



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

“Diseño de un Sistema de Extracción de Viruta y Polvo de Papel
Generado en los Procesos de Refilado en Guillotinas Circulares,
Laterales y Trilaterales.”

INFORME DE PROYECTO DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

José Angel Bustamante Tamayo

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2014

AGRADECIMIENTO

Le agradezco a Dios por la fortaleza dada para seguir adelante a lo largo de esta carrera.

A mi familia quienes fueron parte esencial en la culminación de esta carrera con su apoyo diario.

Al Ing. Manuel Helguero, a quien agradezco por su colaboración y confianza depositada para realizar este proyecto.

DEDICATORIA

Le dedico este Proyecto de
Graduación:

A DIOS

A MIS PADRES Y ESPOSA

A LA ESPOL

A MIS AMIGOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Dr. Kleber Barcia V., Ph.D
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR

Ing. Ernesto Martínez L.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de este Informe de Proyecto de Graduación, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

José Angel Bustamante Tamayo

RESUMEN

El presente trabajo, trata sobre el diseño de un sistema de extracción de viruta y polvo de papel generado en los procesos de refilado en guillotinas circulares, laterales y trilaterales, teniendo como finalidad la separación y captura del polvo generado en el proceso de refilado.

El sistema de extracción se lo dividió en tres partes:

- Extracción del material particulado (polvo, viruta y aire) por parte del ventilador de extracción, donde el principal requerimiento es que el ventilador tenga la capacidad de extraer el material particulado del refilado de 30000 ejemplares por hora en cada guillotina de las tres que posee el sistema, determinando el diámetro ideal de las tuberías, las pérdidas por fricción en su interior y pérdidas por accesorios, el ventilador debe ser capaz de vencer todas estas pérdidas, por lo cual se determinó mediante cálculos que el motor eléctrico necesario para la extracción debe ser de un tamaño de 50 hp.
- Separación de la viruta y el polvo, se diseñó una torre de separación donde el material particulado es separado con la ayuda de un tambor cilíndrico perforado de tal manera que pueda únicamente salir las partículas de polvo donde es succionado por un segundo ventilador

cuyo tamaño fue determinado en $\frac{1}{2}$ hp, la viruta al ser más pesado que el polvo cae en unos planos inclinados a 50° hasta un recipiente cubico donde es almacenado temporalmente para luego ser comprimido.

- Recepción del polvo, se seleccionó una torre receptora de polvo en base a los requerimientos dados y se determinó que la más apropiada para este sistema es el separador filtrante debido a su alta eficiencia para tamaños de partículas pequeñas (polvo), luego de que el polvo es atrapado en los filtros, el aire que llega hasta la torre es liberado al ambiente.

Todos los componentes de cada etapa del sistema fueron seleccionados de acuerdo a los cálculos realizados y criterio del diseñador.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VIII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES.....	2
1.1. Propiedades Físicas del Papel.....	2
1.1.1. Densidad.....	3
1.1.2. Gramaje.....	3
1.1.3. Tamaño.....	4
1.1.4. Ubicación de las Fibras.....	4
1.1.5. Forma y Textura.....	5
1.2. Procesos de Refilado en Áreas de Imprenta y Acabados.....	5
1.2.1. Guillotinas Circulares.....	6
1.2.2. Guillotinas Laterales y Trilaterales.....	7

1.3. Tipo de Productos Refilados.....	8
1.4. Características de la Viruta de Papel Generado en Procesos de Refilado.....	8
1.5. Polvos Generado en Procesos de Refilado.....	9
1.6. Calidad del Aire en Ambientes de Trabajo.....	10
1.7. Sistemas Generales de Extracción de Viruta.....	11
1.7.1. Transportes Neumáticos.....	11
1.7.2. Transportes por Banda.....	12

CAPÍTULO 2

2. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE DUCTOS.....	14
2.1. Selección del Material.....	14
2.2. Cálculo de Pérdidas de Succión en Tuberías.....	18
2.3. Cálculo de Espesor y Diámetro.....	38
2.4. Selección de Bridas de Sujeción.....	53
2.5. Riesgos de Atascos en Tramos Rectos y Curvos.....	58
2.6. Riesgos de Implosión.....	58

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE TURBINA DE EXTRACCIÓN.....	60
3.1. Consideraciones y Especificaciones Técnicas de Diseño.....	60
3.2. Cálculo de Caudales y Velocidad.....	61

3.3. Selección del Impulsor Ventilador.....	61
3.4. Diseño de la Cámara de Extracción.....	65
3.5. Cálculo y Selección de la Potencia Requerida.....	86
3.6. Diseño del Árbol para la Transmisión del Impulsor.....	94
3.7. Diseño de Chaveteros del Árbol para la Transmisión.....	101
3.8. Cálculo y Selección de Rodamientos Tipo Chumacera.....	105
3.9. Cálculo y Selección de las Poleas de Arrastre.....	108
3.10. Cálculo y Selección de la Banda de Arrastre.....	112
3.11. Diseño General de la Estructura.....	115
3.12. Cálculo y Selección de los Acoples Flexibles en la Succión y Descarga.....	118
3.13. Cálculo y Selección de Elementos de Amortiguación para las Bases Estructurales.....	119
3.14. Simulación de Esfuerzos Mecánicos Mediante un Software.....	120

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE LA TORRE DE SEPARACIÓN DE VIRUTA Y POLVO...	125
4.1. Consideraciones y Especificaciones Técnicas de Diseño.....	126
4.2. Diseño del Impulsor de Separación.....	126
4.3. Diseño de la Cámara de Separación.....	127
4.4. Diseño del Árbol para la Transmisión del Impulsor.....	140
4.5. Diseño de Chaveteros del Árbol para la Transmisión.....	145

4.6. Cálculo y Selección de Rodamientos Tipo Chumacera... ..	147
4.7. Cálculo y Selección de las Poleas de Arrastre.....	149
4.8. Cálculo y Selección de la Banda de Arrastre.....	150
4.9. Cálculo y Selección de la Potencia con Regulación Variable Requerida.....	152
4.10. Diseño Estructural del Túnel de Descarga.....	157
4.11. Diseño de los Carros Portátiles para la Recolección y Traslado de Viruta.....	171
4.12. Selección de la Torre Receptora de Polvo.....,	174

