	4,00	2,984	1,15	12,20	7,04	6,10	82,00	0,88	3440	8,28	2,3	5,9	0,00200	15,0	
25000001274	1LA7 112-2YA80	112M	5,00	3,730	1,15	16,00	9,24	8,00	71,10	0,86	3480	10,24	2,0	5,2	0,00550	28,0	
25000001275	1LA7 113-2YA80	112M	6,60	4,924	1,05	19,00	10,97	9,50	79,00	0,86	3480	13,51	2,6	6,8	0,00550	30,8	
25000001330	1LA7 114-2YA80	112M	7,50	5,595	1,15	21,80	12,59	10,90	77,40	0,87	3460	15,44	2,0	5,8	0,00550	33,4	
25000002897	1LA7 130-2YA80	132S/M	10,00	7,460	1,15	28,00	16,17	14,00	79,00	0,90	3500	20,35	2,4	6,0	0,01600	50,0	
25000002488	1LA7 131-2YC80	132S/M	12,50	9,325	1,05	32,00	18,48	16,00	80,00	0,89	3470	24,64	2,7	6,8	0,02100	52,5	
25000002486	1LA7 132-2YA80	132S/M	15,00	11,190	1,15	41,00	23,67	20,50	80,50	0,88	3500	30,53	2,0	6,5	0,02100	56,5	
25000001277	1LA7 163-2YA80	160M/L	20,00	14,920	1,15	56,00	32,33	28,00	87,00	0,90	3528	40,38	2,0	6,0	0,03400	69,5	
25000001299	1LA7 165-2YA80	160M/L	25,00	18,650	1,15	70,00	40,41	35,00	88,00	0,81	3540	50,31	2,1	5,0	0,04000	82,5	
25000001300	1LA7 167-2YA80	160M/L	30,00	22,380	1,05	81,00	46,77	40,50	90,00	0,88	3540	60,37	2,1	4,6	0,05200	94,0	
25000001301	1LA4 184-2YA80	180M	40,00	29,840	1,05	102,00	58,89	51,00	90,50	0,88	3510	81,18	2,3	6,4	0,07700	162,0	
25000001302	1LA4 206-2YA80	200L	50,00	37,300	1,15	124,00	71,59	62,00	90,00	0,88	3530	100,90	2,4	6,6	0,14000	235,0	
25000001303	1LA4 207-2YA80	200L	60,00	44,760	1,15	148,00	85,45	74,00	91,00	0,87	3545	120,57	2,4	6,5	0,16000	260,0	

Figura N° 29: Catálogo de Motores Eléctricos Trifásicos Asíncronos

Fuente: SIEMENS, 2013

### C. Calculando la curva del sistema ( $Q - \Delta P_T$ )

Una vez calculada la caída de presión total que debe de vencer el sistema se procederá a definir la curva estimada del sistema.

$$\Delta P_T = K_{sist} * Q^2 \dots \dots \dots (9.1)$$

DONDE:

$\Delta P_T$  = Caída de presión total (mm. ca.)

$K_{sist}$  = Constante de pérdidas (mm. ca./ $(m^3/s)^2$ )

$Q$  = Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

Despejando la ecuación (9.1):

$$K_{sist} = \frac{\Delta P_T}{Q^2} \dots \dots \dots (9.2)$$

Aplicando la ecuación (9.2): Variación para generar la curva del sistema.

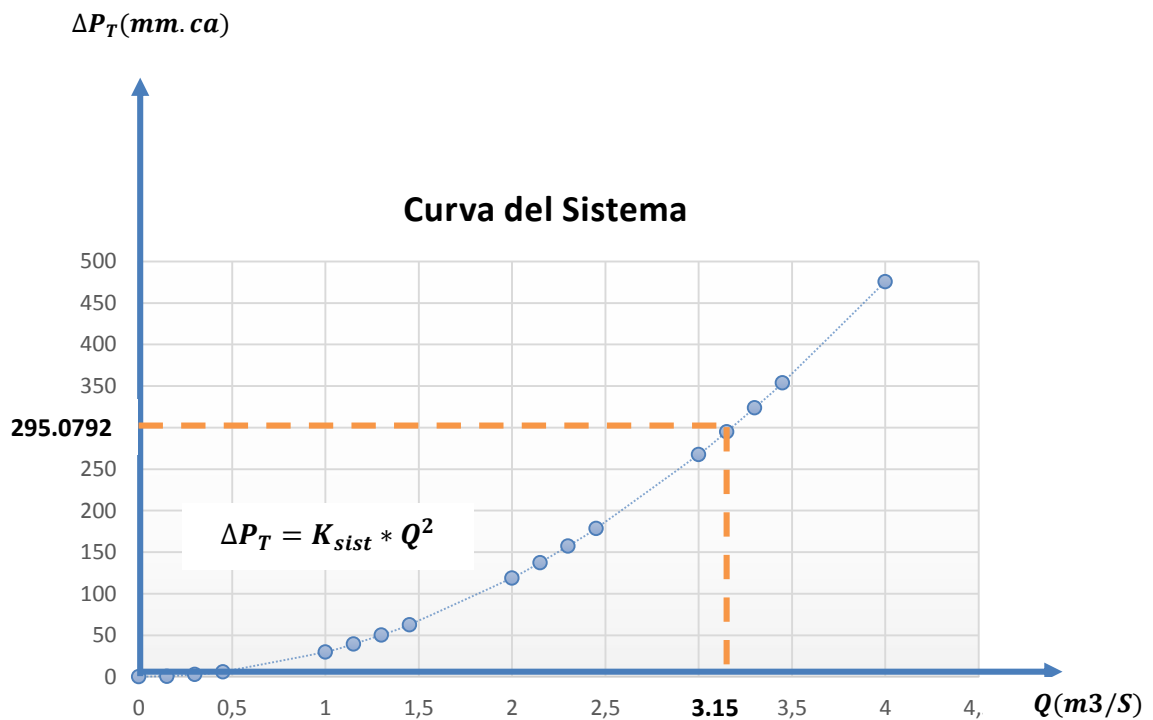
$$K_{sist} = \frac{\Delta P_T}{Q^2}$$

$$K_{sist} = \frac{295.0792}{3.15^2}$$

$$K_{sist} = 29.7384 \text{ mm. ca.}/(\text{m}^3/\text{s})^2$$

Aplicando la ecuación (9.1): Se brindarán valores al caudal para determinar la curva del sistema ver tabla en Anexo 20.

$$\Delta P_T = 29.7384 * Q^2$$



**Gráfico N° 1:** Curva del sistema

**Fuente:** Propia



## D. Dimensionamiento básico

El dimensionamiento inicial del ventilador centrífugo consiste fundamentalmente en determinar el diámetro exterior del rodete por ello se comenzará calculando la altura útil del ventilador y el diámetro exterior del rotor, utilizando la siguiente ecuación:

### 1. Altura útil del ventilador ( $H$ )

$$H = \frac{\Delta P_T * k}{\rho_{aire}} \dots \dots \dots (10.1)$$

DONDE:

$\Delta P_T =$  Caida de presión total (mm. ca.)

$\rho_{aire} =$  Densidad del fluido (Kg/m<sup>3</sup>)

$k =$  Factor de compresibilidad (  $1 < k < 1.1$  adimensional)

Según la teoría anteriormente mencionada y de acuerdo a la ecuación 10.1 es fundamental saber el factor de compresibilidad ( $k$ ), teniendo en cuenta que la relación de presiones varía entre (1 y 1,1) para ventiladores centrífugos. Un valor superior, correspondería a un compresor, conociendo la relación de presiones estáticas se acude al diagrama de compresibilidad de la (Figura N° 30).

### 2. Relación de presiones ( $R_p$ )

$$R_p = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} \dots \dots \dots (10.2)$$

DONDE:

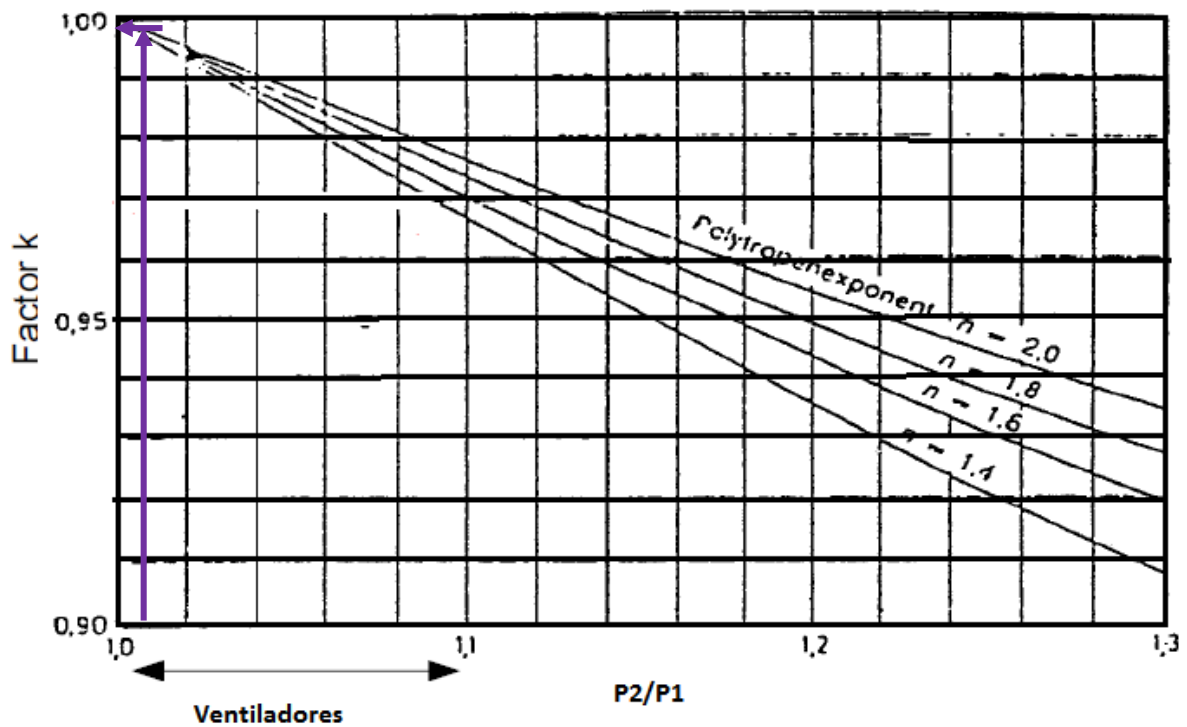
$P_{salida} =$  Presión de salida (mm. ca)

$P_{entrada} =$  Presión de entrada (mm. ca)

Aplicando la ecuación (10.2)

$$R_p = \frac{10\ 450.0504}{10\ 352.9832}$$

$$R_p = 1.009$$



**Figura N° 30:** Factor de corrección por compresibilidad

**Fuente:** LEE LAVERDE, Jonathan. 2013

De la Figura N° 30 se obtiene el factor de compresibilidad (Factor  $k = 1$ ), una vez encontrado este valor se puede hallar la altura útil del ventilador centrífugo.

Aplicando la ecuación (10.1)

$$H = \frac{295.0792 * 1}{1.205}$$

$$H = 244.8790 \text{ mc. aire}$$

**3. Velocidad específica (Nq):** Para definir el diámetro exterior del rotor, se debe prever primero la velocidad específica (Nq), la cual es utilizada en la práctica para definir la configuración geométrica óptima para el funcionamiento del ventilador centrífugo.

$$N_q = \frac{N * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \dots \dots \dots (10.2)$$

*DONDE:*

*N = Velocidad de rotación (RPM)*

*Q = Cauda volumétrico (m3/s)*

*H = Altura útil del entilador (mc. aire)*

Aplicando la ecuación (10.2)

$$N_q = \frac{3528 * \sqrt{3.15}}{244.8790^{\frac{3}{4}}}$$

$$N_q = 101.1510$$

Para Ventiladores Centrífugos de álabes tipo punta radial, de acuerdo a la Norma AMCA 99-0098-76 este parámetro de velocidad específica (Nq), debe de estar en un rango entre (60 - 140).

#### 4. Cifra de velocidad ( $\sigma$ )

$$\sigma = \frac{N_q}{157.8} \dots \dots \dots (10.3)$$

DONDE:

$N_q =$  Velocidad específica (adimensional)

Aplicando la ecuación (10.3)

$$\sigma = \frac{101.1510}{157.8}$$

$$\sigma = 0.64$$

Una vez definida la cifra de velocidad, se procederá a calcular la cifra de diámetro ( $\delta$ ) correspondiente, el cual permitirá elegir el diámetro exterior del rotor. Este parámetro se encuentra empleando el diagrama de Cordier (Figura N° 31).

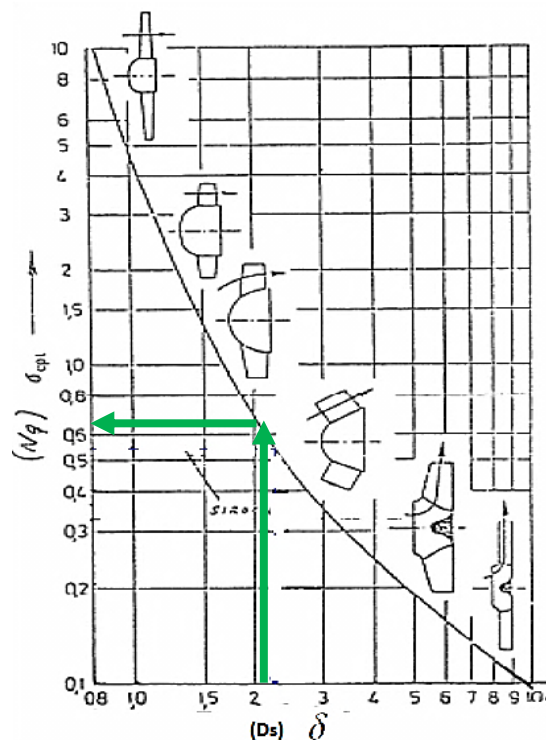


Figura N° 31: Diagrama de Cordier

Fuente: VARGAS ALAYO, Julio. 2013

Del diagrama de Cordier se dedujo la cifra de diámetro ( $\delta$ ) pertinente del cual se obtuvo un factor cercano de 2.1

**5. Diámetro exterior del rodete ( $D_2$ )**

$$D_2 = \frac{\delta * \sqrt{Q}}{(2 * g * H)^{\frac{1}{4}}} * \frac{2}{\sqrt{\pi}} \dots \dots \dots (10.4)$$

*DONDE:*

$\delta$  = Cifra de diámetro (adimencional)

$H$  = Altura útil del ventilador (mc. aire)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

Aplicando la ecuación (10.4)

$$D_2 = \frac{2.1 * \sqrt{3.15}}{(2 * 9.81 * 244.8790)^{\frac{1}{4}}} * \frac{2}{\sqrt{\pi}}$$

$$D_2 = 0.505 \text{ m}$$

Para comprobar que el diámetro exterior calculado anteriormente es adecuado, se procederá a averiguar la Cifra de Presión ( $\psi$ ). Para Ventiladores Centrífugos de clase I y II, de acuerdo a la Norma Air movement and Control Asociación International AMCA 99-0098-76 este parámetro de Cifra de Presión ( $\psi$ ) debe de estar en una jerarquía entre (0.4 - 0.85).

## 6. Cifra de presión ( $\psi$ )

$$\psi = \frac{2 * g * H}{U_2^2} \dots \dots \dots (10.5)$$

DONDE:

$H$  = Altura útil del ventilador (mc. aire)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$U_2$  = Velocidad Tangencial a la salida (m/s<sup>2</sup>)

## 7. Velocidad tangencial a la salida ( $U_2$ )

$$U_2 = \frac{\pi * N * D_2}{60} \dots \dots \dots (10.6)$$

DONDE:

$N$  = Velocidad de rotación (RPM)

$D_2$  = Diámetro externo del rodete (m)

Aplicando la ecuación (10.6)

$$U_2 = \frac{\pi * 3528 * 0.505}{60}$$

$$U_2 = 93.2864 \text{ m/s}$$

Aplicando la ecuación (10.5)

$$\psi = \frac{2 * 9.81 * 244.8790}{93.2864^2}$$

$$\psi = 0.55$$

La cifra de presión calculada ( $\psi$ ) si cumple con lo establecido por la Norma AMCA 99-0098-76.

## 8. Cifra de caudal ( $\varphi$ )

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi * D_2^2}{4} * U_2} \dots \dots \dots (10.6)$$

DONDE:

$Q =$  Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

$D_2 =$  Diámetro externo del rodete ( $m$ )

$U_2 =$  Velocidad tangencial a la salida ( $m/s^2$ )

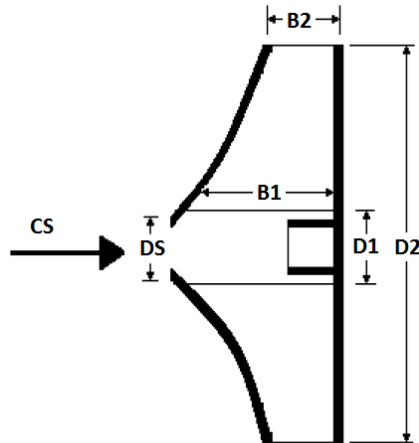
Aplicando la ecuación (10.6)

$$\varphi = \frac{3.15}{\frac{\pi * 0.505^2}{4} * 93.2864}$$

$$\varphi = 0.1685$$

## E. Dimensionamiento aerodinámico

Consiste fundamentalmente en determinar todas las demás dimensiones del rodete del ventilador centrífugo Por características geométricas, el diámetro succión debe ser menor al diámetro Interior ( $D_{succ} \leq D_1$ ) ver (Figura N° 32). Si el diámetro de entrada de los álabes es mayor, se debe tener en cuenta la condición que indica que esta variación no debe ser mayor que 0,02 m.