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	177
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

V_p	Velocidad dinámica
mmH ₂ O	Milímetros de columna de agua
S_p	Presión estática
H_e	Caída de presión a la entrada del sistema
H_l	Caída de presión por unidad de longitud
H_m	Pérdida por accesorios
m ³ /s	Metros cúbicos por segundo
m/s	Metros por segundo
cfm	Pies cúbicos por minuto
m ²	Metros cuadrados
ft/min	Pies por minuto
Kg/s	Kilogramos por segundo
m_p	Masa de la partícula
μm	Micrómetro
V_c	Volumen de los cuerpos
$V_{\text{recalculada}}$	Velocidad recalculada
Kg/m ²	Kilogramo por metro cuadrado

SIMBOLOGÍA

k	Coeficiente de pérdida
S_y	Límite de fluencia del material
F	Fuerza
Min	Minutos
V	Velocidad
g	Aceleramiento de la gravedad
h_f	Cabezal de pérdida por fricción
d	Diámetro
M	Momento flexionante
ρ	Densidad
η	Eficiencia
Psi	Libras fuerza por pulgada cuadrada
Pa	Pascales
cm	Centímetros
cm^3	Centímetros cúbicos
s	Segundos
m	Metros
P	Presión
mm	Milímetros
N	Newton
Atm	Atmosfera
rpm	Revoluciones por minuto
kgf	Kilogramos fuerza
σ	Esfuerzo debido a la carga
σ_a	Esfuerzo por aplastamiento
z	Módulo de resistencia del material
T'	Esfuerzo cortante
T''	Esfuerzo de flexión
h	Altura de la garganta de la soldadura
l	Longitud
T	Esfuerzo de von misses

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Guillotinas Rotativas.....	6
Figura 1.2	Guillotinas Trilaterales.....	7
Figura 1.3	Guillotinas Laterales...	7
Figura 1.4	Viruta de Papel en Prensa.....	9
Figura 1.5	Virutas de Papel Prensado.....	9
Figura 1.6	Parámetros para la Medición del Aire.....	10
Figura 1.7	Esquema de un Sistema de Transportación Neumática.	12
Figura 1.8	Esquema Transportador de Banda.....	13
Figura 2.1	Conducto Flexible.....	15
Figura 2.2	Tubería de Acero Galvanizado.....	16
Figura 2.3	Derivación de Tubería.....	16
Figura 2.4	Codos a 45 y 90°.....	16
Figura 2.5	Reducción Cónica.....	17
Figura 2.6	Acoples.....	17
Figura 2.7	Tramos en el Sistema.....	20
Figura 2.8	Distribución de Ductos.....	45
Figura 2.9	Esquema de Ductos.....	46
Figura 2.10	Brida con Cuello para Soldar.....	54
Figura 2.11	Brida Deslizante.....	55
Figura 2.12	Brida Ciega.....	55
Figura 2.13	Brida con Asentamiento para Soldar.....	56
Figura 2.14	Brida Roscada.....	56
Figura 2.15	Brida para Junta con Solapa.....	57
Figura 2.16	Brida de Orificio.....	57
Figura 3.1	Ventilador con Alabes Curvos hacia adelante.....	63
Figura 3.2	Ventilador con Alabes Rectos.....	63
Figura 3.3	Ventilador con Alabes Curvados hacia Atrás.....	64
Figura 3.4	Vista Superior del Soporte.....	67
Figura 3.5	Carga Distribuida sobre Viga de longitud L.....	68
Figura 3.6	Diagrama de Esfuerzos Cortantes.....	68
Figura 3.7	Diagrama de Momento Flector sobre la Viga.....	68
Figura 3.8	Diagrama de Cargas sobre la viga.....	69
Figura 3.9	Diagrama de Fuerzas Cortantes sobre la Viga.....	70
Figura 3.10	Perfiles.....	72
Figura 3.11	Diagrama de Cargas sobre los Perfiles.....	73
Figura 3.12	Diagrama de Fuerzas Cortantes sobre los Perfiles.....	74
Figura 3.13	Estructura de Descanso de la Turbina.....	75
Figura 3.14	Diagrama de Cuerpo Libre de la Soldadura.....	75
Figura 3.15	Dimensionamiento del Cordón de Soldadura en la Viga.	77

Figura 3.16	Dimensionamiento del Cordón de Soldadura en los Ángulos.....	80
Figura 3.17	Vista Lateral de la Soldadura en el Montaje.....	82
Figura 3.18	Dimensionamiento del Cordón de Soldadura en el Montaje.....	83
Figura 3.19	Succión de Turbina en el Sistema (Vista Superior).....	87
Figura 3.20	Equipo Tractor del Sistema de Extracción.....	94
Figura 3.21	Cargas sobre el Eje.....	94
Figura 3.22	Cargas de Flexión sobre el Eje.....	96
Figura 3.23	Diagrama de Fuerzas Cortantes en el Eje.....	97
Figura 3.24	Dimensionamiento de la Chaveta.....	102
Figura 3.25	Fuerzas que actúan sobre la Chaveta.....	103
Figura 3.26	Entrada y salida de la Turbina.....	115
Figura 3.27	Conjunto Turbina –Grupo Tractor.....	116
Figura 3.28	Vista Isométrica.....	116
Figura 3.29	Vista Frontal.....	117
Figura 3.30	Turbina, Grupo Tractor y Bases.....	117
Figura 3.31	Sistema de Tuberías conectadas a la Turbina de Extracción Vista Superior.....	118
Figura 3.32	Selección de la Viga a Analizar.....	120
Figura 3.33	Carga sobre la Estructura a Analizar.....	121
Figura 3.34	Factor de Seguridad en la Viga.....	121
Figura 3.35	Deformación de la Estructura al aplicar la Carga.....	122
Figura 3.36	Selección de los Ángulos a Analizar.....	123
Figura 3.37	Carga sobre la Estructura a Analizar.....	123
Figura 3.38	Factor de Seguridad en los Ángulos.....	124
Figura 3.39	Deformación de la Estructura al aplicar la Carga.....	124
Figura 4.1	Cubierta del Cilindro Perforado.....	129
Figura 4.2	Base (Vista Isométrica).....	134
Figura 4.3	Dimensiones de la Base.....	135
Figura 4.4	Diagrama de Carga sobre los Tubos.....	135
Figura 4.5	Diagrama de Fuerzas Cortantes sobre los Perfiles.....	136
Figura 4.6	Dimensionamiento del Cordón de Soldadura en los Tubos.....	137
Figura 4.7	Torre de Separación de Viruta y Polvo (Vista Isométrica)	140
Figura 4.8	Cargas sobre el Eje.....	140
Figura 4.9	Cargas de Flexión sobre el Eje.....	142
Figura 4.10	Diagrama de Fuerzas Cortantes sobre el Eje.....	143
Figura 4.11	Fuerzas que actúan sobre la chaveta.....	146
Figura 4.12	Tramos en el Sistema.....	153
Figura 4.13	Placas Metálicas.....	157
Figura 4.14	Espesor de la Placa Metálica.....	158
Figura 4.15	Cargas sobre la Placa Metálica.....	161
Figura 4.16	Diagrama de Cuerpo Libre de la Placa Inclinada.....	163

Figura 4.17	Montaje de las Chapas Inclinas y Planos Inclinas.	166
Figura 4.18	Dimensiones de la Placa Metálica.....	166
Figura 4.19	Dimensionamiento del Cordón de Soldadura en la Placa Inclinada y la Chapa Metálica.....	168
Figura 4.20	Dimensionamiento de los Carros Portátiles.....	172
Figura 4.21	Esquema de la Torre Receptora de Polvo.....	176

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Características Físicas de los Tramos a lo largo del Sistema de Tuberías..... 37
Tabla 2	Dimensiones de la Viruta..... 40
Tabla 3	Dimensiones y Material de Ductos a la salida de las Guillotinas..... 44
Tabla 4	Velocidades Reales por los Ductos..... 48
Tabla 5	Presión Interna a lo largo del Sistema de Tuberías..... 50
Tabla 6	Espesores Mínimos en cada Tramo del Sistema..... 52
Tabla 7	Especificaciones Físicas de cada uno de los Tramos..... 53
Tabla 8	Parámetros de Diseño..... 66
Tabla 9	Carga Uniforme Distribuida..... 67
Tabla 10	Tipos y Cantidades de Accesorios en el Sistema..... 89
Tabla 11	Factores de Servicio K..... 109

INTRODUCCIÓN

En la antigüedad la industria de imprenta no se preocupaba por la contaminación ambiental, ya que liberaban todo tipo de contaminante al ambiente.

El manejo de la viruta y el polvo de papel han sido tema de análisis tanto en los indicadores de gestión de producción como de seguridad industrial, ya que en ambientes cerrados se debe tener muy en cuenta la calidad de aire en el sitio de trabajo, puesto que existen regulaciones donde se establece las cantidades permitidas de polvo en el ambiente. El polvo generado en los procesos de refilado provoca molestias en los trabajadores, daños en máquinas y pérdidas económicas para cualquier empresa.

El objetivo principal en este proyecto es optimizar el traslado de la viruta y polvo a través de ductos, separarlos y finalmente filtrarlos para de esta manera tener un mejor ambiente de trabajo para los empleados y asegurar así la calidad del producto.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES.

1.1 Propiedades físicas del papel.

El papel es un producto que se obtiene de la mezcla de celulosa extraída de los vegetales a través de técnicas químicas, con la pasta de madera obtenida mediante procesamiento mecánico, la celulosa le proporciona al papel resistencia y compacidad mientras que la llamada pasta de madera le proporciona cualidades estéticas [1].

Sus propiedades físicas pueden ser agrupadas en: gramaje, densidad, tamaño, ubicación de las fibras, forma y textura [1].

1.1.1 Densidad.

Es la masa del papel por unidad de volumen del mismo. Para el bobinado la densidad es igual a la masa del papel enrollado dividida para su volumen.

También el término " densidad " es usado en la industria para mencionar una medida de masa del producto por unidad de área. Los productos de papel que dejan pasar poco o nada de luz se los denotan como denso o pesado y aquellos que permiten que un poco de luz pase a través de ellos se considera ligero [2].

1.1.2 Gramaje.

El gramaje se refiere a los gramos por metros cuadrados de papel, es muy importante que sea uniforme para trabajar sin problemas en los procesos de transformación y usos. Prácticamente es imposible mantener un gramaje de papel exacto en la fabricación por lo que se a establecido tolerancias de $\pm 5\%$, puesto que el papel representa entre un 60 a 70% del costo de un periódico.

1.1.3 Tamaño.

Una vez obtenido el papel, mediante una máquina llamada cortadora se transforma el papel en papel cortado, en la mayoría de los países Europeos los formatos más habituales de acuerdo con la norma UNE son: A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8 [3].

Generalmente el papel periódico para imprentas en el Ecuador es entregado en bobinas (rollo de papel formado alrededor de un caño de cartón) con ancho y diámetro especificado por el cliente.

1.1.4 Ubicación de las fibras.

Del mismo modo que en los tejidos animales, los elementos constitutivos básicos de los tejidos vegetales son las células. El elemento típico fundamental de la célula vegetal es la celulosa.

Las fibras de celulosa están formadas por partículas separadas por espacios muy finos, de los estudios realizados mediante Rayos X se ha determinado que la celulosa presenta estructura cristalina, pero con zonas amorfas alternadas.

La producción de la hoja de papel se basa en el proceso de filtración, en la cual es posible unir entre sí las fibras celulósicas que se encuentran en suspensión en el agua [1].

1.1.5 Forma y textura.

Existen muchos tipos de papel y de acuerdo a ello su textura, por ejemplo el papel periódico para diarios es de tipo basto, que posee la máxima regularidad en peso, grosor e índice de secado ya que no debe presentar resistencia a la rápida impresión, este papel contiene un 75% de pasta de madera y un 25% de celulosa en bruto, además puede ser liso o calandrado.

El papel para revistas es similar al de diario, pero este contiene mayor carga, debido al grado de blancura, la opacidad y el alisado, este papel contiene un 65% de pasta de madera blanqueada o semiblanqueada [1].