**Figura N° 32:** Geometría Básica del Rodete

**Fuente:** GUTIÉRREZ FLOREZ, Jhony. 2008

**1. Diámetro de succión ( $D_{succ}$ )**

De acuerdo a Norma AMCA 99-0098-76 los rangos establecidos de eficiencia volumétrica están en un rango (0.95 a 0.98) %. Para este diseño se tomará un rendimiento de 0.97 %

$$D_{succ} = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * n_v * \epsilon * \sqrt{2 * g * H}}} \dots \dots \dots (11.1)$$

*DONDE:*

$Q =$  Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$n_{vol} =$  Eficiencia volumétrica (0.97 %)

$H =$  Altura útil del ventilador (mc. aire)

$g =$  Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$\epsilon =$  Cifra de entrada (adimensional)



## 2. Cifra de entrada ( $\varepsilon$ )

Para poder calcular La cifra de entrada que viene a ser un coeficiente de pérdida de flujo que es proporcional a la cifra de velocidad ( $\sigma$ ) antes calculada.

$$\varepsilon = 0.64 * \sigma^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (11.2)$$

DONDE:

$\sigma =$  Cifra de velocidad (adimencional)

Aplicando la ecuación (11.2)

$$\varepsilon = 0.64 * 0.64^{\frac{1}{3}}$$

$$\varepsilon = 0.55$$

Aplicando la ecuación (11.1)

$$D_{succ} = \sqrt{\frac{4 * 3.15}{\pi * 0.97 * 0.55 * \sqrt{2 * 9.81 * 244.8790}}}$$

$$D_{succ} = 0.329 \text{ m} = 0.330 \text{ m}$$

## 3. Diámetro interno ( $D_1$ )

Para determinar el diámetro interno del rodete ( $D_1$ ), se debe considerar la relación de diámetros ( $R_D$ ).

$$R_D = \frac{D_1}{D_2} \dots \dots \dots (11.3)$$

DONDE:

$R_D =$  Relación de diámetros (Adimensional)

$D_1 =$  Diámetro Interno del rodete (m)

$D_2 =$  Diámetro externo del rodete (m)

$$R_D = 1.27 * \sqrt{\psi} * \sigma^{\frac{5}{6}} \dots \dots \dots (11.4)$$

DONDE:

$\psi$  = Cifra de presión (adimencional)

$\sigma$  = Cifra de velocidad (adimencional)

Aplicando la ecuación (11.4)

$$R_D = 1.27 * \sqrt{0.55} * 0.64^{\frac{5}{6}}$$

$$R_D = 0.65$$

Despejando la ecuación (11.3), se obtiene el Diámetro Interno ( $D_1$ )

$$D_1 = R_D * D_2$$

$$D_1 = 0.65 * 0.505 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.328 \text{ m}$$

Comprobando si el diámetro interno calculado cumple con lo expuesto al comienzo del dimensionamiento aerodinámico, Por lo tanto, el diámetro de succión debe ser menor al diámetro interno ( $D_{succ} \leq D_1$ ).

Comprobando:

$$D_{succ} = 0.330 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.328 \text{ m}$$

El diámetro interno ( $D_1$ ) no cumple con la condición ( $D_{succ} \leq D_1$ ) por lo que se tomara:

$$D_1 = 0.330 \text{ m}$$

Para verificar que los diámetros calculados son correctos, se debe tener en cuenta la relación de sus diámetros, de los cuales su resultado debe estar entre 0,4 y 0,8 de acuerdo a lo establecido a la Norma AMCA 99-0098-76.

Aplicando la ecuación (11.3)

$$R_D = \frac{0.330}{0.505}$$

$$R_D = 0.65$$

La relación de sus diámetros si cumple con lo establecido.

#### 4. Velocidad tangencia a la entrada del rodete ( $U_1$ )

$$U_1 = \frac{\pi * D_1 * N}{60} \dots \dots \dots (11.5)$$

DONDE:

$D_1 =$  Diámetro interno (m)

$N =$  Velocidad de rotación (RPM)

Aplicando la ecuación (11.5)

$$U_1 = \frac{\pi * 0.330 * 3528}{60}$$

$$U_1 = 61 \text{ m/s}$$

#### 5. Ancho de entrada del álabe ( $b_1$ )

$$b_1 = k * \frac{D_1}{4} \dots \dots \dots (11.6)$$

DONDE:

$k = 1.2$  Coeficiente (1.2 – 2.5)

$D_1 =$  Diámetro interno (m)

Aplicando la ecuación (11.6)

$$b_1 = 1.2 * \frac{0.330}{4}$$

$$b_1 = 0.099 \text{ m} = 0.100 \text{ m}$$

## 6. Ancho de salida del álabe ( $b_2$ )

$$b_2 = k * \frac{D_2}{4} \dots \dots \dots (11.7)$$

DONDE:

$k = 1.2$  Coeficiente (1.2 – 2.5)

$D_2 =$  Diámetro externo (m)

Aplicando la ecuación (11.7)

$$b_2 = 1.2 * \frac{0.505}{4}$$

$$b_2 = 0.151 \text{ m}$$

## 7. Número de álabes del rodete (Z)

$$Z \geq \frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} * \pi \dots \dots \dots (11.8)$$

DONDE:

$D_2 =$  Diámetro externo (m)

$D_1 =$  Diámetro interno (m)

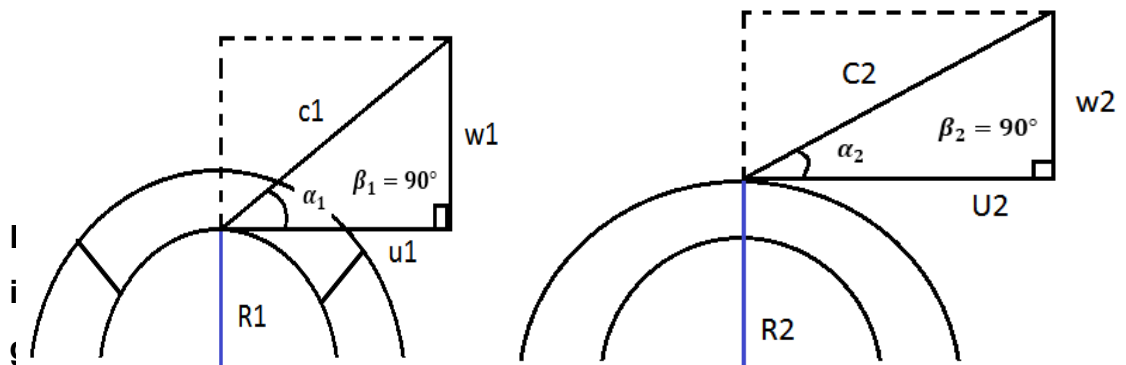
Aplicando la ecuación (11.8)

$$Z \geq \frac{(0.505 + 0.330)}{(0.505 - 0.330)} * \pi$$

$$Z = 14.9898 \text{ álabes}$$

$$Z = 16 \text{ álabes}$$

Para el estudio de estos tipos de ventiladores centrífugos con álabes radiales se considera para el estudio ángulos  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ . de acuerdo al triángulo de velocidades tanto a la entrada como a la salida del rodete (Figura N° 33).



**Figura N° 33:** Diagrama de velocidades.

**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio 2013

### 8. Velocidad radial a la entrada del rodete ( $W_1$ )

$$W_1 = \frac{Q}{\pi * b_1 * D_1} \dots \dots \dots (11.9)$$

*DONDE:*

$Q$  = Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

$b_1$  = Ancho de entrada del álabe ( $m$ )

$D_1$  = Diámetro interno ( $m$ )

Aplicando la ecuación (11.9)

$$W_1 = \frac{3.15}{\pi * 0.100 * 0.330}$$

$$W_1 = 30.3841 \text{ m/s}$$

**9. Ángulo de elevación a la entrada de los álabes ( $\alpha_1^\circ$ )**

$$\alpha_1^\circ = \text{tg}^{-1} \left( \frac{W_1}{U_1} \right) \dots \dots \dots (11.10)$$

DONDE:

$W_1 =$  Velocidad radial a la entrada del rodete (m/s)

$U_1 =$  Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)

Aplicando la ecuación (11.10)

$$\alpha_1^\circ = \text{tg}^{-1} \left( \frac{30.3841}{61} \right)$$

$$\alpha_1^\circ = 26.4778^\circ$$

**10. Velocidad relativa a la entrada de los álabes ( $C_1$ )**

$$C_1 = \sqrt{W_1^2 + U_1^2} \dots \dots \dots (11.11)$$

DONDE:

$W_1 =$  Velocidad radial a la entrada del rodete (m/s)

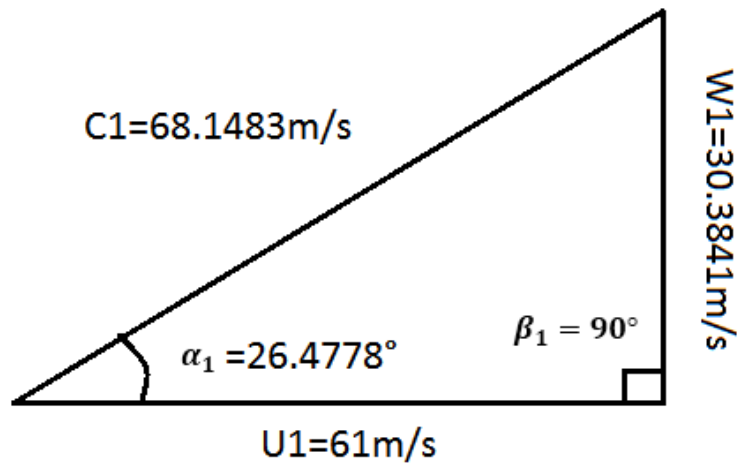
$U_1 =$  Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)

Aplicando la ecuación (11.11)

$$C_1 = \sqrt{30.3841^2 + 61^2}$$

$$C_1 = 68.1483 \text{ m/s}$$

El resultado del cálculo de las velocidades de entrada del rodete es el triángulo de velocidades como se aprecia en la (Figura N° 34).



**Figura N° 34:** Triángulo de velocidades.

**Fuente:** Propia

### 11. Velocidad tangencial a la salida del rodete ( $U_2$ )

$$U_2 = \frac{\pi * D_2 * N}{60} \dots \dots \dots (11.12)$$

*DONDE:*

$D_2 =$  Diámetro externo (m)

$N =$  Velocidad de rotación (RPM)

Aplicando la ecuación (11.12)

$$U_2 = \frac{\pi * 0.505 * 3528}{60}$$

$$U_2 = 93.2864 \text{ m/s}$$

## 12. Velocidad radial a la salida del rodete ( $W_2$ )

$$W_2 = \frac{Q}{\pi * b_2 * D_2} \dots \dots \dots (11.13)$$

DONDE:

$Q =$  Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

$b_2 =$  Ancho de entrada del álabe ( $m$ )

$D_2 =$  Diámetro interno ( $m$ )

Aplicando la ecuación (11.13)

$$W_2 = \frac{3.15}{\pi * 0.151 * 0.505}$$

$$W_2 = 13.1489 \text{ m/s}$$

## 13. Velocidad relativa a la salida de los álaves ( $C_2$ )

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_2^2} \dots \dots \dots (11.14)$$

DONDE:

$W_2 =$  Velocidad radial a la salida del rodete ( $m/s$ )

$U_2 =$  Velocidad tangencial a la salida del rodete ( $m/s$ )

Aplicando la ecuación (11.14)

$$C_2 = \sqrt{13.1489^2 + 93.2864^2}$$

$$C_2 = 94.2085 \text{ m/s}$$



#### 14. Ángulo de ascenso a la salida de los álabes ( $\alpha_2^\circ$ )

$$\alpha_2^\circ = \text{tg}^{-1}\left(\frac{W_2}{U_2}\right) \dots \dots \dots (11.15)$$

DONDE:

$W_2 =$  Velocidad radial a la salida del rodete (m/s)

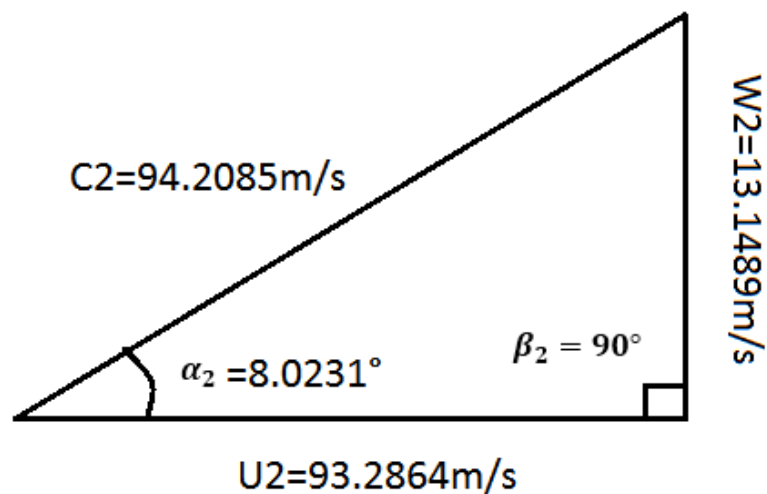
$U_2 =$  Velocidad tangencial a la salida del rodete (m/s)

Aplicando la ecuación (11.15)

$$\alpha_2^\circ = \text{tg}^{-1}\left(\frac{15.5415}{93.8406}\right)$$

$$\alpha_2^\circ = 8.0231^\circ$$

Los resultados del triángulo de velocidades se pueden apreciar en la (Figura N° 35).



**Figura N° 35:** Triángulo de velocidades a la salida del álabe

**Fuente:** Propia

### 15. Velocidad de succión del ventilador ( $V_{succ}$ )

$$V_{succ} = \frac{4 * Q}{\pi * n_{vol} * D_{succ}^2} \dots \dots \dots (11.16)$$

DONDE:

$Q$  = Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$n_{vol}$  = Eficiencia volumétrica (0.97 %)

$D_{succ}$  = Diámetro de succión (m)

Aplicando la ecuación (11.16)

$$V_{succ} = \frac{4 * 3.15}{\pi * 0.97 * 0.330^2}$$

$$V_{succ} = 37.9683 \text{ m/s}$$

### 16. Grado de reacción ( $R$ )

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_1^2 - W_2^2)}{2 * g * H} \dots \dots \dots (11.17)$$

DONDE:

$U_{2-1}$  = Velocidad tangencial a la salida y entrada del rodete (m/s)

$W_{2-1}$  = Velocidad radial a la salida y entrada del rodete (m/s)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$H$  = Altura útil del ventilador (mc. aire)

Aplicando la ecuación (11.16)

$$R = \frac{(93.2864^2 - 61^2) - (30.3841^2 - 13.1489^2)}{2 * 9.81 * 244.8790}$$

$$R = 0.88$$

## 17. Coeficiente de vórtice ( $\Gamma$ )

$$\Gamma = \frac{\mu - \frac{\psi}{2 * n_h}}{R_D} \dots \dots \dots (11.17)$$

DONDE:

$\mu$  = Coeficiente de deslizamiento (adimensional)

$\psi$  = Cifra de presión (adimensional)

$n_h$  = Eficiencia hidráulica (%)

$R_D$  = Relación de diámetros (adimensional)

Se sabe que los rendimientos son:

$$n_h = \frac{n_v}{n_{mec} * n_{vol}} \dots \dots \dots (11.18)$$

Se asume de los rangos de las eficiencias

$$n_v = 0.75 (0.70 - 0.80)$$

$$n_{vol} = 0.97 (0.95 - 0.98)$$

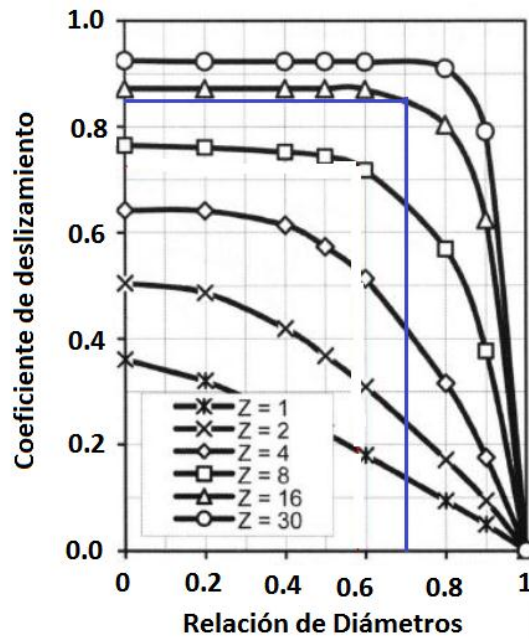
$$n_{mec} = 0.97 (0.96 - 0.97)$$

Despejando la ecuación (11.18)

$$n_h = \frac{0.75}{0.97 * 0.97}$$

$$n_h = 0.79 \%$$

Según la gráfica de Busemann (Figura N° 36) para un rodete de 16 álabes, se obtiene el coeficiente de deslizamiento ( $\mu$ ).



**Figura N° 36:** Coeficiente de deslizamiento

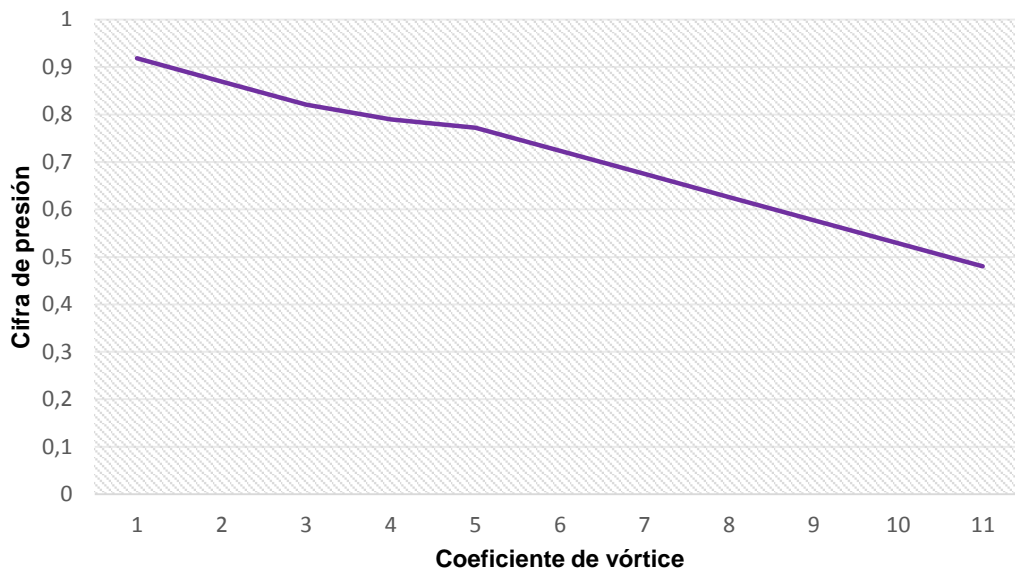
**Fuente:** VARGAS ALAYO, Julio 2013

Aplicando la ecuación (11.17)

$$\Gamma = \frac{0.85 - \frac{0.55}{2 * 0.79}}{0.65}$$

$$\Gamma = 0.77$$

Para comprender el comportamiento de la velocidad radial a la entrada del rodete ( $W_1$ ) antes de entrar al rodete tendrá una trayectoria semejante a la que se muestra en el (Gráfico N° 2) ver tabla en Anexo 21.



**Grafico N° 2:** Comportamiento del fluido

**Fuente:** Propia

### 18. Cálculo de la curva del ventilador centrífugo ( $H - Q$ )

Dicha curva refleja la alteración de la altura útil  $H$  respecto al caudal volumétrico  $Q$  cuando gira a un número de revoluciones por minuto constante. se puede deducir

teóricamente.