1.2 Procesos de refilado en áreas de imprenta y acabados.

Proceso en el cual se lleva a cabo el corte del papel por medio de guillotinas con la finalidad de obtener las dimensiones deseadas del producto.

El refilado se da en dos ocasiones, el primero es cuando el material está en estado bruto o papel virgen, logrando el tamaño de referencia, sobre el cual se trabaja mediante guías de encuadre y márgenes de seguridad o guardas, el segundo es cuando el documento está impreso y se busca dar un tamaño final [5].

1.2.1 Guillotinas Circulares.

Son cortadores rotativos (ver figura 1.1) empleados para el corte de cabeza, pie o tres lados de productos impresos plegados de una impresora rotativa, el corte dado es paralelo al movimiento de la escalerilla, también son usados para corte de productos detrás de una máquina de coser con alambre.

El cortador es utilizado por lo general en toda imprenta y empresas de tratamiento de productos de impresión bajo las condiciones dadas [4].



FIGURA 1.1 GUILLOTINAS ROTATIVAS.

1.2.2 Guillotinas Laterales y Trilaterales.

La guillotina trilateral generalmente está destinada al corte de revistas, las tripas de un libro al formato adecuado como se muestra en la figura 1.2, cuyo proceso de corte se efectúa mediante tres cuchillas, la primera cuchilla en realizar el corte es la de corte delantero y luego las otras dos bajan a la vez cortando así la cabeza y pie de las tripas.



FIGURA 1.2 GUILLOTINAS TRILATERALES [5].

Las guillotinas laterales constan de una sola cuchilla que realiza cortes rectilíneos, normalmente es utilizada para recortar o desbarbar al formato deseado.

Las partes más importantes de una guillotina son: mesa, escuadras, tope, pisón y cuchillas, figura 1.3.



FIGURA 1.3 GUILLOTINAS LATERALES [5].

1.3 Tipos de Productos Refilado.

Los productos más comunes son: folletos, libros, troqueles para figuras, revistas, talonarios, tarjetas, etiquetas, periódicos, etc.

De acuerdo al grado de tecnificación de la empresa se hace uso de la mano de obra para las diferentes manufacturas de los documentos y se pueden emplear plegadoras, grabadoras, esmaltadoras, etc.

1.4 Característica de la Viruta del Papel Generado en Procesos de Refilado.

Las cuchillas proporcionan cortes muy precisos según sea cada formato, debido a ello los restos de papel (viruta) son de diferentes tamaños y textura, los cuales son transportados por medio de mangas de succión, bandas de transportación o por medio del personal hacia un sitio donde es recolectado para luego ser comprimidos por medio de prensas.

Estas virutas comprimidas como se muestra en la figura 1.5 son vendidas de acuerdo a su gramaje a algunas empresas en el Ecuador para su posterior reciclaje.



FIGURA 1.4 VIRUTAS DE PAPEL EN PRENSA.



FIGURA 1.5 VIRUTAS DE PAPEL PRENSADAS.

1.5 Polvos Generados en Proceso de Refilado.

Los únicos polvos generados en este proceso son polvos debido al papel, los cuales van a depender de la cantidad, gramaje, forma y textura del papel refilado, por ello el tamaño de la partícula de polvo va a variar por lo mencionado anteriormente.

Otro factor que interviene en la generación de polvo en el proceso de refilado es el estado de las guillotinas, porque para guillotinas que se encuentran dentro del rango de vida útil la generación es mínima, sin embargo cuando éstas han sobrepasado su tiempo de vida útil la generación de polvo aumenta por el estado de las cuchillas

1.6 Calidad del Aire en Ambientes de Trabajo.

Toda empresa debe realizar pruebas para evaluar la calidad del aire en el ambiente laboral durante la realización de actividades productivas, cuyos valores ya están tabulados como se muestra en la figura 1.6 el cual servirá como referencia para conocer las condiciones de aire a las cuales están expuestos sus trabajadores según las actividades realizadas en cada área y tomar las medidas correctivas de ser necesario, de acuerdo como señala la ley (Dirección de Riesgos Laborales del IESS) [6].

DESCRIPCIÓN TÉCNICA - CALIDAD DE AIRE							
Parámetros a monitorear	Expresado como	Unidad	Equipo	Método	Rango de medición	Resolución	Tiempo de respuesta
Material Particulado	PM _{2.5} , PM _{4.5} , PM ₁₀	mg/m ³	Dustscan scout or Dustscan sentinel Aerosol Monitor	Infrarojo	0-100	---	----
Oxígeno	O ₂	%V	QRAE PLUS multigas monitor	Sensor Electroquímico	0-30	0.1	15 seg.
Límite de explosividad	LEL	%V	QRAE PLUS multigas monitor	Sensor Electroquímico	0-100	1.0	15 seg.
Óxido de carbono	CO	ppm	QRAE PLUS multigas monitor	Sensor Electroquímico	0-500	1.0	40 seg.

FIGURA 1.6 PARÁMETROS PARA LA MEDICIÓN DEL AIRE

[7].

1.7 Sistemas Generales de Extracción de Viruta.

Los sistemas más comunes de recolección de viruta de papel son:

- Sistemas de transportación neumática.
- Sistemas de transportación por bandas.
- Sistemas de transportación manual.

La elección de uno de estos sistemas va a depender del grado de tecnificación de la empresa, de la cantidad de viruta obtenida diariamente y de las posibilidades económicas de la empresa.

1.7.1 Transporte Neumático.

Son utilizados en la industria para transportar materiales secos, finos y al granel, ya que son muy versátiles y económicos para muchos procesos.

Su objetivo es el transporte de materiales desde un punto a otro por medio de un flujo de gas a presión, ya sea positiva o negativa a través de una cañería como lo muestra la figura 1.7, una de las principales ventajas del transporte neumático es que los sistemas son cerrados, ya que el material es totalmente encerrado dentro de la cañería lo cual protege al producto del medio ambiente y viceversa.

No todos los materiales particulados pueden ser transportados neumáticamente a través de cañerías pues

solamente materiales secos, no cohesivos, de fácil escurrimiento y relativamente finos pueden serlo.

Además otra de sus limitaciones es el tamaño máximo de la partícula, la capacidad máxima de transporte y consumo de energía [8].

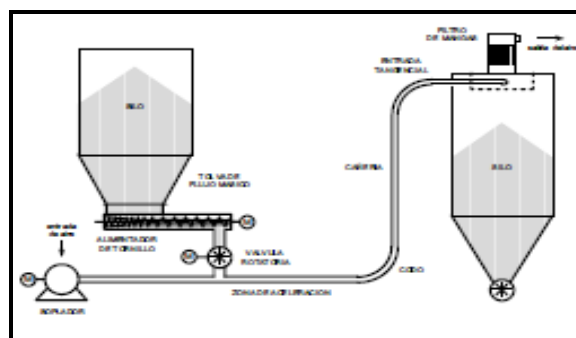


FIGURA 1.7 ESQUEMA DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACION NEUMATICA [8].

1.7.2 Transporte por Bandas.

Son empleadas generalmente para el transporte entre máquinas de producción en cadena, está destinado a la transportación de materiales movedizos, es decir en polvo, materiales grandes y medianos, así como cargas por piezas en dirección horizontal e inclinada [9].

Las partes de un transportador de bandas son.

- Banda transportadora.
- Tambores.

- Rodillo de Apoyo.
- Conjunto de Atesado.
- Conjunto de transmisión.

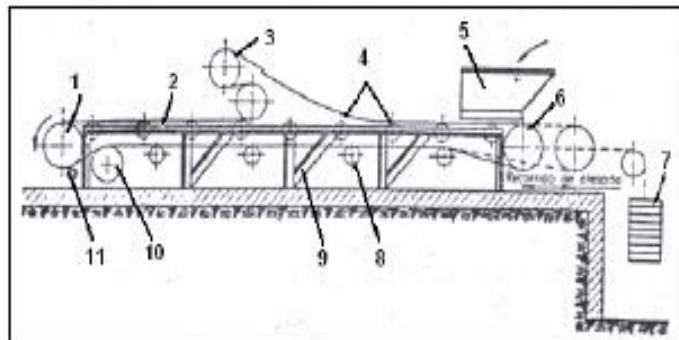


Figura 1.8 ESQUEMA TRANSPORTADOR DE BANDA [10].

Consta del órgano de tracción (2), fabricado en forma de banda sin fin, que a su vez es el elemento portable del transportador, (1) conjunto de transmisión que pone en movimiento al tambor de transmisión, conjunto de atesado con tambor trasero (6) y dispositivo de apriete (7), rodillos de apoyo en la rama de trabajo de la banda (4), rama libre de la banda (8), dispositivo de carga (5) y descarga (3), tambor de inclinación (10), dispositivo para limpieza de la banda (11), base metálica donde son montados los elementos (9), como se muestra en la figura 1.8.

CAPÍTULO 2

2. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE DUCTOS.

2.1 Selección de Material.

Para seleccionar el material con el que va a ser construido los ductos se considera, disponibilidad local, precio, peso y necesidades de diseño.

El costo del material para los ductos va a estar en función del diámetro de los ductos, su espesor y longitud.

A demás se sabe que el material a ser transportado por dichos ductos es viruta de papel y polvo de papel.

En el país los materiales usados a menudo para la fabricación de los ductos para transportación de materiales particulados son:

- Acero galvanizado.
- Acero inoxidable.
- P.V.C

Para la realización de este proyecto se seleccionó acero galvanizado para ductos y accesorios, debido a la comercialización en el país y a su bajo precio.

Otro factor importante por el cual se seleccionó dicho material es en base a la información recopilada y experiencia laboral.

Tuberías y Accesorios necesarios.

Conductos flexibles.- serán utilizadas para la conexión entre las cortadoras y las líneas de conducción del material particulado, para evitar la vibración de las máquinas de refilado [11].



FIGURA 2.1 CONDUCTO FLEXIBLE [2].

Tuberías.- para la transportación del material particulado se usará tuberías de acero galvanizado ISO II [11].



FIGURA 2.2 TUBERÍAS DE ACERO GALVANIZADA [13].

Derivación de Tubería.- es utilizada para la unión de conductos flexibles [11].



FIGURA 2.3 DERIVACIÓN DE TUBERÍA [14].

Codos a 45° y 90 °.- son utilizados para el cambio de dirección de las tuberías.

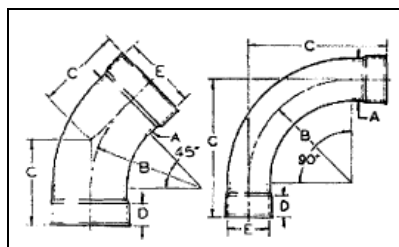


FIGURA 2.4 CODOS A 45 Y 90 ° [11].

Reducción Cónica.- Como su nombre lo indica es utilizada para reducir el tamaño de la tubería desde un diámetro inicial hasta un menor diámetro final.



FIGURA 2.5 REDUCCIÓN CÓNICA [14].

Acoples.- Son utilizadas para unir accesorios tales como: tuberías, etc. Son bridas roscadas y empernadas en la parte exterior del tubo para su acoplamiento.

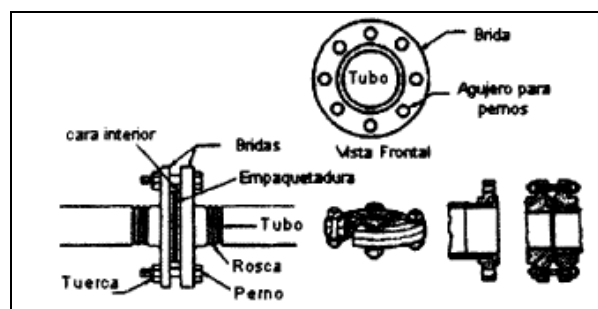


FIGURA 2.6 ACOPLES [11].

Cabe recalcar que tanto las tuberías como las uniones son de acero galvanizado como ya se había mencionado.

2.2 Cálculos de Pérdidas de Succión en Tuberías.

Para el cálculo de las pérdidas en las tuberías, se debe tener en cuenta que hay que calcular pérdidas para ductos flexible, para ductos rígidos y accesorios, ya que las pérdidas dinámicas producidas son diferentes para los dos ductos debido a que se producen diferentes velocidades (Ver tabla N° 4).