- **Altura teórica de Euler o altura del rodete ( $H_u$ ):** Altura provocada por las pérdidas de rozamiento en el rodete.

$$H_u = \frac{H}{n_h} \dots \dots \dots (12.1)$$

*DONDE:*

$H$  = *Altura útil del ventilador (mc. aire)*

$n_h$  = *Eficiencia hidráulica (%)*

Aplicando la ecuación (12.1)

$$H_u = \frac{244.8790}{0.79}$$

$$H_u = 309.9734 \text{ m. c. aire}$$

- **Transferencia de energía ( $H_{R\infty}$ ):** Pérdidas hidráulicas totales.

$$H_{R\infty} = \frac{H_u}{\mu} \dots \dots \dots (12.2)$$

DONDE:

$H_u$  = Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$\mu$  = Coeficiente de deslizamiento

Aplicando la ecuación (12.2)

$$H_{R\infty} = \frac{309.9734}{0.85}$$

$$H_{R\infty} = 364.6745 \text{ m. c. aire}$$

- **Altura de pérdidas por fricción en el ventilador ( $\Delta H_f$ ):** Pérdidas ocasionadas por el rozamiento en los ductos de succión e impulsión.

$$\Delta H_f = [(1 - n_h) * H_u] * \left(\frac{Q_X}{Q}\right)^2 \dots \dots \dots (12.3)$$

DONDE:

$n_h$  = Eficiencia hidráulica (0.79)

$H_u$  = Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$Q_X$  = Caudal volumétrico para la curva (m<sup>3</sup>/s)

$Q$  = Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

Aplicando la ecuación (12.3)

$$\Delta H_f = [(1 - 0.79) * 309.9734] * \left(\frac{3.15}{3.15}\right)^2$$

$$\Delta H_f = 65.0944 \text{ m. c. aire}$$

- **Altura de pérdidas por choque en la admisión del rotor ( $\Delta H_{ch}$ )**

$$\Delta H_{ch} = \left[0.3 + 0.6 * \left(\frac{\beta_2}{90}\right)\right] * \frac{U_1^2}{2 * g} * \left(1 - \frac{Q_x}{Q_n}\right)^2 \dots \dots \dots (12.4)$$

DONDE:

$U_1$  = Velocidad tangencial a la entrada del rodete (m/s)

$g$  = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

Aplicando la ecuación (12.4)

$$\Delta H_{ch} = \left[0.3 + 0.6 * \left(\frac{90}{90}\right)\right] * \frac{61^2}{2 * 9.81} * \left(1 - \frac{3.15}{3.15}\right)^2$$

$$\Delta H_{ch} = 0 \text{ m. c. aire}$$

- **Altura útil del ventilador centrífugo ( $H$ )**

Comprobando la altura útil del ventilador centrífugo calculado al principio considerando las pérdidas por fricción y choque.

$$H = H_u - (\Delta H_f + \Delta H_{ch}) \dots \dots \dots (12.5)$$

DONDE:

$H_u$  = Altura teórica Euler o Altura del rodete (m. c. aire)

$\Delta H_f$  = Altura de pérdidas por fricción en el ventilador (m. c. aire)

$\Delta H_{ch}$  = Altura de pérdidas por choque al ingreso del rotor (m. c. aire)

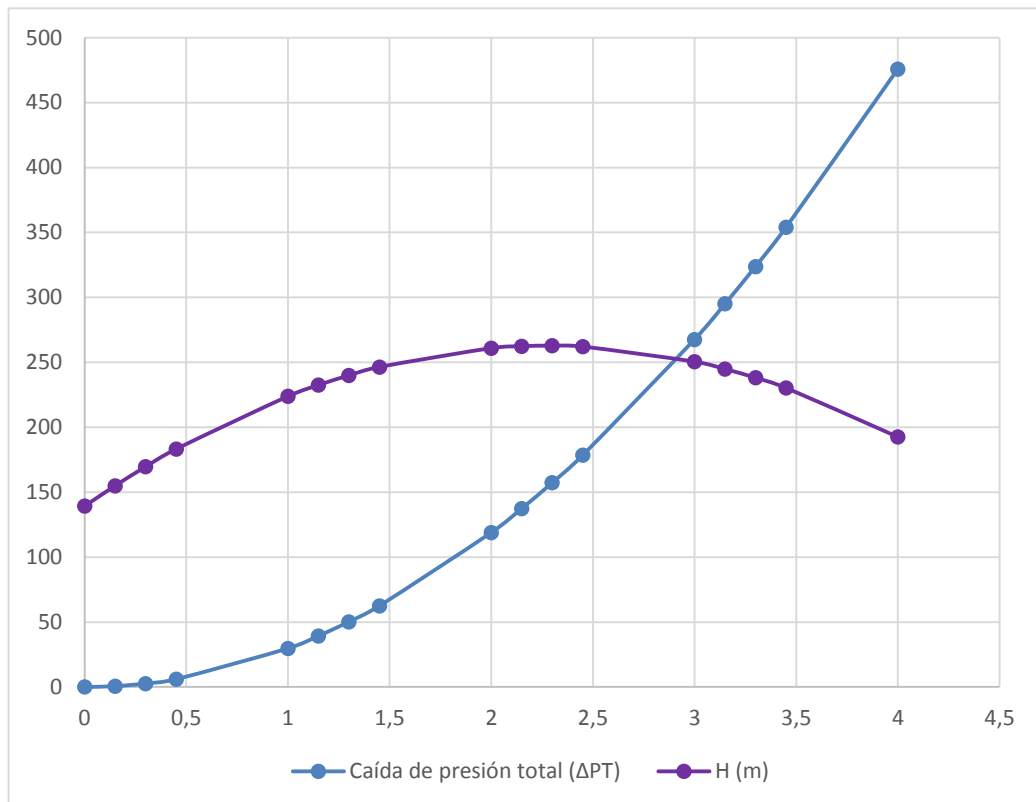
Aplicando la ecuación (12.5)

$$H = 309.9734 - (65.0944 + 0)$$

$$H = 244.8790 \text{ m. c. aire}$$

Determinando la curva del ventilador centrífugo ( $H - Q$ ) ver tabla en Anexo 22.

$$H = 309.9734 - (\Delta H_f + \Delta H_{ch})$$



**Gráfico N° 3:** Curva del ventilador centrífugo ( $H - Q$ )

**Fuente:** Propia



## F. Dimensionamiento de la carcasa o voluta

El dimensionamiento tiene como propósito convertir la energía dinámica en energía de presión con la finalidad de obtener mínimas pérdidas posibles.

### 4. Velocidad de salida de la carcasa o voluta ( $C_{II}$ )

La velocidad de salida de la carcasa o voluta es el 74% de la velocidad de salida del rodete ( $C_2$ ).

$$C_{II} = 0.74 * C_2 \dots \dots \dots (13.1)$$

DONDE:

0.74% = *Porcentaje de la velocidad de salida del rodete*

$C_2$  = *Velocidad relativa a la salida de los álabes (m/s)*

Aplicando la ecuación (13.1)

$$C_{II} = 0.74 * 94.2085$$

$$C_{II} = 69.7143 \text{ m/s}$$

### 5. Área de salida de la carcasa o voluta ( $A_s$ )

$$A_s = \frac{Q}{C_{II}} \dots \dots \dots (13.2)$$

DONDE:

$Q$  = *Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)*

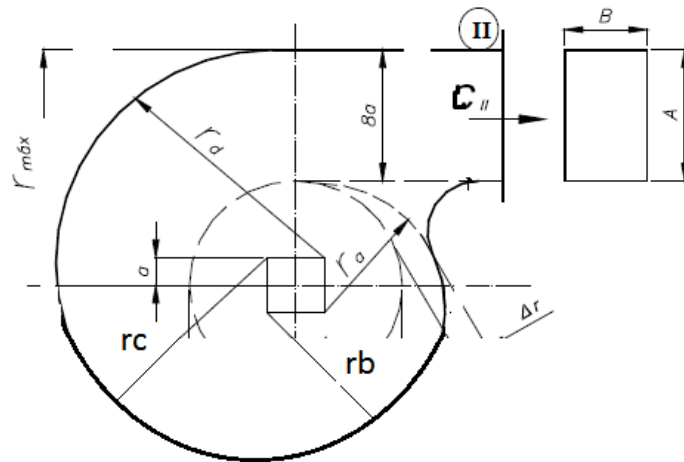
$C_2$  = *Velocidad de salida de la carcasa o voluta (m/s)*

Aplicando la ecuación (13.2)

$$A_s = \frac{3.15}{69.7143}$$

$$A_s = 0.0451 \text{ m}^2$$

## 6. Trazo de la carcasa o voluta



**Figura N° 37:** Dimensiones de la carcasa o voluta

**Fuente:** GONZALES SEABRA, Pedro. 2005

- **Apertura de la carcasa o voluta (B)**

$$B = 2 * b_2 \dots \dots \dots (13.3)$$

Aplicando la ecuación (13.3)

$$B = 2 * 0.151$$

$$B = 0.302 \text{ m}$$

- **Apertura de la carcasa o voluta (A)**

$$A = \frac{A_s}{B} \dots \dots \dots (13.4)$$

Aplicando la ecuación (13.4)

$$A = \frac{0.0451}{0.302}$$

$$A = 0.149 \text{ m}$$

- **Sección rectangular (a)**

$$a = \frac{A}{8} \dots \dots \dots (13.5)$$

Aplicando la ecuación (13.5)

$$a = \frac{0.149 \text{ m}^2}{8}$$

$$a = 0.0186 \text{ m}$$

- **Variación del diámetro externo y la carcasa ( $\Delta r$ )**

$$\Delta r = (2 - 5\%) * D_2 \dots \dots \dots (13.6)$$

Aplicando la ecuación (13.6)

$$\Delta r = (3.5\%) * 0.505$$

$$\Delta r = 0.0176 \text{ m}$$

- **Arco del círculo ( $r_d$ )**

$$r_d = \frac{D_2}{2} + 8 * a \dots \dots \dots (13.7)$$

Aplicando la ecuación (13.7)

$$r_d = \frac{0.505}{2} + 8 * 0.0186$$

$$r_d = 0.4013 \text{ m}$$

- **Arco del círculo ( $r_{m\acute{a}x} \approx r_d$ )**

$$r_{m\acute{a}x} \approx r_d \leq D_2 \dots \dots \dots (13.8)$$

Aplicando la ecuación (13.8)

$$r_{m\acute{a}x} \approx 0.4013 \text{ m} \leq 0.505 \text{ m}$$

- **Arco del círculo ( $r_c$ )**

$$r_c = r_d - 2 * a \dots \dots \dots (13.9)$$

Aplicando la ecuación (13.9)

$$r_c = 0.4013 - 2 * 0.0186$$

$$r_c = 0.3641 \text{ m}$$

- **Arco del círculo ( $r_b$ )**

$$r_b = r_c - 2 * a \dots \dots \dots (13.10)$$

Aplicando la ecuación (13.10)

$$r_b = 0.3641 - 2 * 0.0186$$

$$r_b = 0.327 \text{ m}$$

- **Arco del círculo ( $r_a$ )**

$$r_a = r_b - 2 * a \dots \dots \dots (13.11)$$

Aplicando la ecuación (13.11)

$$r_a = 0.327 - 2 * 0.0186$$

$$r_a = 0.290 \text{ m}$$

## **G. Secado de pellets de plástico**

Los muchos y variados, tipos de resinas de pellets de plástico que se reciclan a diario en la empresa Consorcio reciclador del norte sac. demanda un profundo estudio de las diferentes tecnologías de secado, para eliminar la humedad de los pellets de plástico exactamente en el nivel requerido.

Con el objetivo de alcanzar un secado de calidad del producto y mejorar la productividad es primordial que se seleccione el método de secado más adecuado para su operación.

- **Importancia de un secado preciso**

El aire ambiental siempre contiene agua en forma de vapor. A medida que aumenta la temperatura del aire aumenta también su contenido de agua, conociéndolo como humedad relativa. Los sólidos como los gránulos de plástico pueden tomar la humedad del aire de dos formas: superficial e interna. Algunos plásticos son generalmente de resinas higroscópicas y resinas no higroscópicas.

**Resinas higroscópicas (ABS)**

- Tiene una fuerte afinidad para atraer humedad
- Absorberán la humedad en su estructura molecular si son expuestas al aire del ambiente.
- La humedad interna no se puede eliminar solo con aire caliente

**Resinas no higroscópicas (Polietileno, PVC)**

- No tienen una afinidad con la humedad
- La humedad recogida se absorbe sobre la superficie de los pellets
- La humedad se elimina fácilmente al pasar una corriente suficiente de aire caliente sobre el material

NOMBRE	SIMBOLO	TEMPERATURA RECOMENDADA DE SECADO °C	TIEMPO DE SECADO EN MIN
<b>Acrilonitrilo Butadieno Estireno</b>	ABS	130	20
<b>Polietileno</b>	PE	180	20
<b>Policloruro de Vinilo</b>	PVC	110-160	20

**Tabla N° 7:** Características de secado de algunos plásticos

**Fuente:** DELGADO MONTES, Luis.; TOBAR YEPES, Carlos. 1992

### **3.9. SELECCIONAR EL MATERIAL PARA LA ESTRUCTURA Y ACCESORIOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO**

#### **A. MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL VENTILADOR**

La selección del material para construir el ventilador centrífugo es una de las más importantes decisiones que se debe tomar. Por lo general, la decisión se toma antes de establecer las dimensiones de la parte. Después de seleccionar el proceso para crear la geometría deseada y el material, se puede proporcionar el elemento de manera que se evite la pérdida de funcionalidad o que la probabilidad de dicha pérdida de funcionalidad se mantenga a un nivel de riesgo aceptable.

Para el proceso de diseño de partes mecánicas el esfuerzo y la deflexión son importantes, la selección de un material no siempre se basa en estos factores. Muchas partes no soportan carga alguna en ningún momento. Las partes pueden diseñarse sólo para llenar espacios o por cuestiones estéticas. Con frecuencia, los elementos deben diseñarse también para resistir la corrosión. Algunas veces, los efectos de la temperatura son más importantes en el diseño que el esfuerzo y la deformación.

Para la selección del material para construir el diseño del ventilador centrífugo por estar expuesto a temperatura, agua y material húmedo se procederá a seleccionar acero inoxidable. La característica más importante de estos aceros es su resistencia a muchas condiciones corrosivas.

## B. ACCESORIOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

- **Brida de succión**



**Figura N° 38:** Brida de succión

**Fuente:** SOLER & PALAU, Ventiladores Centrífugos

- **Brida de descarga**



**Figura N° 39:** Brida de descarga

**Fuente:** SOLER & PALAU, Ventiladores Centrífugos

- **Acoplamiento rectangular-circular**



**Figura N° 40:** Acoplamiento Rectangular-Circular

**Fuente:** SOLER & PALAU, Ventiladores Centrífugos

- **Conector flexible de lona en descarga**



**Figura N° 41:** Conector flexible de lona en descarga

**Fuente:** SOLER & PALAU, Ventiladores Centrífugos



### 3.10. SIMULAR EL FLUJO DE AIRE MEDIANTE SOLIDWORKS®

- **ANÁLISIS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO POR SIMULACIÓN**

Una vez realizado el cálculo de la presión interna y establecida la geometría del ventilador centrífugo. Se procede a hacer la simulación la cual tiene en cuenta detalles más específicos del comportamiento del ventilador no contemplados en el método analítico lo que generara modelos más cercanos a la realidad. Los parámetros de simulación utilizados se enlistan en la tabla N° 8.

<i>PROPIEDAD</i>	<i>VALOR</i>	<i>UNIDADES</i>
<i>Límite elástico</i>	<i>2.07E+08</i>	<i>N/m<sup>2</sup></i>
<i>Límite de tracción</i>	<i>5.17E+08</i>	<i>N/m<sup>2</sup></i>
<i>Módulo elástico</i>	<i>1.90E+11</i>	<i>N/m<sup>2</sup></i>
<i>Coefficiente de Poisson</i>	<i>2.90E-01</i>	
<i>Densidad</i>	<i>8000</i>	<i>kg/m<sup>3</sup></i>
<i>Módulo cortante</i>	<i>7.50E+10</i>	<i>N/m<sup>2</sup></i>
<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	<i>1.80E-05</i>	<i>Kelvin</i>

**Tabla N° 8:** Condiciones de simulación



**Fuente:** Base de datos Solidworks®

<b>CARGA</b>	<b>RESULTADO</b>	<b>UNIDADES</b>
<b>Presión entrada</b>	101 325	Pascales
<b>Presión salida</b>	102 275	Pascales
<b>Presión interna</b>	2 887.8516	Pascales
<b>Presión externa</b>	101 325	Pascales

**Tabla N° 9:** Cargas a las que está sometido el ventilador

<b>Conjunto de selecciones</b>	<b>Unidades</b>	<b>Sum X</b>	<b>Sum Y</b>	<b>Sum Z</b>	<b>Resultante</b>
<b>Todo el modelo</b>	N	-965.248	-5206.08	4110.46	6703.05

<b>Nombre de carga</b>	<b>Cargar imagen</b>	<b>Detalles de carga</b>
<b>Presión -1</b>		<b>Entidades:</b> 4 cara(s) <b>Tipo:</b> Normal a cara seleccionada <b>Valor:</b> 1 <b>Unidades:</b> kgf/cm <sup>2</sup> <b>Ángulo de fase:</b> 0 <b>Unidades:</b> deg
<b>Torsión -1</b>		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar momento torsor <b>Valor:</b> 74 N.m

**Tabla N° 10:** Fuerzas de reacción y momento torsor

*Environment Pressure 2*

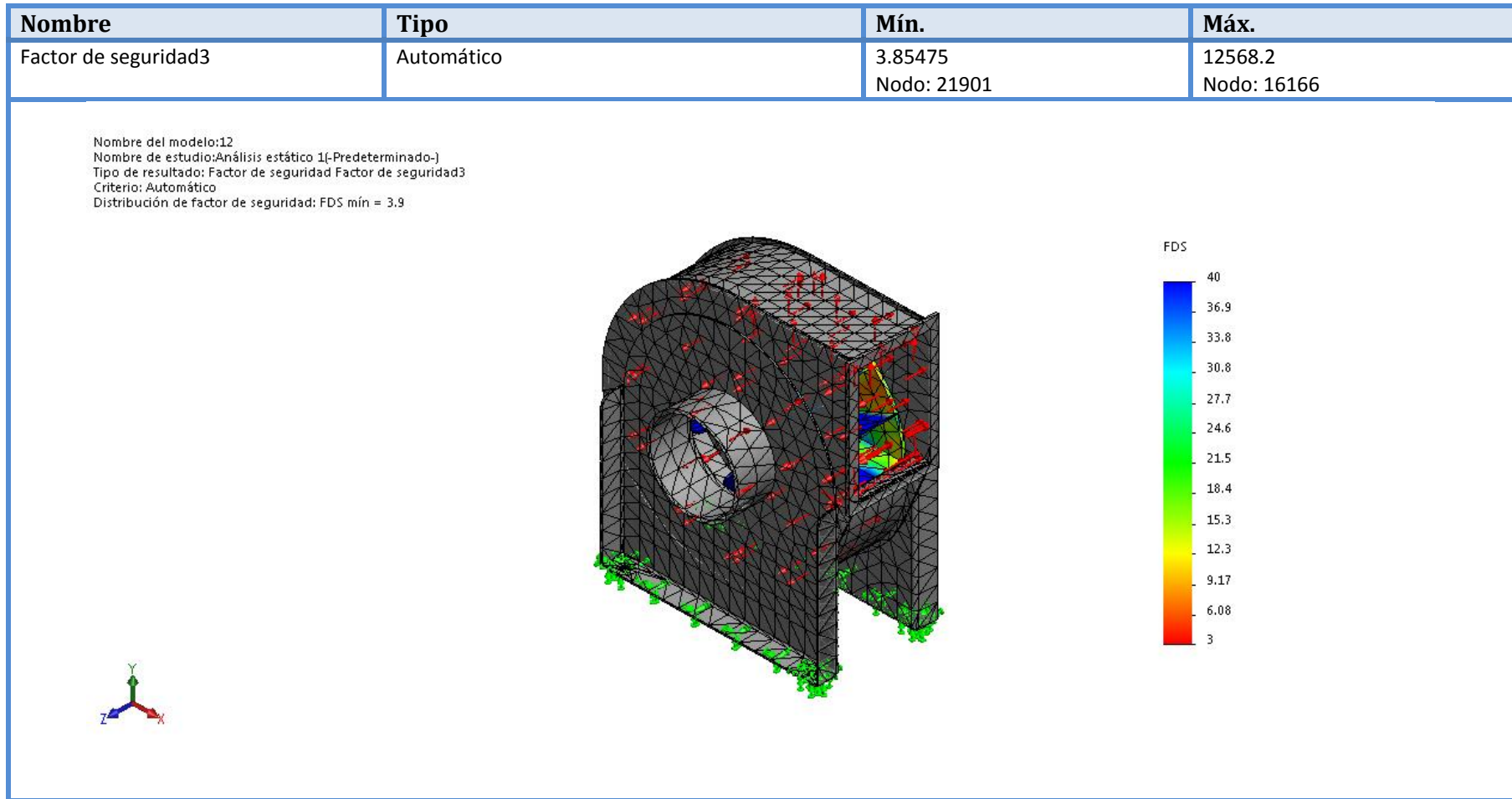
<b>Type</b>	<b>Environment Pressure</b>
<b>Faces</b>	<i>Face&lt;1&gt;@LID3-1</i>
<b>Coordinate system</b>	<i>Face Coordinate System</i>
<b>Reference axis</b>	<i>X</i>
<b>Thermodynamic parameters</b>	<i>Environment pressure: 102 275 Pa Temperature: 293.20 K</i>
<b>Turbulence parameters</b>	<i>Boundary layer parameters</i>
<b>Boundary layer type:</b> <b>Turbulent</b>	