Presión Dinámica.- será calculada mediante la siguiente ecuación [5]:

$$V_p = \left(\frac{V_{recalculada}}{4,003} \right)^2 \quad \text{Ec.2.1}$$

Dónde:

$V_{recalculada}$: está dada en [m/s].

V_p : está dada en [mm H₂O].

Presión Estática.-será calculada con la siguiente ecuación [11]:

$$S_p = V_p + H_e + H_l + H_m \quad \text{Ec. 2.2}$$

Dónde:

V_p : presión dinámica [mm H₂O].

H_e : caída de presión a la entrada del sistema [mm H₂O].

H_i : caída de presión por unidad de longitud [mm H₂O / m].

H_m : pérdida debido a los accesorios en la tubería [mm H₂O].

Caída de presión.- para la caída de presión por aceleración del aire desde el reposo hasta la velocidad a la que es transportado las partículas, será calculado de la siguiente manera:

$$H_e = K * V_p \quad \text{Ec. 2.3}$$

Dónde:

K: coeficiente de pérdida [adimensional].

Caída de presión por unidad de longitud.- será determinado mediante tabla.

H_i : gráfico 4 del apéndice II [mm H₂O /m].

Pérdida por Accesorios.- será determinado mediante tabla.
(Apéndice II, figuras 6-9).

Distribución de Tramos a lo largo de la tubería.

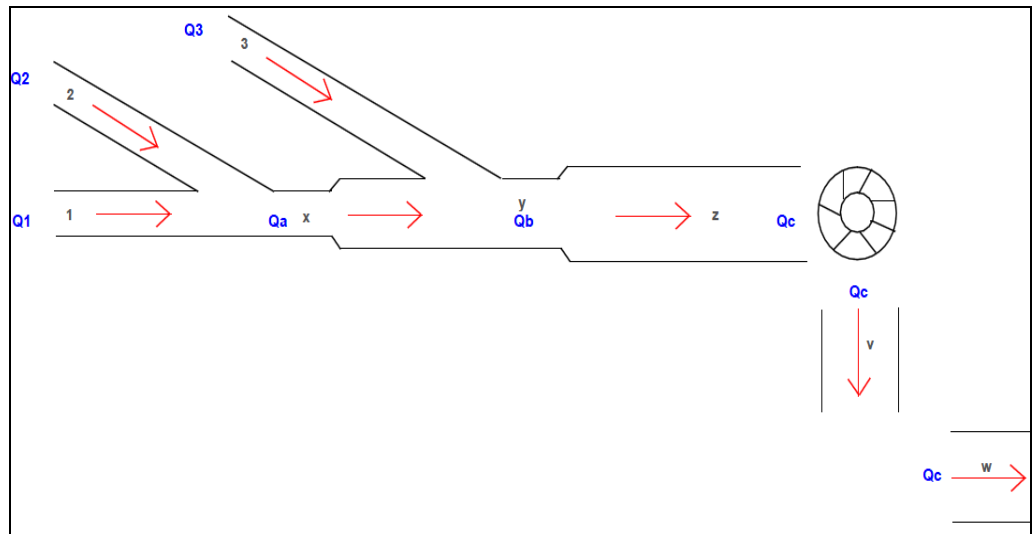


FIGURA N°2.7 TRAMOS EN EL SISTEMA.

Tramo 1-x.

Datos:

$Q_1: 0,181 \text{ m}^3/\text{s}$

$V_1: 15,1 \text{ m/s}$ (Tabla 3)

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1

teniendo:

$$V_p = \left(\frac{15,1}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo 1-x, se tiene una brida (Ver Apéndice II figura 7). que sirve para unir la tubería flexible y la salida de las guillotinas y además se tiene un codo de 45° R= 2D (Ver Apéndice II figura 6). La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 \cdot 0,49 + 1 \cdot 0,14) \cdot 14,23$$

$$H_e = 8,96 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitud para el tramo de tubería rígida es calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 3 m será:

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m} \cdot 3 \text{ m}.$$

$$H_l \approx 6 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Para el cálculo de factor de fricción para el ducto flexible se utiliza la siguiente ecuación [16]:

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 * \left(\frac{V^{0,604}}{Q^{0,639}} \right)$$

Dónde:

V: ft/min.

Q: ft³/min

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 * \left(\frac{2971,68^{0,604}}{383,22^{0,639}} \right)$$

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,087/\text{ft.}$$

Para determinar la caída de presión en la tubería flexible se lo realiza con la siguiente ecuación [16]:

$$V_d = L_{\text{flexible}} * H_f$$

Dónde:

L_{flexible} : longitud de la tubería flexible [ft].

$$V_{d \text{ flexible}} = 8,2 * 0,087 = 0,713$$

Entonces para la presión dinámica en los ductos flexibles se tiene [16]:

$$V_{p \text{ flexible}} = V_p * V_d \text{ flexible.}$$

Donde:

V_p : Presión dinámica en el ducto [14,23 mm H₂O].

V_d : Caída de presión en la tubería flexible.

$$V_{p \text{ flexible}} = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O} * 0,713$$

$$V_{p \text{ flexible}} = 10,15 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_p = V_p + V_{p \text{ flexible}} + H_e + H_l + H_m$$

$$S_{p \text{ 1-x}} = 14,23 + 10,15 + 8,96 + 5$$

$$S_{p \text{ 1-x}} = 38,34 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo 2-x.

Datos:

Q_1 : 0,181 m³/s

V_1 : 15,1 m/s (Tabla 3)

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1
teniendo:

$$V_p = \left(\frac{15,1}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo 2-x, se tiene una brida (Ver Apéndice II figura 7). que sirve para unir la tubería flexible y la salida de las guillotinas y además se tiene un codo de 45° R= 2D (Ver Apéndice II figura 6). La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 \cdot 0,49 + 1 \cdot 0,14) \cdot 14,23$$

$$H_e = 8,96 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitudes calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m.}$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 3m será:

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m} * 3 \text{ m.}$$

$$H_l \approx 6 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Para el cálculo de factor de fricción para el ducto flexible se utiliza la siguiente ecuación:

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 * \left(\frac{V^{0,604}}{Q^{0,639}} \right)$$

Dónde:

V: ft/min.