<b>Type</b>	<b>Environment Pressure</b>
<b>Faces</b>	<i>Face&lt;2&gt;@LID5-1</i>
<b>Coordinate system</b>	<i>Face Coordinate System</i>
<b>Reference axis</b>	<i>X</i>
<b>Thermodynamic parameters</b>	<i>Environment pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K</i>
<b>Turbulence parameters</b>	<i>Boundary layer parameters</i>
<b>Boundary layer type:</b> <b>Turbulent</b>	

**Tabla N° 11:** Parámetros de presión de entrada y salida del ventilador

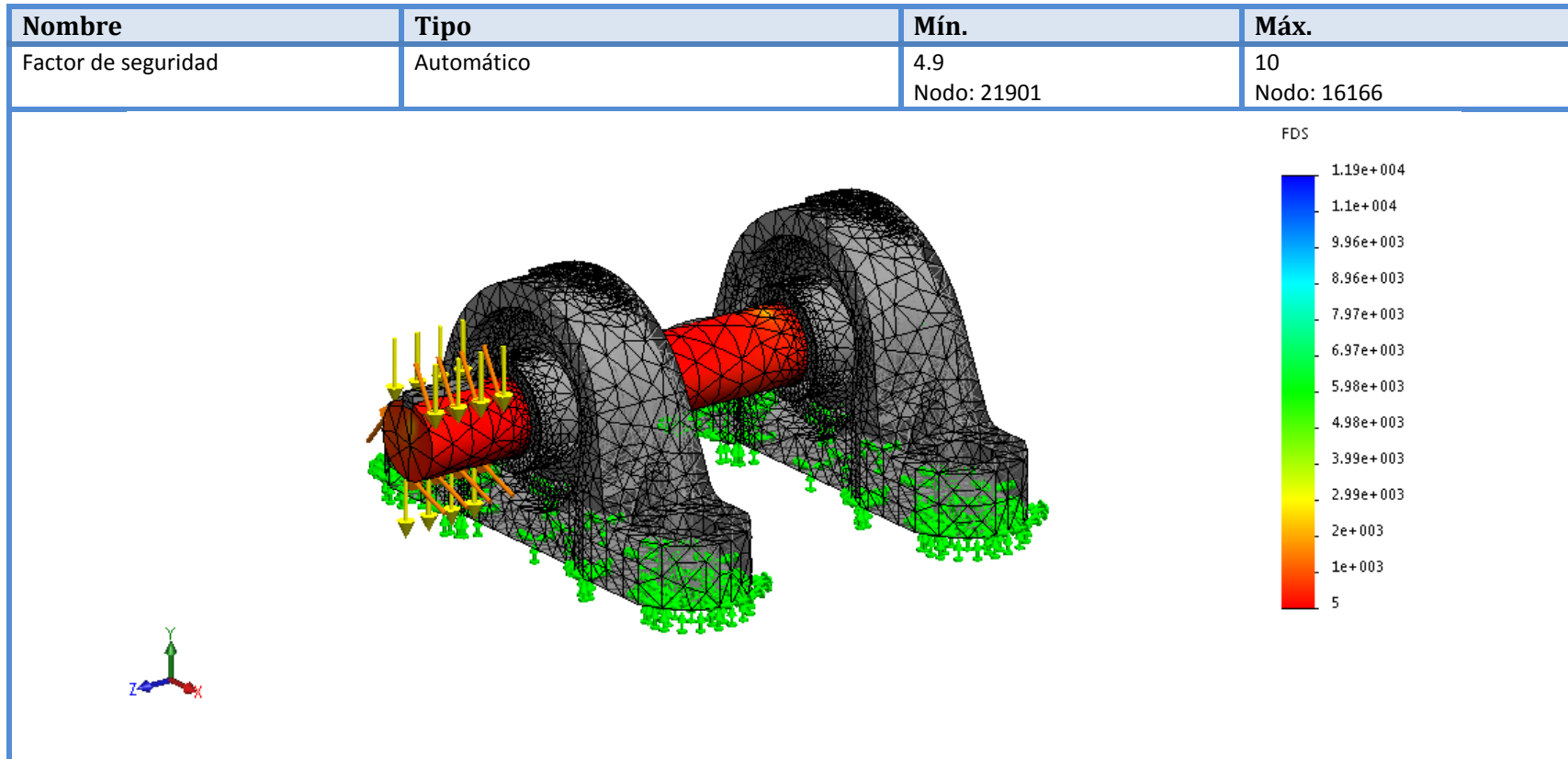
- **RESULTADOS DE SIMULACIÓN**

El ventilador centrífugo fue sometido a las cargas de la tabla N° 9 distribuyendo todas las cargas como se muestra en la Figura N° 42 y 43 utilizando como material acero inoxidable AISI 304 y estableciendo las cargas en el rodete del ventilador centrífugo sometido a una carga de torsión de 74 N.m como también se realizó la simulación del eje del motor eléctrico para ello se consideraron para esta simulación 2 apoyos de chumaceras el diámetro del eje del motor eléctrico es de (1.5 pulgadas), soportando una carga del rodete de (70kgf). Del estudio de análisis finitos en Solidworks® se obtuvo un factor de seguridad de (rodete:3.9) y (eje:5) los cuales se pueden apreciar en las figuras N° 42 y 43.



**Figura N° 42:** Factor de seguridad del rodete

**Fuente:** Solidworks®



**Figura N° 43:** Factor de seguridad del rodete

**Fuente:** Solidworks®

### **3.11. SELECCIONAR LOS EQUIPOS ESTÁNDAR: MOTOR ELÉCTRICO, MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD**

#### **A. MOTOR ELÉCTRICO**

Es importante considerar los siguientes criterios que son los más utilizados para seleccionar el motor eléctrico más adecuado.

- **La potencia**

La fuerza que el motor genere para mover la carga en una determinada velocidad. ver Anexo N° 5.

- **La rotación**

Es el número de giros que el eje desarrolla por unidad de tiempo. La rotación normalmente es expresada en RPM.

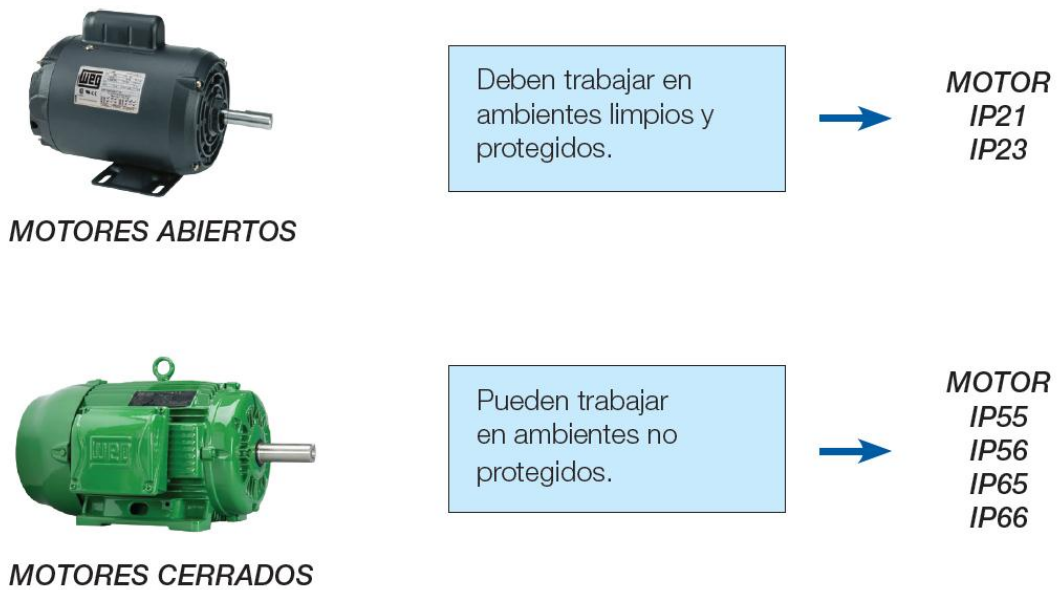
- **Tensión**

Monofásica

Trifásica

- **Grado de protección**

Es la protección del motor contra entradas de cuerpos extraños (polvos, fibras, etc) es definido por dos dígitos, el primer dígito indica protección contra la entrada de cuerpos extraños y contacto accidental, mientras el segundo indica protección contra la entrada de agua.



**Figura N° 44:** Grado de protección

**Fuente:** ROYDISA, mayo 30. 2016

- **La carcasa**

El tamaño de la carcasa es definido por la potencia y rotación del motor y es identificado por la letra H, que va desde la base de soporte del motor hasta el centro del eje medida en mm ver Anexo N° 9.

- **Las formas constructivas**

Definen como el motor va ser fijado y acoplado a la carga ver Anexo N° 10. Los motores son normalmente suministrados en la forma constructiva B3D (montaje en la posición horizontal, motor con patas, eje a la derecha).

- **La ventilación**

El sistema de ventilación es responsable del enfriamiento del motor. Los motores IP55 (cerrados) son generalmente suministrados con sistema de



ventilación TCVE o TEFC. Los motores con grado de protección IP23 (abiertos) poseen sistemas de ventilación interna.

## **B. MOTORREDUCTOR**

Es un motor y una caja de engranajes acoplados mecánicamente y sirve para controlar la velocidad giratoria de la máquina, en especial de un motor e incrementar su torque. Su funcionamiento puede ser a velocidad constante o variable el catálogo de selección de la caja reductora ver en Anexos N° 12 y 13.

### **1. Tipos de motorreductores**

- Helicoidales de ejes coaxiales
- Sin fin corona angulares
- Helicoidales de ejes paralelos
- Cónicos angulares

### **2. Elección del tamaño de un Motorreductor**

#### **A. Características de operación**

- Potencia (Hp)
- Velocidad
- Torque máximo (Kg-m)
- Relación de transmisión

#### **B. Características del trabajo a realizar**

- Tipo de máquina motriz (motor eléctrico o gasolina)
- Duración de servicio horas/ día

### 3.12. ELABORAR LOS PLANOS FINALES DEL PROYECTO

Los planos generados de la geometría del ventilador centrífugo (carcasa, rodete, número de álabes) se encuentran en los Anexos N° 24, 25, 26.

### 3.13. ELABORAR EL ANÁLISIS ECONÓMICO (VAN, TIR Y ROI)

#### RETORNO OPERACIONAL DE LA INVERSIÓN (ROI):

#### Inversión de activos fijos:

MATERIALES PARA LA FABRICACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO S/.	PRECIO TOTAL S/.
Plancha de acero Inoxidable (carcasa, rodete) de 5mm de 1mx1m	5	1 700	8 500
Plancha de acero Inoxidable (tubería de succión e impulsión, bridas) de 9.5mm de 2.5mx2.5m	1	2 500	2 500
Fabricación y montaje del ventilador centrífugo	1 Maestro	S/.100 x 6días	600
	2 Ayudantes	S/ .60 x 6días	720
	1 Soldador Tig	S/ .150 x 2días	300
Reductor de velocidad	1	2 300	2 000
<b>TOTAL</b>			<b>14 620</b>

Tabla N° 12: Inversión

**Beneficio:**

En la actualidad se desea que la producción de secado de pellets de plástico sea de 4 TM/Día. Su costo unitario de los pellets vendidos es de S/. 0.50 el kilogramo, obteniendo un beneficio en 1 meses de S/. 48 000

$$ROI = \frac{\text{Beneficio} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}}$$

$$ROI = \frac{48\,000 - 14\,620}{14\,620}$$

$$ROI = 2.2$$

**VAN:**

Permite encontrar el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros..

Determinamos la rentabilidad del proyecto el cual su inversión es de S/. 5 380, el cual nos da el siguiente flujo dentro de las primeras 4 semanas, a una tasa de retorno de 15%.

$$VAN = -I + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Qn}{(1+i)^n}$$

*DONDE:*

*I = Inversión (NS)*

*Q = Representa el flujo de caja de cada periodo (NS)*

*i = Tasa de interés (0.15%)*

*n = Número de periodos (Años)*

Se procederá a realizar el flujo de caja proyectado en un mes.

	Inversion	Semana 1	Semana 2	Semana 3	Semana 4
Ingresos		48 000	48 000	48 000	48 000

<b>Egresos</b>		19 200	19 200	19 200	19 200
<b>Flujo Neto</b>	-14 620	28 800	28 800	28 800	28 800

**Tabla N° 13:** Flujo de caja proyectado

$$VAN = -14\ 620 + \frac{28\ 800}{(1 + 0.15)^1} + \frac{28\ 800}{(1 + 0.15)^2} + \frac{28\ 800}{(1 + 0.15)^3} + \frac{28\ 800}{(1 + 0.15)^4}$$

$$VAN = 67\ 603$$

**TIR:**

Es llamado también tasa interna de retorno, se puede utilizar como un indicador de la rentabilidad de un proyecto o sea a mayor TIR mayor rentabilidad.

$$VAN = -I + \frac{Q1}{(1 + i)^1} + \frac{Q2}{(1 + i)^2} + \dots + \frac{Qn}{(1 + i)^n} = 0$$

*DONDE:*

$$VAN = 0$$

*i = Tasa de interés (%)*

$$0 = -14\ 620 + \frac{19\ 200}{(1 + i)^1} + \frac{19\ 200}{(1 + i)^2} + \frac{19\ 200}{(1 + i)^3} + \frac{19\ 200}{(1 + i)^4}$$

$$i = 1.94$$

### **3.14. COMPARAR COSTOS DE DISEÑO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO**

Costo del ventilador diseñado: S/. 14 620

Costo ventilador nuevo: S/. 22 000

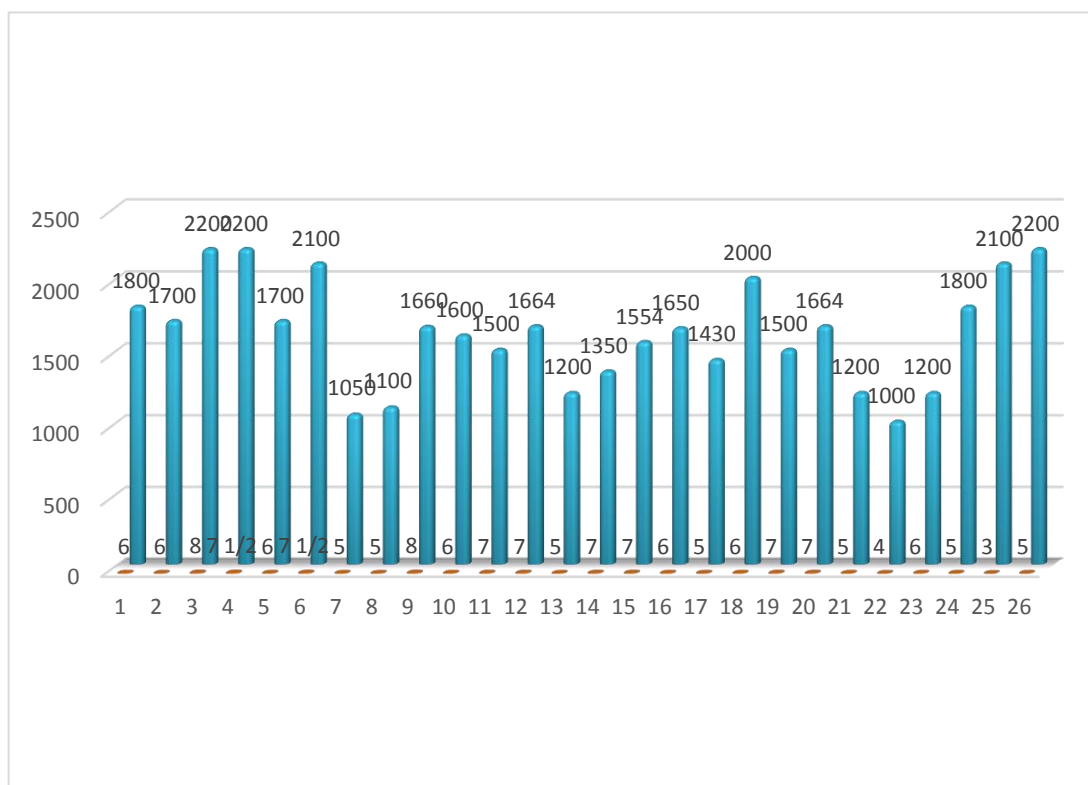
La empresa consorcio reciclador de norte sac. Busca aumentar su producción que actualmente es de 2.2 TM/Día a 4 TM/Día con la fabricación de un nuevo ventilador centrífugo el cual el mismo personal de la empresa se encargará de llevar a cabo la fabricación del ventilador tomándose para ello 1 semana de trabajo la empresa invertirá para la fabricación de su ventilador utilizando las especificaciones de diseño y material de acero inoxidable 304 la cantidad de S/. 14 620 se evaluó la posibilidad de la compra de un nuevo ventilador centrífugo con las condiciones de diseño en el mercado los cuales cuentan con un costo de S/. 22 000 a comparación de la fabricación en la misma empresa lleva a un ahorro considerable de S/. 7 380.

# **CAPÍTULO IV**

#### IV. DISCUSIÓN

##### Resumen de Resultados

- Luego de haber determinado las necesidades de la empresa y condiciones de operación del ventilador centrífugo que fueron obtenidas mediante la entrevista ver (Anexo N° 18) y al analizar los documentos de producción diaria ver (gráfico N° 4), se encontró que las necesidades de la empresa son el secado de pellets de plástico, capacidad de producción que proyectada de 4 TM/Día, como las condiciones de operación del ventilador que son la potencia eléctrica de 20 Hp a 3528 RPM con accionamiento indirecto por transmisión de poleas, las cuales se han tenido en cuenta para el diseño, a comparación con la tesis del autor Iñiguez Donoso, Jorge (2000) “Cálculo y diseño de ventiladores centrífugos para un sistema de enfriamiento por evaporización” donde también se basa para el análisis de su cálculo en las necesidades de la empresa.

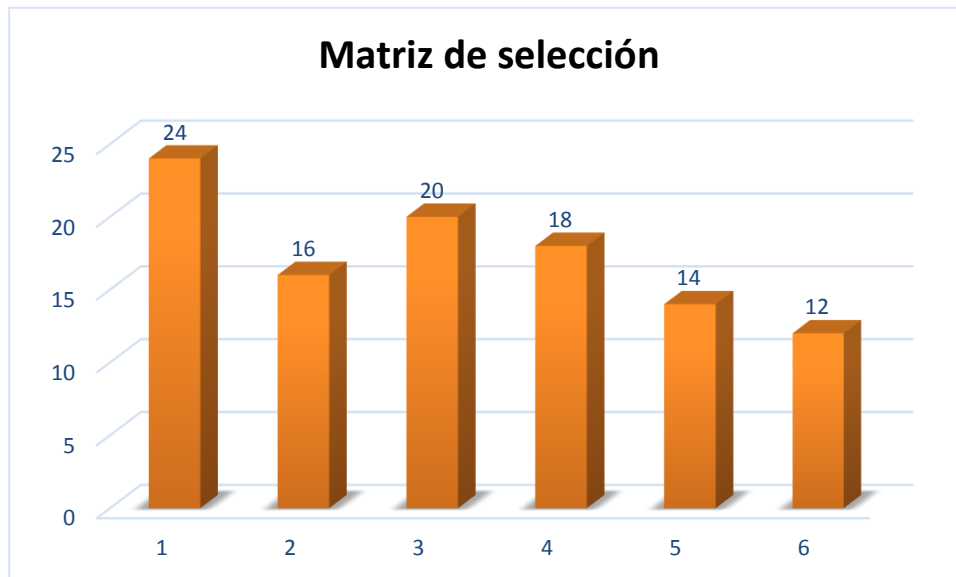


**Gráfico N° 4: Producción diaria**

- El uso de normas y códigos ver (Anexos N° 14, 15, 16, 17) para el dimensionamiento del ventilador centrífugo, brinda a este trabajo de investigación más formalidad y a su vez contribuye a la su elaboración de los cálculos a comparación con la tesis del autor Iñiguez Donoso, Jorge (2000) “Cálculo y diseño de ventiladores centrífugos para un sistema de enfriamiento por evaporización” utilizo la norma AFNOR E 51-001 que dentro sus límites establecidos no debe de sobrepasar: la caída de presión total  $< 30\ 000$  Pascales y su área de salida  $< 3\ m^2$  por lo tanto de acuerdo a esta norma establecida se llega a determinar que el dimensionamiento del ventilador centrífugo calculado en este estudio está en los rangos permitidos caída de presión total  $< 300\ mmca$  menor a lo establecido  $< 30\ 000$  pascales y área de salida  $< 0.0451\ m^2$  menor a  $< 3\ m^2$ .
- Una vez determinada las necesidades de la empresa se procede a elaborar una tabla de especificaciones de ingeniería ver (Tabla N° 1), con el objetivo de lograr una guía del contenido que se deberá cubrir al momento del diseño como son normas, material, proceso de fabricación, etc. Llegando a determinar que a comparación de otras tesis no tienen en cuenta la elaboración de tablas de especificaciones.
- En este estudio se propuso conceptos alternativos capaces de solucionar las necesidades de la empresa, por lo que se consideró 6 tipos de ventiladores existentes en el mercado como también el autor Vargas Alayo, Julio (2013) en su tesis de “Estudio teórico-experimental de un ventilador centrífugo de álabes rectos radiales del laboratorio de Energia-Pucp” considera la generación de varios conceptos de diseño entre ellos también seleccionó para su estudio un ventilador centrífugo de alabes radiales.



- Mediante una matriz de selección ver (Gráfico N° 5) que cuenta con criterios obtenidos de acuerdo a la entrevista realizada ver (Anexo N° 18), se obtuvo el valor más alto con un total de 24 puntos el cual corresponde a un ventilador centrífugo el cual cumple con los criterios establecidos a comparación de otras tesis no se consideró este objetivo para sus estudios.



**Gráfico N° 5:** Resultados de la matriz de selección

- Se realizó el estudio paramétrico en MATLAB® para poder observar el comportamiento de los cambios en el diámetro exterior del rodete, potencia del motor eléctrico y la geometría de la voluta, al modificar sus parámetros de diseño como son el caudal, caída de presión y cifra de presión para luego determinar los parámetros que cumplen con lo establecido por la Norma AMCA 99-0098-76 a comparación de la tesis del autor Chávez Morales, Abel (2009) en su tesis “Optimización automatizada del diseño de un ventilador de flujo tubo-axial mediante algoritmos evolutivos” Realiza el diseño del ventilador de flujo tubo-axial utilizo el software conocido como open FOAM obteniendo el dimensionamiento del álabe a comparación con MATLAB® los dos son programas muy utilizados para cálculos paramétricos.

- Para el diseño de la geometría del ventilador centrífugo se tomaron en cuenta datos de caudal, presiones a la entrada y salida del ventilador, como también se aprecia datos de área de la tubería de succión e impulsión para calcular las pérdidas primarias y secundarias del sistema ver (Tabla N° 15), luego se halla la potencia del motor eléctrico  $P_{ME}=20$  Hp a 3528 RPM, luego se calcula el diámetros del rodete, diámetro exterior  $D_2=505$ mm y diámetro interno  $D_1=330$ mm que tienen que estar de acuerdo a la Norma Air movement and Control Association International AMCA 99-0098-76 . se ha tenido en cuenta las ecuaciones recomendadas por el autor Romero Hernández, José A. (2006) en su tesis de “Estudio teórico experimental del comportamiento de ruido en ventiladores centrífugos industriales” el cual realizo ensayos para diferentes bancos de ventiladores con distintos tipos de alabes, utilizo la para su estudio la norma AMCA 210-85.
- El material seleccionado para el diseño del ventilador centrífugo (rodete, alabes, carcasa, estructura) fue el acero inoxidable AISI 304 debido a que este estará expuesto a un ambiente húmedo ya que a comparación de otros metales este es el mejor en diferentes aspectos importantes como resistente a la corrosión, soporte de alta temperatura y sobre todo es higiénico y no necesitar ser pintado, como también los accesorios para la instalación del ventilador que vienen a ser brida de succión, brida de descarga, acoplamiento rectangular-circular, conector flexible, a comparación de otras tesis no tomaron en cuenta la selección del material.
- La simulación del comportamiento del flujo de aire en el ventilador centrífugo con la geometría ya determinada se procede a dimensionar el ventilador centrífugo con los cálculos manuales encontrados una vez finalizado el diseño en 3D se procede a simular en Solidworks®, para esta simulación se necesitara la presión a la entrada y salida del ventilador centrífugo, por consiguiente los resultados que el programa te brindara será el factor de seguridad para el (rodete 3.9) que a comparación de otros

autores en sus tesis no utilizan ningún software para simular el comportamiento del fluido.

- La selección de los equipos estándar para el ventilador centrífugo fue un motor eléctrico trifásico de 2 polos con potencia de 20Hp a 3528RPM, el mecanismo seleccionado fue de accionamiento directo, se selecciona un reductor de velocidad con el propósito de proteger el motor eléctrico ante una falla imprevista ocasionando vibración y ruido del ventilador a comparación con otras tesis que no consideran esta selección.
- La elaboración del análisis económico que tiene este proyecto de tesis es rentable dado que el VAN es positivo (S/. 67 603), además la tasa de retorno de inversión es positiva (TIR 1.94%) por lo que es rentable este proyecto, el retorno de la inversión fue de (ROI 2.28%) esto refuerza la idea de una buena rentabilidad económica a comparación de otras tesis no ejecutaron un análisis económico para su proyecto.
- El costo de fabricación del ventilador centrífugo realizado por el personal de la misma empresa es de S/. 14 620 ha sido un costo considerable si se evalúa la compra de un ventilador centrífugo nuevo existente en el mercado el cual su costo de compra es de S/. 22 000 obteniendo un ahorro considerable de S/.7 380 a diferencia de otras tesis no consideran la diferencia de costos como tampoco hacen un análisis económico.

# **CAPÍTULO V**

## V. CONCLUSIONES

- El ventilador centrífugo con álabes radiales con entrada de succión circular (succión 330mm) y salida de impulsión rectangular (impulsión 302mm x 149mm) presenta mayores ventajas en cuanto a caudal volumétrico ( $3.15\text{m}^3/\text{s}$ ), velocidad del fluido ( $36.8292\text{m/s}$ ) como a fácil mantenimiento y limpieza de los álabes, costo bajo, facilidad de operación y fácil fabricación en comparación a los otros 5 tipos de ventiladores considerados inicialmente a demás satisface las necesidades de la empresa y las normas de diseño establecidas.
- El estudio paramétrico MATLAB® de la variación del caudal y la caída de presión respecto al dimensionamiento del diámetro exterior del rodete, potencia del motor eléctrico y voluta, con parámetros de cifras de (velocidad, entrada, presión, diámetro) y relación de diámetros, se obtuvo que a mayor caudal mayor es la caída de presión que se tiene que vencer por consiguiente mayor diámetro exterior y potencia del motor eléctrico, luego se encontró que los diámetros adecuados que cumplen la norma establecida AMCA 99-0098-76 son diámetro exterior de ( $D_2=505\text{mm}$ ), y diámetro interno ( $D_1=330\text{mm}$ ) es el único valor que cumplió con lo establecido ( $D_{succ} \leq D_1$ ) valores que me permitieron realizar dimensionar el ventilador centrífugo.
- El cálculo manual inicial de los diámetros del rodete (diámetro exterior 505mm y diámetro interno 330mm) para la configuración geométrica del ventilador centrífugo no solamente asegura el factor de seguridad adecuado (rodete 3.9) si no que brindaron los valores iniciales para el dimensionamiento de la carcasa y valores para la simulación por elementos finitos para su optimización.

- Para el análisis de elementos finitos (Solidworks®) se utilizó para el diseño del ventilador acero inoxidable 304, el cual permitió diseñar adecuadamente la unión entre el rodete y la carcasa además de brindar una opción muy versátil para acercar las solicitaciones de carga a la realidad manteniendo al mismo tiempo un adecuado factor de seguridad (rodete 3.9).
- Para la fabricación del ventilador centrífugo se seleccionó los equipos estándar entre ellos un motor eléctrico trifásico seleccionado de catálogo de motores siemens con una potencia de 20 Hp a 3528 RPM para proporcionar el incremento de presión (295.0792mm.ca) necesario para expulsar los pellets de plástico como también generar el caudal volumétrico adecuado (3.15m<sup>3</sup>/s) se seleccionó un reductor de velocidad con el objetivo de proteger el motor eléctrico ante posibles averías y disminuir costos de energía.
- Se llega a concluir que el proyecto de tesis es rentable dado que el valor actual neto (VAN S/. 67 603) es positivo con un periodo de retorno de la inversión en un mes, además la tasa de retorno de inversión rentable es (TIR 1.94 %) ya que es mayor a la tasa de interés. Del ROI (2.28%) se refuerza la idea de una buena rentabilidad económica.
- Una vez realizada la comparación de los costos de fabricación del ventilador se concluye que la fabricación realizada en la empresa es más económica a comparación de su compra de un ventilador nuevo, llegando a obtener un ahorro de S/. 7 380.

# **CAPÍTULO VI**

## **VI. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda a la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE SAC. Llevar a cabo el diseño del ventilador centrífugo ya que su VAN es positivo (20 314) con un periodo de retorno de la inversión en un mes, además el TIR (1.63 %). Del ROI (1%) se refuerza la idea de una buena rentabilidad económica.
- Se recomienda a la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE SAC. realizar un plan de mantenimiento al sistema de secado de pellets de plástico llevar la frecuencia de lubricación rodamientos, barnizado del estator, limpieza de los álabes del rodete para evitar que se acumule material y produzca vibración de la estructura para evitar paros del proceso innecesarios, a la vez se recomienda usar equipos de seguridad por cualquier accidente que pueda haber.



# **CAPÍTULO VII**

## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASOCIACIÓN DE CONTROL Y MOVIMIENTO DEL AIRE (AMCA), Disponible en web: <<http://www.amca.org/>>
- GONZÁLES, Carlos. (2015), Diario Correo, Disponible en web: <<http://diariocorreo.pe/ciudad/peru-tiene-posibilidades-de-desarrollarse-en-mercado-de-productos-reciclados-587806/>>
- GONZALES SEABRA, Pedro. Sistema de Transporte Neumático Para la Quinoa. Pontificia Universidad Católica del Perú. Suministro de Aire (Capítulo 4). Lima, Perú. Proyecto de Grado, 2005. Pág. 76-101.
- GUTIÉRREZ FLÓREZ, Jhony. (2008), Metodología para la construcción de ventiladores centrífugos para secado mecánico de café en talleres rurales. Pereira, Colombia, Disponible en web: <http://www.cenicafe.org/es/publications/lib37751.pdf>
- HIDRÁULICA GENERAL Y APLICADA, Curso (2010), Gráficos y tablas. Disponible en web: [http://www.civil.frba.utn.edu.ar/Materiales/hidraulica/archivos/tablas\\_graficos.pdf](http://www.civil.frba.utn.edu.ar/Materiales/hidraulica/archivos/tablas_graficos.pdf)
- JARAMILLO, Fidel. (2010), Representante del banco interamericano de desarrollo (BID), Trujillo ciudad sostenible, Disponible en web: <<http://www.munitrujillo.gob.pe/portal/trujillosostenible>>
- LEE LAVERDE, Jonathan. (2013), Modelamiento Y Diseño De Un Secador Estático De Café Pergamino (Silo De Café).
- LAHIDALGA SERNA, Jesús. Autores Científicos - técnicos y académicos, Ventiladores Centrífugos.

- MARTÍNEZ OLARTE, Adrián. (2011).
- MathWorks Disponible en web: <<http://es.mathworks.com/>>
- ONTANEDA ZAPATA, Roberto. (2015), Diseño y construcción de un rodete de ventilador centrífugo de 100 cfm para el laboratorio de termofluidos de la universidad politécnica salesiana – campus kennedy.
- RODRÍGUEZ, Sabrina. (2012), Periódico Publimetro, Solo el 11% de peruanos recicla la basura, Disponible en web: <<http://publimetro.pe/actualidad/noticia-solo-11-peruanos-recicla-basura-9738?ref=ecr>>
- RICHARD, G. Budynas y J. Keith Nisbett. Diseño de Ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición.
- ROYDISA, Dto. Accionamientos electromecánicos. mayo 30, 2016.
- SANS, Elena. (2015), Revista Muy Interesante.
- SANDOVAL DEL ÁGUILA, Pamela. (2016), El Diario Comercio, Disponible en web: <<http://elcomercio.pe/sociedad/lima/solo-4-85-toneladas-diarias-basura-se-recicla-lima-noticia-1878607>>
- SEPULVEDA, Wilson. Cálculo y diseño de un ventilador centrífugo. Disponible en web: <<https://es.scribd.com/mobile/doc/235208763/Diseño-de-Un-Ventilador-Centrifugo-2>>
- SIEMENS, (2013). Catalogo Motores Eléctricos Trifásicos, Lista de precios Colombia.

- SOLER & PALAU, Hojas Técnicas, (Ventilación / ventiladores), Disponible en web: < <http://www.solerpalau.es/es-es/hojas-tecnicas>>
- SOLER & PALAU, Ventiladores centrífugos aplicaciones industriales CW. Accesorios de montaje pág. 33 disponible en web: <<http://www.solerpalau.mx/53/productos/ventiladores-centrifugo-aplicaciones-industrial/1/>>
- VARGAS ALAYO, Julio. (2013), Disponible en web: <[http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1761/VARGAS\\_JULIO\\_VENTILADOR\\_CENTRIFUGO.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1761/VARGAS_JULIO_VENTILADOR_CENTRIFUGO.pdf?sequence=1&isAllowed=y)>

# **ANEXOS**

**Anexo N° 1: Propiedades físicas de aire a presión atmosférica**

<b>PROPIEDADES FÍSICAS DEL AIRE A PRESIÓN ATMOSFERICA</b>			
<b>TEMPERATURA °C</b>	<b>DENSIDAD (KG/M3)</b>	<b>VISCOSIDAD DINÁMICA (<math>N \cdot \frac{s}{m^2} * 10^{-5}</math>)</b>	<b>VISCOSIDAD CINEMÁTICA (<math>m^2/s * 10^{-5}</math>)</b>
-30	1.452	1.56	1.08
-20	1.394	1.61	1.16
-10	1.342	1.67	1.24
0	1.292	1.72	1.33
10	1.247	1.76	1.42
20	1.205	1.81	1.51
30	1.164	1.86	1.6
40	1.127	1.91	1.69
50	1.092	1.95	1.79
60	1.060	2.00	1.89
70	1.030	2.05	1.99
80	1.000	2.09	2.09
90	0.973	2.13	2.19
100	0.946	2.17	2.30
200	0.746	2.57	3.45
300	0.616	2.93	4.75

**Fuente:** HIDRÁULICA GENERAL Y APLICADA, Curso 2010

## Anexo N° 2: Densidad de otros fluidos distintos al aire

Naturaleza del gas	Densidad
Nitrógeno	0.972
Amoniaco	0.590
Acido carbónico	1.530
Acido sulfuroso	2.270
Ácido sulfhídrico	1.190
Bióxido de nitrógeno	1.037
Cloro	2.450
Hidrogeno	0.0692
Oxígeno	1.1056
Óxido de carbono	0.968

**Fuente:** LAHIDALGA SERNA, Jesús

### Anexo N° 3: Densidad del aire a diferentes alturas y temperaturas

Altura en metros	Presión Hg	Densidad
0	761	1.2434
500	716	1.17773
1000	675	1.11748
1500	634	1.05861
2000	596	1.00536
2500	560	0.95052
3000	526	0.90639
3500	494	0.86057
4000	463	0.81634
4500	433	0.77349
5000	406	0.73459
5500	379	0.65900
6000	354	0.63000
6500	330	0.62337
7000	309	0.59480
7500	288	0.56119
8000	268	0.53065
8500	249	0.50031
9000	231	0.47112
9500	214	0.44166
10000	199	0.41627
11000	171	0.36461
12000	146	0.31308
13000	124	0.26585

T °C	Densidad
0	1.293
1	1.270
5	1.247
19	1.225
20	1.205
25	1.165
30	1.146
40	1.128
45	1.110
50	1.093
60	1.060
75	1.014
100	0.946
125	0.887
150	0.835
175	0.788
200	0.746
225	0.709
250	0.675
273	0.646
275	0.644
300	0.616