Q: ft³/min

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 * \left(\frac{2971,68^{0,604}}{383,22^{0,639}} \right)$$

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,087/\text{ft.}$$

Para determinar la caída de presión en la tubería flexible se lo realiza con la siguiente ecuación [16]:

$$V_d = L_{flexible} * H_f$$

Dónde:

$L_{flexible}$: longitud de la tubería flexible [ft].

$$V_{d flexible} = 8,2 * 0,087 = 0,713$$

Entonces para la presión dinámica en los ductos flexibles se tiene:

$$V_{p flexible} = V_p * V_{d flexible}.$$

$$V_{p flexible} = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O} * 0,713$$

$$V_{p flexible} = 10,15 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_p = V_p + V_{p flexible} + H_e + H_l + H_m$$

$$S_{p 2-x} = 14,23 + 10,15 + 8,96 + 5$$

$$S_{p 2-x} = 38,34 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo x-y.

Datos:

Q_1 : 0,362 m³/s

V_1 : 15 m/s (Tabla 3)

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1

teniendo:

$$V_p = \left(\frac{15}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 14,04 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo x-y, se tiene una derivación de tubería de 45° (Ver Apéndice II figura 8). que sirve para unir la tubería galvanizada y la salida una reducción cónica (Ver Apéndice II figura 9). La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 \cdot 0,28 + 1 \cdot 0,20) \cdot 14,04$$

$$H_e = 6,74 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitudes calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 1,7 \text{ mm H}_2\text{O /m.}$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 5m será:

$$H_l \approx 1,7 \text{ mm H}_2\text{O /m} * 5 \text{ m.}$$

$$H_l \approx 8,5 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_p = V_p + H_e + H_l + H_m$$

$$S_{p \text{ x-y}} = 14,04 + 6,74 + 8,5$$

$$S_{p \text{ x-y}} = 29,28 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo 3-y.

Datos:

$$Q_1: 0,181 \text{ m}^3/\text{s}$$

V_1 : 15,1 m/s (Tabla 3)

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1 teniendo:

$$V_p = \left(\frac{15,1}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo 3-y, se tiene una brida (Ver Apéndice II figura 7). que sirve para unir la tubería flexible a la salida de las guillotinas además de un codo de 45° $R = 2D$ (Ver Apéndice II figura 6), se tiene también una derivación de tubería a la salida del ducto galvanizado (Se pudo haber omitido la derivación de tubería y ser conectada directamente el ducto galvanizado a la tubería proveniente de las otras dos guillotinas, pero se lo hizo así para dar la facilidad de conectar una cuarta guillotina de ser necesario), seguido de un codo de 45° para la curvatura necesaria (ver figura 2.7). La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 \cdot 0,49 + 1 \cdot 0,28 + 2 \cdot 0,14) \cdot 14,23$$

$$H_e = 14,94 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitud para el tramo de tubería rígida es calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 8m será:

$$H_l \approx 2 \text{ mm H}_2\text{O /m} \cdot 8 \text{ m}.$$

$$H_l \approx 16 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Para el cálculo de factor de fricción para el ducto flexible se utiliza la siguiente ecuación:

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 \cdot \left(\frac{V^{0,604}}{Q^{0,639}} \right)$$

Dónde:

V: ft/min.

Q: ft³/min

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,0311 * \left(\frac{2971,68^{0,604}}{383,22^{0,639}} \right)$$

$$H_{f \text{ flexible}} = 0,087/\text{ft.}$$

Para determinar la caída de presión en la tubería flexible se lo realiza con la siguiente ecuación [16]:

$$V_d = L_{\text{flexible}} * H_f$$

Dónde:

L_{flexible} : longitud de la tubería flexible [ft].

$$V_{d \text{ flexible}} = 8,2 * 0,087 = 0,713$$

Entonces para la presión dinámica en los ductos flexibles se tiene:

$$V_{p \text{ flexible}} = V_p * V_{d \text{ flexible}}.$$

$$V_{p \text{ flexible}} = 14,23 \text{ mm H}_2\text{O.} * 0,713$$

$$V_{p \text{ flexible}} = 10,15 \text{ mm H}_2\text{O.}$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_p = V_p + V_{p\text{flexible}} + H_e + H_l + H_m$$

$$S_{p\ 3-y} = 14,23 + 10,15 + 14,94 + 16$$

$$S_{p\ 3-y} = 55,32 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo y-z.

Datos:

$$Q_1: 0,543 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_1: 16,7 \text{ m/s (Tabla 3)}$$

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1 teniendo:

$$V_p = \left(\frac{16,7}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 17,40 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo y-z, se tiene una derivación de tubería de 45° (Ver Apéndice II figura 8). que sirve para unir la tubería galvanizada y la salida una reducción cónica (Ver Apéndice II figura 9). La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 \cdot 0,28 + 1 \cdot 0,20) \cdot 17,4$$

$$H_e = 8,35 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitudes calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 40m será:

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m} \cdot 40 \text{ m}.$$

$$H_l \approx 64 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_p = V_p + H_e + H_l + H_m$$

$$S_{p \text{ y-z}} = 17,4 + 8,35 + 64$$

$$S_{p_{y-z}} = 89,75 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo z-v.

Datos:

$$Q_1: 0,543 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_1: 16,7 \text{ m/s (Tabla 3)}$$

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1 teniendo:

$$V_p = \left(\frac{16,7}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 17,40 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitudes calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 3,5 m será:

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m} * 3,5 \text{ m}.$$

$$H_l \approx 5,6 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_{pz-v} = 17,4 + 5,6$$

$$S_{p z-v} = 23 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tramo v-w.

Datos:

$$Q_1: 0,543 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_1: 16,7 \text{ m/s (Tabla 3)}$$

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.1 teniendo:

$$V_p = \left(\frac{16,7}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 17,40 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

A la entrada del tramo v-w, se tiene un codo de 90°. La caída de presión se determinó con la ecuación 2.2:

$$H_e = (\sum n \cdot K) \cdot V_p$$

$$H_e = (1 * 0,28) * 17,4$$

$$H_e = 4,87 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitudes calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 6m será:

$$H_l \approx 1,6 \text{ mm H}_2\text{O /m} * 6 \text{ m}.$$

$$H_l \approx 9,6 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Aplicando la ecuación 2.2 la presión estática será:

$$S_{p \text{ v-w}} = 17,4 + 4,87 + 9,6$$

$$S_{p \text{ v-w}} = 31,87 \text{ mm H}_2\text{O}$$

En la siguiente tabla se muestran las dimensiones de todos los conductos y principales características:

TABLA 1
CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS TRAMOS A LO LARGO DEL
SISTEMA DE TUBERÍAS.