Fuente: LAHIDALGA SERNA, Jesús



**Anexo N° 4: Rugosidad absoluta.**

Material	$e$ (mm)
Acero comercial	0.0460
Fundición asfaltada	0.1220
Hierro forjado	0.0500
Hierro fundido	0.2500
Hierro galvanizado	0.1500

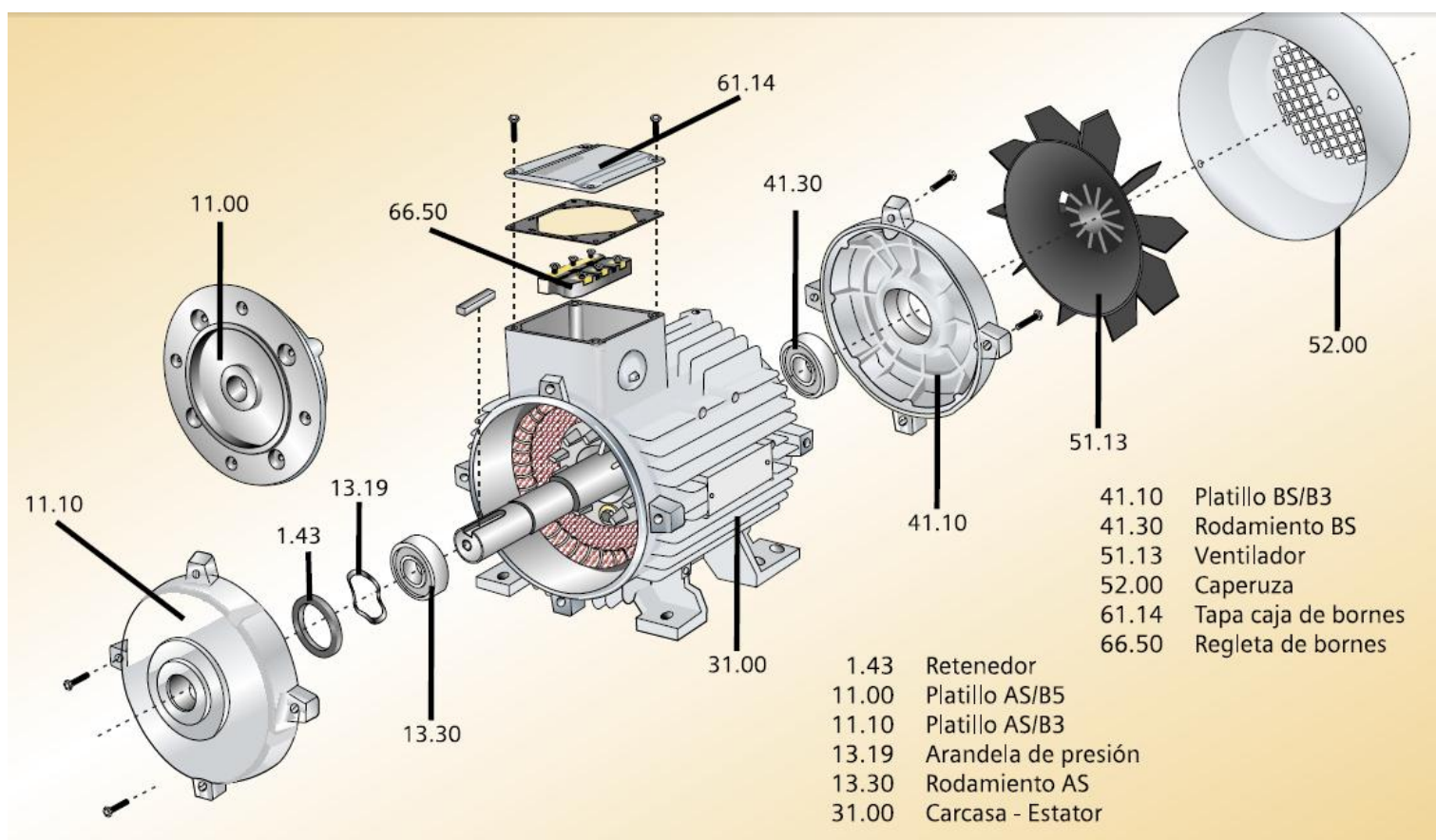
**Fuente:** Gilberto Sotelo. Hidráulica General Vol. 1. Editorial Limusa México, 1994.

## Anexo N° 5: Motores trifásicos estándar IE1, IP55 (TEFC)

Velocidad 3600 rpm, 2 polos																
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In			Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	380V A	440V A								
25000001269	1LA7 080-2YC80	80M	1,20	0,895	1,05	4,00	2,31	2,00	68,00	0,90	3400	2,51	2,3	4,9	0,00085	8,4
25000001271	1LA7 090-2YC80	90S/L	2,40	1,790	1,15	7,00	4,04	3,50	79,00	0,83	3460	4,94	2,4	5,5	0,00150	11,7
25000001273	1LA7 096-2YA80	90S/L	4,00	2,984	1,15	12,20	7,04	6,10	82,00	0,88	3440	8,28	2,3	5,9	0,00200	15,0
25000001274	1LA7 112-2YA80	112M	5,00	3,730	1,15	16,00	9,24	8,00	71,10	0,86	3480	10,24	2,0	5,2	0,00550	28,0
25000001275	1LA7 113-2YA80	112M	6,60	4,924	1,05	19,00	10,97	9,50	79,00	0,86	3480	13,51	2,6	6,8	0,00550	30,8
25000001330	1LA7 114-2YA80	112M	7,50	5,595	1,15	21,80	12,59	10,90	77,40	0,87	3460	15,44	2,0	5,8	0,00550	33,4
25000002897	1LA7 130-2YA80	132S/M	10,00	7,460	1,15	28,00	16,17	14,00	79,00	0,90	3500	20,35	2,4	6,0	0,01600	50,0
25000002488	1LA7 131-2YC80	132S/M	12,50	9,325	1,05	32,00	18,48	16,00	80,00	0,89	3470	24,64	2,7	6,8	0,02100	52,5
25000002486	1LA7 132-2YA80	132S/M	15,00	11,190	1,15	41,00	23,67	20,50	80,50	0,88	3500	30,53	2,0	6,5	0,02100	56,5
25000001277	1LA7 163-2YA80	160M/L	20,00	14,920	1,15	56,00	32,33	28,00	87,00	0,90	3528	40,38	2,0	6,0	0,03400	69,5
25000001299	1LA7 165-2YA80	160M/L	25,00	18,650	1,15	70,00	40,41	35,00	88,00	0,81	3540	50,31	2,1	5,0	0,04000	82,5
25000001300	1LA7 167-2YA80	160M/L	30,00	22,380	1,05	81,00	46,77	40,50	90,00	0,88	3540	60,37	2,1	4,6	0,05200	94,0
25000001301	1LA4 184-2YA80	180M	40,00	29,840	1,05	102,00	58,89	51,00	90,50	0,88	3510	81,18	2,3	6,4	0,07700	162,0
25000001302	1LA4 206-2YA80	200L	50,00	37,300	1,15	124,00	71,59	62,00	90,00	0,88	3530	100,90	2,4	6,6	0,14000	235,0
25000001303	1LA4 207-2YA80	200L	60,00	44,760	1,15	148,00	85,45	74,00	91,00	0,87	3545	120,57	2,4	6,5	0,16000	260,0

Fuente: Catalogo de motores eléctricos siemens

## Anexo N° 6: Despiece del motor eléctrico



**Fuente:** Catalogo de motores eléctricos siemens

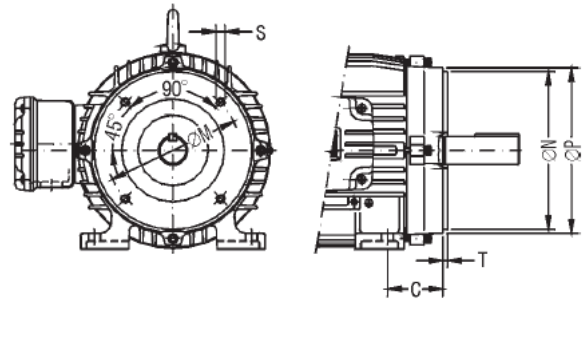
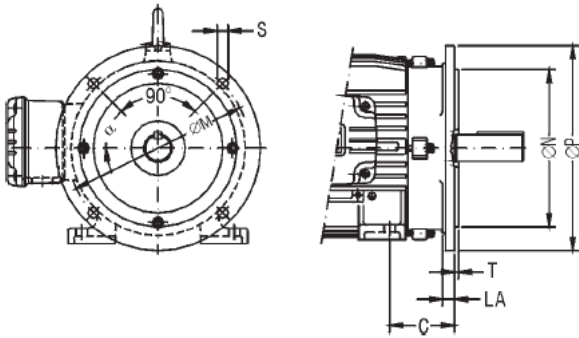
## Anexo N° 7: Medidas para montaje

Medidas para montaje (dimensiones en mm)																						
Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3								Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35							
	l	d	t	u	g	g <sub>1</sub>	p/p <sub>2</sub>	k	a	b	h	w <sub>1</sub>	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
315 S <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 S <sup>2)</sup>	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 M <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250
315 L <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

Fuente: Catalogo de motores eléctricos siemens

## Anexo N° 8: Dimensiones de la brida del motor

### DIMENSIONES DE LA BRIDA

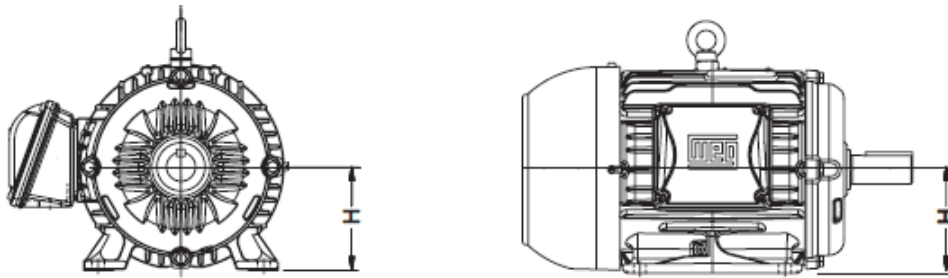


Carcaza IEC	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "FF"										Canti- dad
	Brida	C	LA	$\phi M$	$\phi N$	$\phi P$	T	S	$\alpha$		
63	FF 115	40	9	115	95	140	3	10	45°	4	
71	FF 130	45		130	110	160					
80	FF 165	50	10	165	130	200	3,5	12			
90 S/L		56									
100 L	FF 215	63	11	215	180	250	4	15			
112 M	70										
132 S/M	FF 265	89	12	265	230	300	5	19			
160 M/L	FF 300	108									
180 M/L	FF 350	121	18	350	300	400	5	19			
200 M/L		133									
225 S/M	FF 400	149	18	400	350	450	5	19			
250 S/M	FF 500	168									
280 S/M	FF 600	190	22	600	550	660	6	24	22°30'	8	
315 S/M		216									
315 B	FF 740	20	22	740	680	800	6	24			
355 M/L		227									

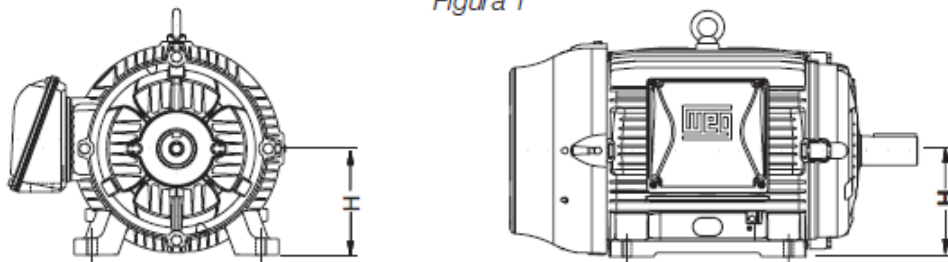
Carcaza IEC	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C"							Canti- dad
	Brida	C	$\phi M$	$\phi N$	$\phi P$	S	T	
63	FC 95	40	95.2	76.2	143	UNC 1/4" 20	4	
71		45						
80	FC 149	50	149.2	114.3	165	UNC 3/8" 16	4	
90 S/L		56						
100 L	C 184	63	184.2	215.9	225	UNC 1/2" 13	4	
112 M		70						
132 S/M	FC 228	89	228.6	266.7	280	UNC 1/2" 13	6.3	
160 M/L		108						
180 M/L	FC 279	121	279.4	317.5	395	UNC 5/8" 11	8	
200 M/L		133						
225 S/M	FC 355	149	355.6	406.4	455	UNC 5/8" 11	8	
250 S/M		168						
280 S/M	FC 368	190	368.3	419.1	455	UNC 5/8" 11	8	
315 S/M		216						
355 M/L	FC 368	216	368.3	419.1	455	UNC 5/8" 11	8	
355 M/L		216						

Fuente: Catalogo de motores eléctricos siemens

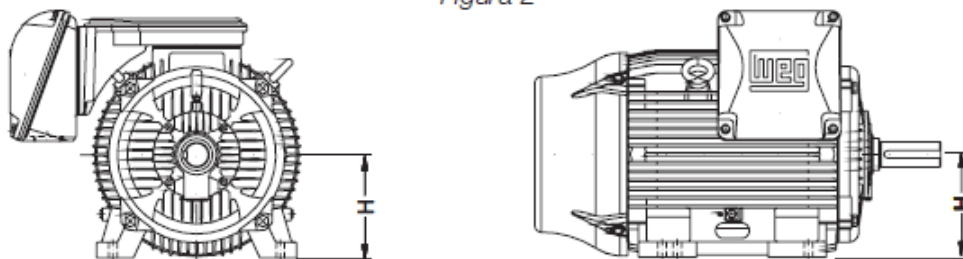
## Anexo N° 9: Carcasa



*Carcasas 63 hasta 112M  
Figura 1*



*Carcasas 132S hasta 200L  
Figura 2*



*Carcasas 225S/M hasta 355M/L*

**Fuente:** Catalogo siemens.

## Anexo N° 10: Formas constructivas

Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	B3R(E)	B3L(D)	B3T	B5R(E)	B5L(D)	B5T	B35R(E)	B35L(D)	B35T	B14R(E)							
Detalles	Carcasa	Con patas	Con patas		Sin patas		Sin patas		Con patas		Sin patas							
	Punta del eje	A la izquierda	A la derecha		A la izquierda		A la derecha		A la izquierda		A la derecha							
	Fijación	Base o carriles	Base o carriles		Brida FF		Brida FF		Base o brida FF		Brida FC							
Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	B14L(D)	B14T	B34R(E)	B34L(D)	B34T	V5	V5R(E)	V5T	V6	V6R(E)	V6T	V1	V3				
Detalles	Carcasa	Sin patas		Con patas		Con patas		Con patas		Con patas		Sin patas	Sin patas					
	Punta del eje	A la derecha		A la izquierda		A la derecha		Abajo		Arriba		Abajo	Arriba					
	Fijación	Brida FC		Base o brida FC		Base o brida FC		Pared		Pared		Brida FF	Brida FF					
Forma Constructiva	Configuración																	
	Referencia	V15	V15R(E)	V15T	V36	V36R(E)	V36T	V18	V19	B6	B6R(E)	B6T	B7	B7R(E)	B7T	B8	B8R(E)	B8T
Detalles	Carcasa	Con patas			Con patas			Sin patas	Sin patas	Con patas			Con patas					
	Punta del eje	Abajo			Arriba			Abajo	Arriba	Para frente			Para frente					
	Fijación	Pared o brida FF			Pared o brida FF			Brida C	Brida C	Pared			Pared			Techo		

Fuente: Catalogo siemens.

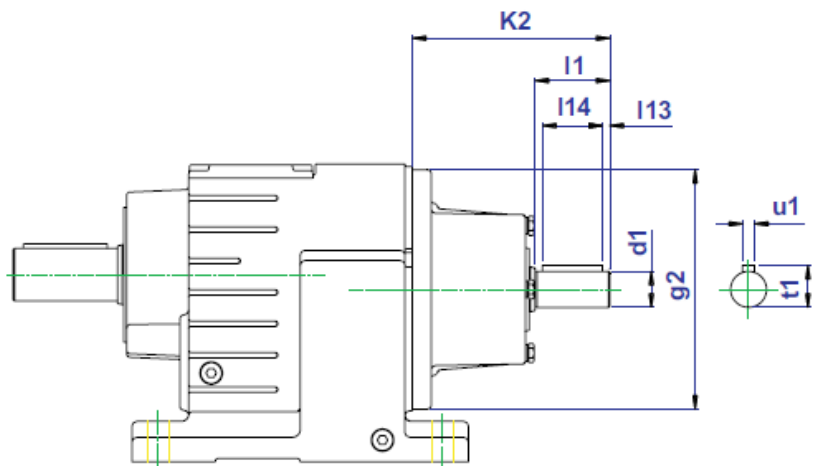
### Anexo N° 11: Precios de motores eléctricos

Código (MLFB)	Tamaño Constructivo	Potencia HP	Carcasas	FS	Tensión (V)	Nivel de eficiencia IEC 60034-1	Peso KG		
100347434	1LE0142-0DA26-4AA4-Z D80	80 M	1	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	13.5	662
100350202	1LE0142-0DA36-4AA4-Z D80	80 M	1.5	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	15.0	729
100350203	1LE0142-0DA86-4AA4-Z D80	80 M	2	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	17.5	832
100350204	1LE0142-0EA46-4AA4-Z D80	90 L	3	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	20.0	1,010
100350205	1LE0142-0EA86-4AA4-Z D80	90 L	4	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	27.0	1,158
100350206	1LE0142-1AA86-4AA4-Z D80	100 L	5	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	31.0	1,430
100350207	1LE0142-1BA86-4AA4-Z D80	112 M	7.5	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	45.0	1,808
100350208	1LE0142-1CA16-4AA4-Z D80	132 S	10	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	55.0	2,488
100350209	1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80	132 S	15	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	70.0	3,103
100350210	1LE0142-1DA36-4AA4-Z D80	160 M	20	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	100.0	4,858
100350211	1LE0142-1DA46-4AA4-Z D80	160 L	25	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	120.0	5,451
100350212	1LE0142-1DA86-4AA4-Z D80	160 L	30	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	130.0	6,664
100350213	1LE0142-1EA86-4AA4-Z D80	180 M	40	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	170.0	9,775
100350214	1LE0142-2AA56-4AA4-Z D80	200 L	50	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	233.0	12,421
100350215	1LE0142-2AA86-4AA4-Z D80	200 L	60	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	250.0	15,202
100350216	1LE0142-2BA86-4AA4-Z D80	225 M	75	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	335.0	18,269
100350217	1LE0142-2CA86-4AA4-Z D80	250 M	100	Hierro fundido.	1.15	220/380/440	IE1	430.0	25,334
100350218	1LE0142-2DA23-3AA4-Z D80	280 M	125	Hierro fundido.	1.15	440	IE1	545.0	35,273
100350219	1LE0142-2DA83-3AA4-Z D80	280 M	150	Hierro fundido.	1.15	440	IE1	610.0	38,361
100350220	1LE0142-3AA23-3AA4-Z D80	315 M	200	Hierro fundido.	1.1	440	IE1	850.0	46,406
100350221	1LE0142-3AA63-3AA4-Z D80	315 L	250	Hierro fundido.	1.15	440	IE1	1070.0	63,504
100354381	1LE0142-3AA73-3AA4-Z D80	315 L	300	Hierro fundido.	1.1	440	IE1	1070.0	89,834
100356136	1LE0142-3BA53-3AA4-Z D80	355 L	400	Hierro fundido.	1.15	440	IE1	1620.0	104,351

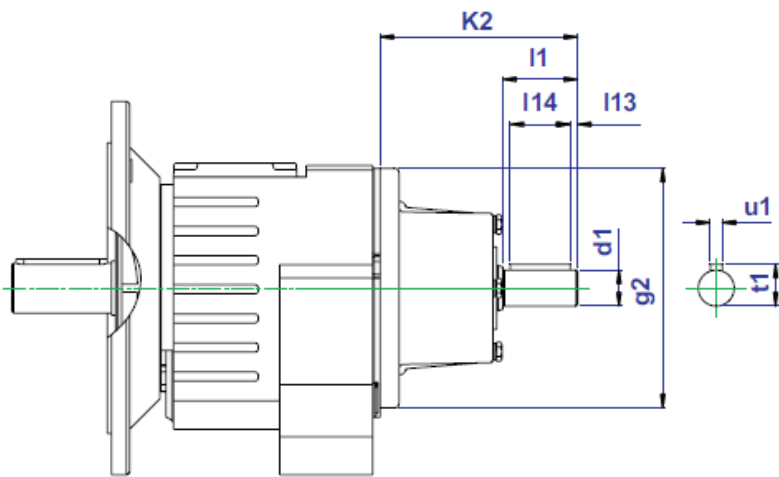
Fuente: Catalogo siemens.



**Anexo N° 12: Dimensiones de caja reductora tipo coaxial**



**FORMA CONSTRUCTIVA**  
A - Anclaje tipo patas



**FORMA CONSTRUCTIVA**  
B - Anclaje tipo brida dia. mayor  
C - Anclaje tipo brida dia. menor

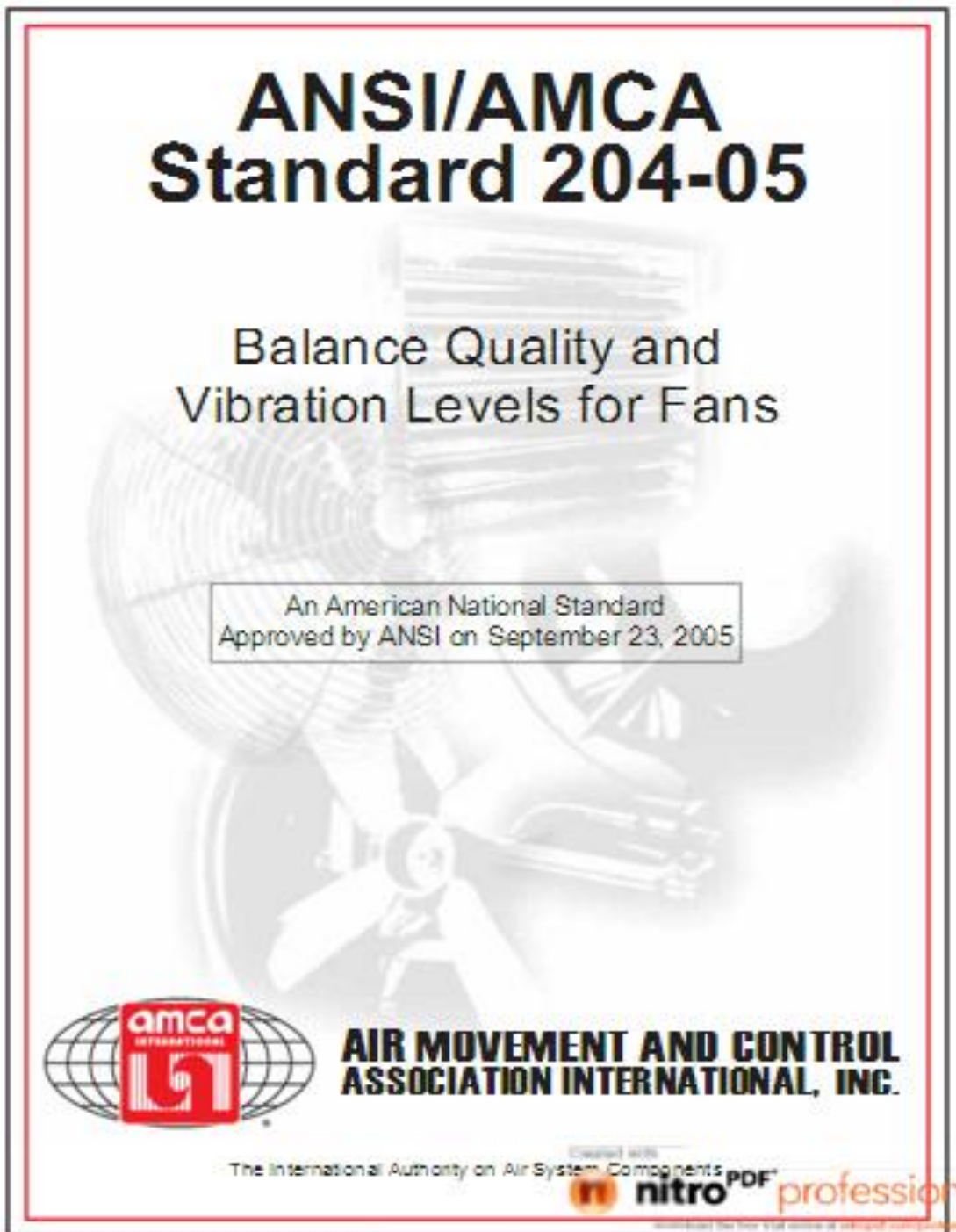
**Fuente:** Catalogo de cajas reductoras coaxiales

**Anexo N° 13: Dimensiones de caja reductora tipo coaxial**

<b>TAMAÑO</b>	<b>d1</b>	<b>g2</b>	<b>k2</b>	<b>l1</b>	<b>l13</b>	<b>l14</b>	<b>t1</b>	<b>u1</b>
<b>RG01</b>	16	120	116	40	4	32	18.5	3/16"
<b>RG02</b>	19	120	116	40	4	32	21.5	1/4"
<b>RG03</b>	24	160	132	50	5	40	27	5/16"
<b>RG04</b>	24	160	132	50	5	40	27	5/16"
<b>RG05</b>	28	200	152	60	5	50	31	5/16"
<b>RG06</b>	38	250	202	80	5	70	41	3/8"
<b>RG07</b>	42	300	250	110	10	70	45	1/2"
<b>RG08</b>	48	350	270	110	10	80	51.5	9/16"
<b>RG09</b>	55	400	309	110	10	90	59	5/8"

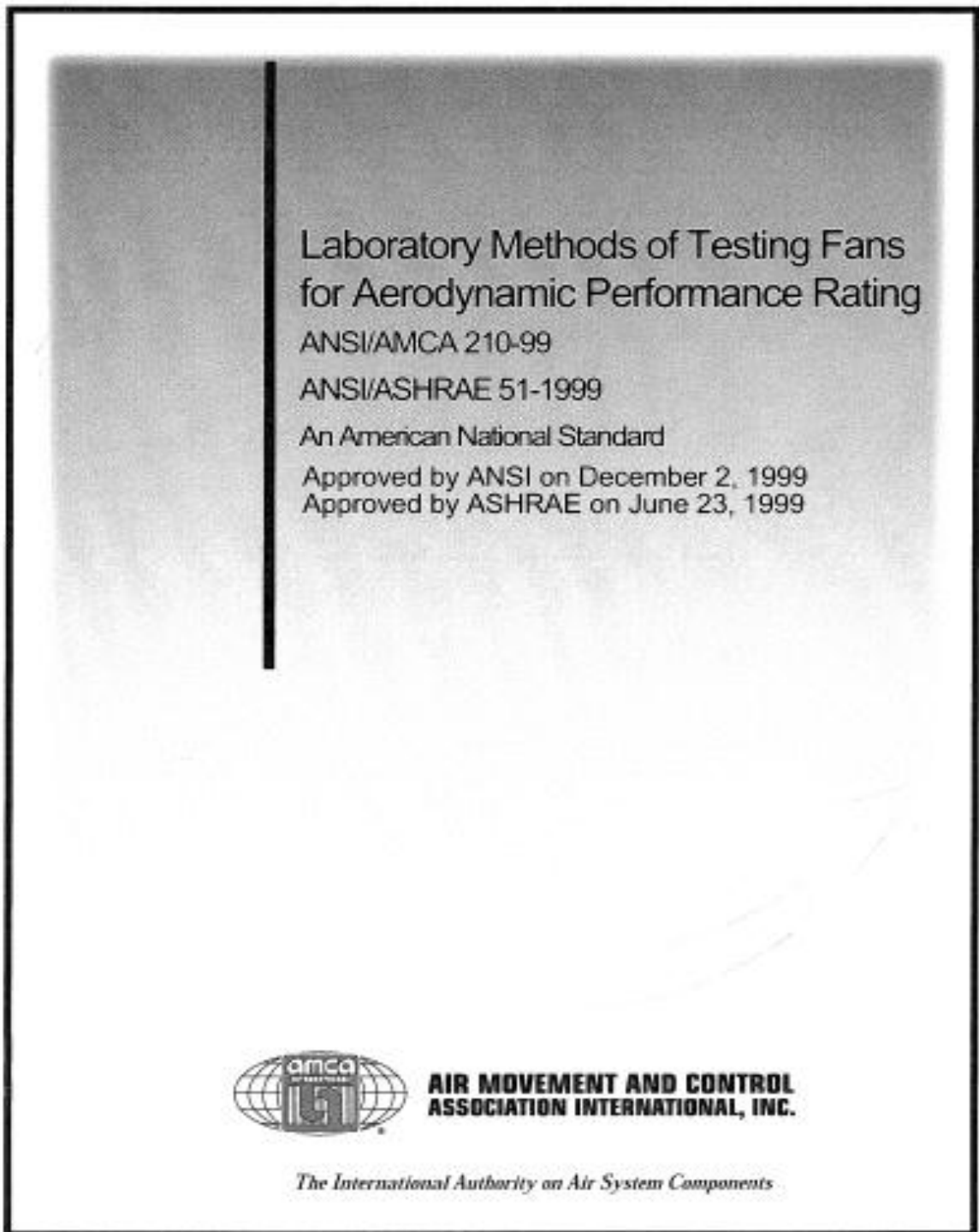
**Fuente:** Catalogo de cajas reductoras coaxiales

Anexo N° 14: ANSI/AMCA Standard 204-05



Fuente: ASOCIACIÓN DE CONTROL Y MOVIMIENTO DEL AIRE (AMCA)

Anexo N° 15: AMCA 99-0098-76



Fuente: AMCA.

## Anexo N° 16: Directiva 98/37/CE sobre seguridad en máquinas

*Documento 898L0037*

*Capítulos del Repertorio donde puede consultarse este documento: [ 12-20-99 - Otros sectores de aproximación de legislaciones]*

*898L0037*

*Directiva 98/37/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 22 junio de 1998 relativa a la aproximación de*

*legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas*

*Diario Oficial n° L 207 de 22/07/1998 P. 0001 - 0016*

*DIRECTIVA 98/37/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 22 junio de 1998 relativa a la aproximación de legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas.*

*EL PARLAMENTO EUROPEO Y EL CONSEJO DE LA UNIÓN EUROPEA,*

*Visto el Tratado constitutivo de la Comunidad Europea y, en particular, su artículo 100 A, Vista la propuesta de la Comisión, Visto el dictamen del Comité Económico y Social (1), De conformidad con el procedimiento establecido en el artículo 189 B del Tratado (2),*

*(1) Considerando que la Directiva 89/392/CEE del Consejo, de 14 de junio de 1989, relativa a la aproximación de legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas (3) ha sido modificada en diversas ocasiones y de forma sustancial; que conviene, en aras de una mayor claridad y racionalidad, proceder a la codificación de dicha Directiva;*

*(2) Considerando que el mercado interior implica un espacio sin fronteras interiores en el que la libre circulación de mercancías, personas, servicios y capitales estará garantizada;*

*(3) Considerando que el sector de las máquinas es una parte importante del sector de la mecánica.*

Fuente: AMCA.

## Anexo N° 17.

### DIRECTIVA 97/23/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO

de 29 de mayo de 1997

relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre equipos a presión

- (1) Considerando que el mercado interior implica un espacio sin fronteras interiores en el que la libre circulación de mercancías, servicios y capitales está garantizada;
- (2) Considerando que hay diferencias en el contenido y el ámbito de aplicación de las disposiciones legales, reglamentarias y administrativas en vigor de los Estados miembros sobre la protección de la salud de las personas y la seguridad de las personas y, en su caso, de los animales domésticos y de los bienes, cuando se trata de equipos a presión que no están incluidos en la normativa comunitaria vigente; que los procedimientos de certificación y de inspección de esos equipos difieren entre los Estados miembros; que dichas disparidades son de tal naturaleza que constituyen obstáculos al comercio comunitario;
- (3) Considerando que la armonización de las legislaciones nacionales es el único medio para eliminar esos obstáculos al libre comercio; que este objetivo no pueden alcanzarlo satisfactoriamente los Estados miembros por separado; que la presente Directiva sólo establece los requisitos imprescindibles para la libre circulación de los equipos a los que se aplica;
- (4) Considerando que los equipos sometidos a una presión inferior o igual a 0,5 bar no representan riesgos significativos ligados a la presión; que, por consiguiente, no pueden ponerse obstáculos a su libre circulación en la Comunidad; que, en consecuencia, la presente Directiva se aplicará a los equipos sometidos a una presión máxima admisible PS superior a 0,5 bar;
- (5) Considerando que la presente Directiva contempla asimismo los conjuntos compuestos por varios equipos a presión instalados para constituir una instalación funcional; que dichos conjuntos incluyen desde conjuntos simples, como una olla a presión, a conjuntos complejos, como una caldera acuotubular; que cuando el fabricante de un conjunto destina el mismo —y no cada uno de sus elementos por separado— a su comercialización y puesta en servicio como tal, dicho conjunto debe atenerse a la presente Directiva; que, por el contrario, la presente Directiva no cubre la unión de equipos a presión realizada en el lugar de emplazamiento del usuario, bajo la responsabilidad de este último, como, por ejemplo, las instalaciones industriales;

Fuente: ASOCIACIÓN DE CONTROL Y MOVIMIENTO DEL AIRE (AMCA)

## **Anexo N° 18: Entrevista**

### **ENTREVISTADO**

**Apellidos y Nombres:** Rodríguez, Hermes.

**Cargo :** Gerente.

**Empresa :** Consorcio Reciclador del Norte S.A.C

**Ubicación:** Panamericana Norte Nro. 571 El Milagro/ La Libertad – Trujillo.

### **ENTREVISTADOR**

**Apellidos y Nombres:** Pretel Alcántara, Yancarlos Miguel

**Universidad :** Cesar Vallejo

**Escuela:** Ingeniería Mecánica Eléctrica

**Tesis :** Diseño de un Ventilador Centrífugo para secado de pellets de Plástico Reciclado en la Empresa Consorcio Reciclador del Norte S.A.C

### **ASPECTO DEL PROCESADO DEL PRODUCTO**

#### **1. ¿En qué consiste el proceso de recolección de residuos sólidos?**

El proceso de recolección consiste en excluir los distintos tipos de residuos sólidos como bolsas plásticas, contenedores (Polietileno), tuberías de PVC, chapas de botellas plásticas (ABS), etc.

#### **2. ¿Qué cantidad de residuos sólidos de plástico se obtienen luego del proceso de recolección?**

Luego del proceso de recolección se obtienen 250 Kg/ bolsa.

#### **3. ¿Cuántos operarios se dedican a las labores del Triturado y secado de pellets de plástico?**

Actualmente Cuento con 4 operarios para el triturado de plástico y 4 para el secado y embolsado de pellets de plástico.

**4. ¿Con cuántas líneas de producción cuenta la empresa?**

Cuento con 2 líneas de producción.

**5. ¿Cuáles son las etapas del proceso de las líneas de producción para la transformación de la materia prima?**

Las etapas del proceso de transformación de la materia primas consisten en el triturado del plástico, lavado, secado, molido, embolsado.

**6. ¿Cuál es la capacidad de las líneas de producción ya fabricadas?**

Las capacidades de las 2 líneas de producción ya establecidas son de 2.1 a 2.2 TM/diarias.

**7. ¿Actualmente se encuentra conforme con la producción obtenida o tiene algún inconveniente?**

Actualmente no me encuentro satisfecho con la producción obtenida ya que el proceso de secado de los dos ventiladores centrífugos instalados no me satisfacen con el secado completo de los pellets de plástico.

**ASPECTO DE DISEÑO DE LA MAQUINA**

**8. ¿El diseño de sus máquinas de producción fueron fabricadas adquiriendo planos de otros diseños similares?**

Los diseños fueron fabricados empíricamente por el personal que elabora en mi empresa.

**9. ¿Actualmente cuál es la máquina que no satisface con las necesidades de la empresa y que propone para mejorar el diseño?**

Las máquinas que no satisfacen la necesidad de la empresa son los ventiladores centrífugos fabricados y propongo la realización de un diseño nuevo diseño de un ventilador centrífugo aplicando conocimientos de ingeniería.



**10. ¿Cuáles son las condiciones de operación del ventilador centrífugo actualmente?**

Actualmente el ventilador centrífugo se realizó el cambio del motor eléctrico de 10 Hp por un motor eléctrico trifásico de 20 Hp con 3528 RPM esta acoplado con un accionamiento indirecto utilizando poleas, el ventilador presenta también vibraciones. El material utilizado para la fabricación del ventilador es acero hardox 500 por ser una plancha anti-desgaste.

**11. ¿Cuál es el propósito de diseñar el ventilador centrífugo?**

El propósito para el diseño de un ventilador centrífugo es el secado completo de los pellets de plástico y poder satisfacer la necesidad de la empresa para aumentar la producción.

**12. ¿Qué capacidad de pellets de plástico TM/ Día desearía alcanzar con el diseño del Ventilador Centrífugo?**

La cantidad de pellets que desearía alcanzar es de 4 TM/ Día.

**13. ¿Qué características debería tener el producto final para considerarse satisfactorio?**

Los pellets de plástico deberán de salir secos y sin humedad para lograr llevar al proceso de molido y embolsado.

**14. ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina?**

El espacio disponible para la máquina y que no debe de superar es de 1500mmx720mm.

**15. ¿Qué le parece a usted más importante para el diseño de la maquina?**

Lo más importante en el diseño de la maquina es reducir costos en mantenimientos y elevar la producción para obtener mayores ganancias.

## **ASPECTO ECONOMICO**

### **16. ¿Existen proyecciones de aumentar las líneas de producción de pellets de plástico en la empresa Consorcio Reciclador del norte SAC?**

De acuerdo al mercado que tiene la empresa se está evaluando la posibilidad de implementar una línea de producción.

### **17. ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina ventilador centrífugo?**

Estaría dispuesto a invertir hasta 16,000 nuevos soles.

### **18. ¿En cuánto tiempo desearía recuperar su inversión en el nuevo diseño del ventilador?**

En 2 a 3 meses.

**Fuente:** Propia.

## Anexo N° 19: Control de producción diaria

CONTROL DE PRODUCCIÓN DIARIA				
FECHA	PRODUCTO	CANTIDAD	PESO	TOTAL, DIA
01/06/2017	BOLSA BLANCA	6	1.800 TM	1.800TM
02/06/2017	BOLSA BLANCA	6	1.700 TM	1.700 TM
03/06/2017	6 BLANCA Y 2 COLOR	8	B=1.670 TM - C=0.530 TM	2.200 TM
04/06/2017	.....	.....	.....	.....
05/06/2017	6 BLANCA Y 1 1/2 COLOR	7 1/2	B=1.720 TM - C=0.480 TM	2.200 TM
06/06/2017	BOLSA BLANCA	6	1.700 TM	1.700 TM
07/06/2017	5 BLANCA Y 2 1/2 COLOR	7 1/2	B=1.370 TM - C=0.740 TM	2.100 TM
08/06/2017	2 BLANCA Y 3 COLOR	5	B=0.400 TM - C=0.650 TM	1.050 TM
09/06/2017	BOLSA COLOR	5	1.100 TM	1.100 TM
10/06/2017	BOLSA COLOR	8	1.660 TM	1.660 TM
11/06/2017	.....	.....	.....	.....
12/06/2017	BOLSA BLANCA	6	1.600 TM	1.600 TM
13/06/2017	BOLSA BLANCA	7	1.500 TM	1.500 TM
14/06/2017	BOLSA COLOR	7	1.664 TM	1.664 TM
15/06/2017	BLANCA Y COLOR	5	1.200 TM	1.200 TM
16/06/2017	BLANCA Y COLOR	7	1.350 TM	1.350 TM
17/06/2017	BOLSA BLANCA	7	1.554 TM	1.554 TM
18/06/2017	.....	.....	.....	.....
19/06/2017	2 BLANCA Y 3 COLOR	6	1.650 TM	1.650 TM
20/06/2017	BOLSA COLOR	5	1.430 TM	1.430 TM
21/06/2017	BOLSA BLANCA	6	2.000 TM	2.000 TM
22/06/2017	BOLSA BLANCA	7	1.500 TM	1.500 TM
23/06/2017	BOLSA COLOR	7	1.664 TM	1.664 TM
24/06/2017	BLANCA Y COLOR	5	1.200 TM	1.200 TM
25/06/2017	.....	.....	.....	.....
26/06/2017	BLANCA Y 3 COLOR	4	B=0.100 TM - C=0.900 TM	1.000 TM
27/06/2017	BOLSA COLOR	6	1.200 TM	1.200 TM
28/06/2017	BOLSA BLANCA	5	1.800 TM	1.800 TM
29/06/2017	2 BLANCA Y 1 COLOR	3	B=0.740 TM - C=1.370 TM	2.100 TM
30/06/2017	3 BLANCA Y 3 COLOR	5	B=0.700 TM - C=1.500 TM	2.200 TM

**Fuente:** EMPRESA CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE SAC.

### Anexo N° 20: Datos para la curva del sistema

Q(m <sup>3</sup> /s)	Caída de presión total ( $\Delta P_T$ )
0	0
0.15	0.6691
0.3	2.6764
0.45	6.0220
1	29.7384
1.15	39.3290
1.3	50.2578
1.45	62.5249
2	118.9536
2.15	137.4657
2.3	157.3161
2.45	178.5047
3	267.6456
3.15	295.0792
3.3	323.8511
3.45	353.9613
4	475.8144

### Anexo N° 21: Relación $\psi$ vs $\Gamma$

$\psi$	$\Gamma$
0.4	0.9182
0.45	0.8695
0.5	0.8208
0.532	0.79
0.55	0.7721
0.6	0.7234
0.65	0.6747
0.7	0.6260
0.75	0.5774
0.8	0.5287
0.85	0.4800

## Anexo N° 22: Variación de la altura respecto al caudal

$Q_x$ (m <sup>3</sup> /s)	Pérdidas por fricción (f)	Pérdidas por choque (ch)	H (m)
0	0	170.688	139.2854
0.15	0.1476	154.8191	155.0067
0.3	0.5904	139.7242	169.6588
0.45	1.3284	125.4034	183.2416
1	6.5602	79.5168	223.8964
1.15	8.6759	68.8085	232.489
1.3	11.0868	58.8742	240.0124
1.45	13.7929	49.7141	246.4664
2	26.2411	22.7498	260.9825
2.15	30.3249	17.2021	262.4464
2.3	34.7039	12.4285	262.841
2.45	39.3781	8.429	262.1663
3	59.0425	0.387	250.5439
3.15	65.0944	0	244.879
3.3	71.4414	0.387	238.145
3.45	78.0837	1.5482	230.3415
4	104.9645	12.4285	192.5804

## Anexo N° 23: Código GUI MATLAB®

```
function varargout = VenCen_diam(varargin)
% VENCEN_DIAM MATLAB code for VenCen_diam.fig
%   VENCEN_DIAM, by itself, creates a new VENCEN_DIAM or raises the
existing
%   singleton*.
%
%   H = VENCEN_DIAM returns the handle to a new VENCEN_DIAM or the
handle to
%   the existing singleton*.
%
%   VENCEN_DIAM('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the
local
%   function named CALLBACK in VENCEN_DIAM.M with the given input
arguments.
%
%   VENCEN_DIAM('Property','Value',...) creates a new VENCEN_DIAM or
raises the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value pairs
are
%   applied to the GUI before VenCen_diam_OpeningFcn gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property
application
%   stop. All inputs are passed to VenCen_diam_OpeningFcn via
varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only
one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help VenCen_diam

% Last Modified by GUIDE v2.5 26-Jul-2017 06:45:31

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @VenCen_diam_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @VenCen_diam_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [], ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% --- Executes just before VenCen_diam is made visible.
```

```

function VenCen_diam_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to VenCen_diam (see VARARGIN)

% Choose default command line output for VenCen_diam
handles.output = hObject;
axes(handles.axes1)
rgb = imread('Esquema2.png');
imshow(rgb)
% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes VenCen_diam wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = VenCen_diam_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

% --- Executes on button press in pushbutton2.
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
VenCen_gem
close(VenCen_diam)

% --- Executes on button press in pushbutton4.
function pushbutton4_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton4 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
VenCen_motor
close(VenCen_diam)

function edit5_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit5 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

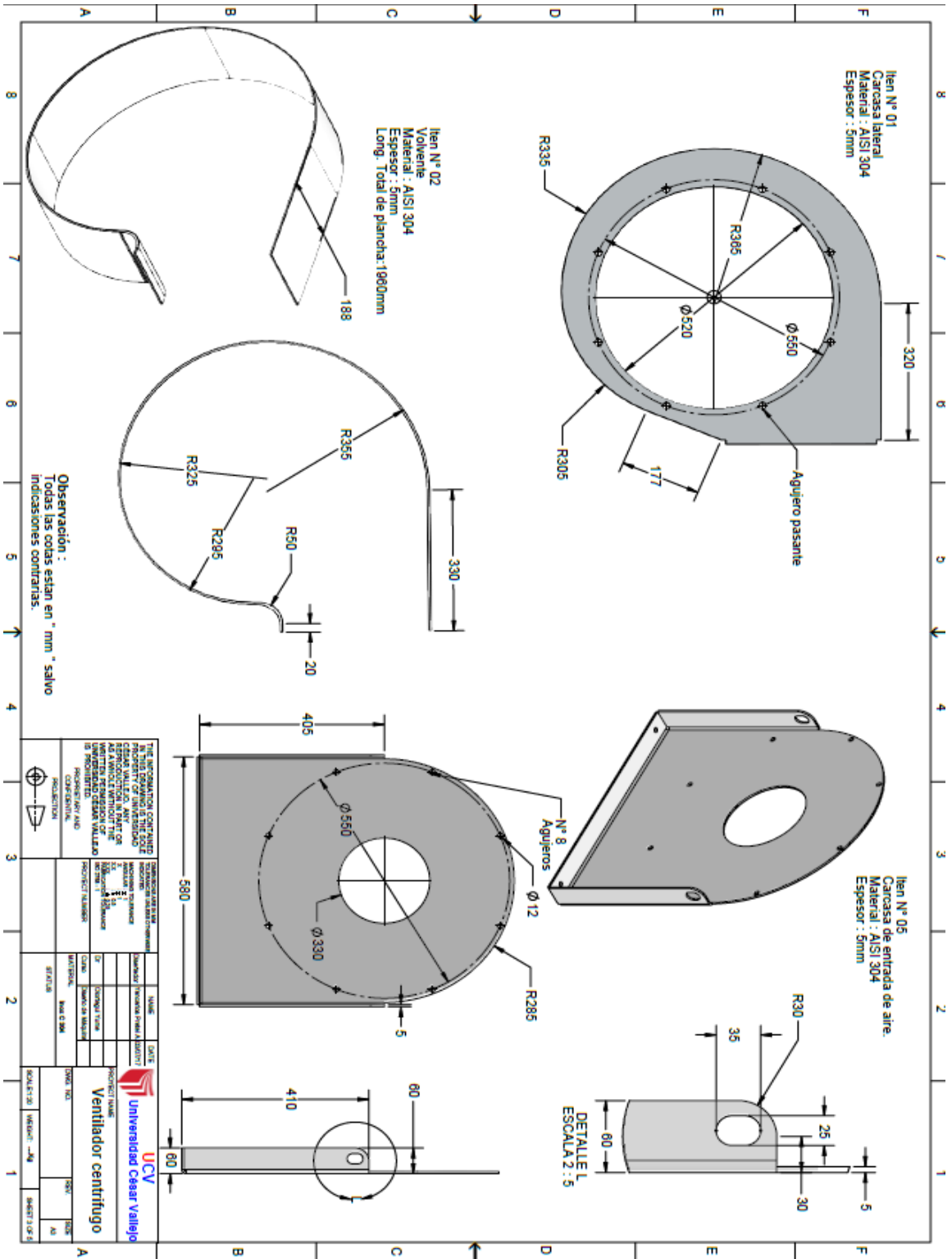
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit5 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit5 as a
double

```

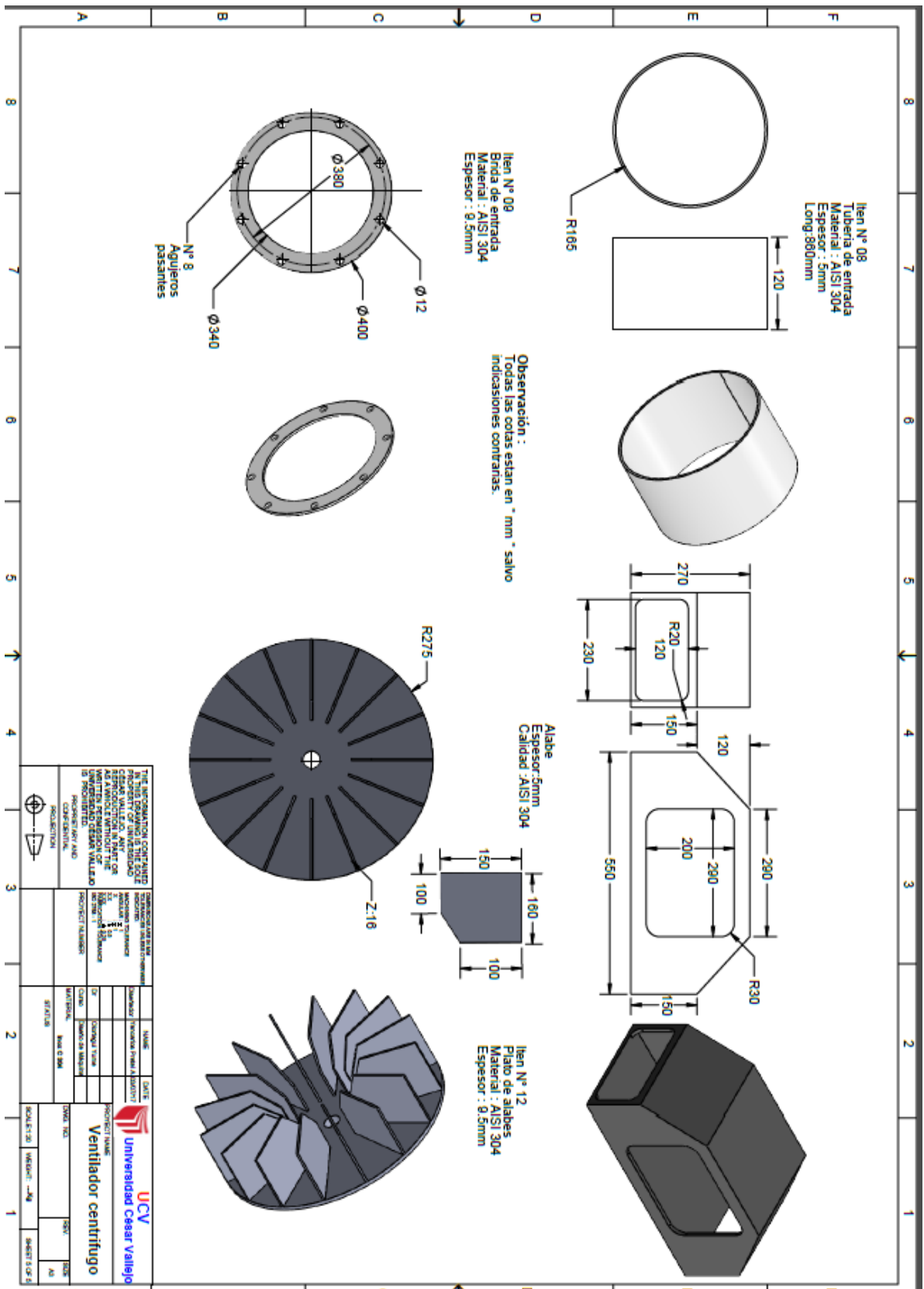




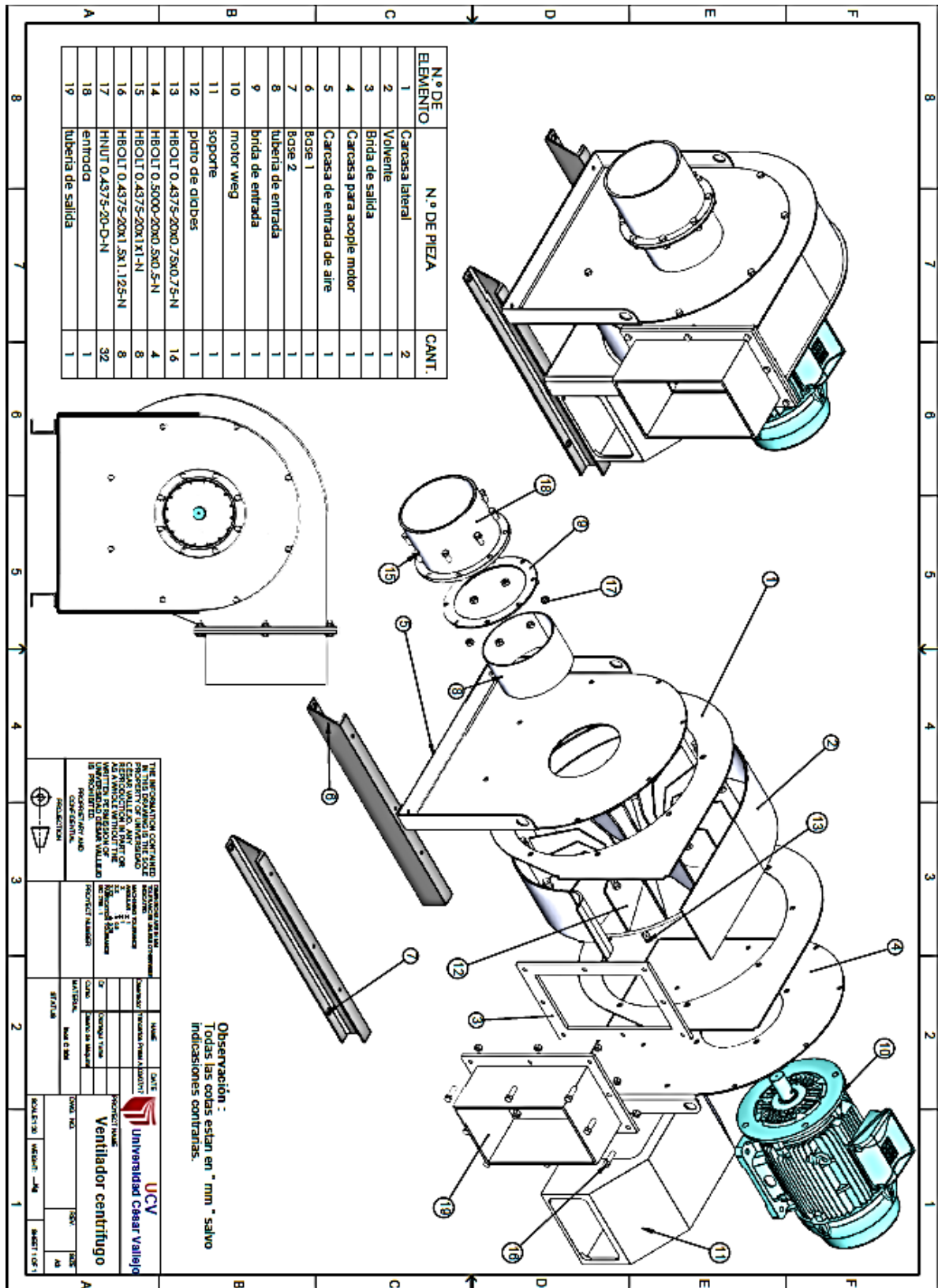
### Anexo N° 25: Planos de detalle







## Anexo N° 26: Plano explotado





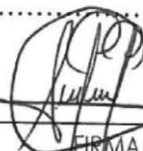
**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE  
TESIS EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL  
UCV**

Código : F08-PP-PR-02.02  
Versión : 09  
Fecha : 23-03-2018  
Página : 1 de 1

Yo **Yancarlos Miguel Pretel Alcantara**, identificado con DNI N° **71632684**, egresado de la Escuela Profesional de **Ingeniería Mecánica Eléctrica** de la Universidad César Vallejo, autorizo (X) , No autorizo ( ) la divulgación y comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado "**Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico reciclado en la empresa consorcio reciclador del norte S.A.C**"; en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....  
 .....

  
 \_\_\_\_\_  
 FIRMA

DNI: 71632684

FECHA: 26 de julio del 2019

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------

Yo, **Jorge Antonio Inciso Vásquez**, docente de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Escuela Profesional Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo Trujillo, La Libertad, revisor de la tesis titulada:

**"Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico reciclado en la empresa consorcio reciclador del norte S.A.C"**, del estudiante **Yancarlos Miguel Pretel Alcantara**, constato que la investigación tiene un índice de similitud de **19%** verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin.

El suscrito analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

Trujillo 26 de julio del 2019



Firma

Jorge Antonio Inciso Vásquez

DNI: 26695389

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------