Tramo	L (m)	D (m)	Sp (mmH ₂ O)	V (m/s)	Q (m ³ /s)
1-x	55	0,127	38,34	15,1	0,181
2-x	5,5	0,127	38,34	15,1	0,181
x-y	5	0,178	29,28	15	0,362
3-y	5,5	0,127	55,32	15,1	0,181
y-z	40	0,203	89,75	16,7	0,543
z-v	3,5	0,203	23	16,7	0,543
v-w	6	0,203	31,87	16,7	0,543

2.3 Cálculos de Diámetros y Espesor en las Tuberías.

Para el diseño de los ductos del sistema de extracción de polvo y virutas de papel, se debe tomar en cuenta que la velocidad de transportación debe garantizar que las partículas no se sedimenten en su trayecto.

La velocidad mínima de aire para que no se sedimenten estas partículas es de 15 m/s (Ver Apéndice II figura 1), pero para la realización de este proyecto se utilizó una velocidad de 17 m/s.

Partiendo de la fórmula de tasa de emisión se tiene que [15]:

$$\varepsilon = C_o X Q_{\text{aire}}$$

Ec. 2.4

Dónde:

ϵ : Emisión en Kg/s.

c_0 : Concentración de las partículas en $\mu\text{g}/\text{m}^3$.

Q_{aire} : Caudal de aire en m^3/s .

Entendiéndose por emisión, la cantidad de substancias contaminantes que son liberadas desde una fuente.

La concentración generalmente está dada en unidades como $\mu\text{g}/\text{m}^3$ y ppm.

$$C = \text{masa del contaminante} / \text{volumen de aire} = \mu\text{g} / \text{m}^3$$

En la realización de este proyecto, la determinación de la concentración se lo realizó de manera experimental como se detalla a continuación:

En un recipiente cuyo volumen es conocido, se procede al llenado del recipiente con el material particulado (polvo + viruta), luego un filtro previamente pesado es colocado en la parte superior del recipiente, manualmente se agita el material particulado por un cierto tiempo, de tal manera que el polvo que se encuentra en el recipiente se eleve y quede atrapado en el filtro, por ultimo este filtro

es pesado nuevamente y en base a una simple resta se obtiene la masa del polvo. Se sabe además que la masa del contaminante es igual a la masa del polvo más la masa de viruta en el recipiente.

Una vez obtenido la masa del contaminante, esta es dividida para el volumen del recipiente obteniéndose así la concentración del material particulado cuyo valor fue de $98,5 \mu\text{g}/\text{m}^3$.

A demás se sabe que [19]:

$$Q = V \times A \quad \text{Ec. 2.5}$$

Dónde:

Q: Caudal en m^3/s .

V: Velocidad del fluido en m/s .

A: Área del ducto por donde pasa el fluido en m^2 .

El ducto va a ser diseñado de forma circular por lo cual se tiene que:

$$A_{\text{ducto}} = \pi/4 \times d^2$$

$$Q / V = \pi/4 \times d^2$$

$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Se Partió en base a las necesidades de diseño, sabiendo que se cortará 30000 ejemplares por cada hora en las máquinas de refilado produciéndose virutas con las siguientes características:

TABLA 2
DIMENSIONES DE LA VIRUTA.

Dimensiones de Viruta después del Refilado.	
Largo.	300mm
Ancho.	50mm
Espesor.	0,1020mm

De acuerdo con el proceso de refilado, como ya se mencionó en el capítulo uno, se genera viruta y polvo de papel, estimándose que el flujo de polvo generado en el proceso es aproximadamente el 2% del flujo de viruta transportado por el ducto [19]:

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{viruta}} + \dot{m}_{\text{polvo}}$$

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{viruta}} + 2\% \dot{m}_{\text{viruta}} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Dónde:

\dot{m}_{total} : flujo másico total transportado por el ducto en m³/s.

\dot{m}_{viruta} : flujo másico de viruta transportado por el ducto en m³/s.

\dot{m}_{polvo} : flujo másico de polvo transportado por el ducto en m³/s.

Calculando la tasa de emisión de acuerdo a las necesidades de diseño se obtiene:

$$\frac{30000 \text{ ejemplares}}{\text{hora}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ s}} \times \frac{(0,05 * 0,3 * 0,0001020) \text{ m}^3 \text{ de viruta}}{1 \text{ ejemplar}} \times \frac{0,00092 \text{ Kg}}{\text{m}^3 \text{ de viruta}}$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{\text{viruta}} = 0,00000001173 \text{ Kg/s (por cada guillotina circular).}$$

Como se mencionó, se procede a calcular la emisión de polvo, cuya estimación es del 2% de emisiones de viruta.

$$\epsilon_{\text{polvo}} = (0,00000001173 \cdot 2) / 100$$

$$\Rightarrow \epsilon_{\text{polvo}} = 0,000000002346 \text{ Kg/s (por cada guillotina circular).}$$

Teniéndose un total de emisiones de:

$$\epsilon_{\text{total}} = \epsilon_{\text{viruta}} + \epsilon_{\text{polvo}}$$

$$\Rightarrow \epsilon_{\text{total}} = 0,00000001173 + 0,000000002346$$

$$\Rightarrow \epsilon_{\text{polvo}} = 0,0000000119 \text{ Kg/m}^3 \text{ (por cada guillotina circular).}$$

La concentración fue determinada experimentalmente como se detalló anteriormente y cuyo valor obtenido fue de $c_o \approx 98,5 \mu\text{g/m}^3$ para cada guillotina circular.

Utilizando la ecuación 2.4 y reemplazando los datos se tiene:

$$\epsilon = c_o \times Q_{\text{aire.}}$$

$$Q = \epsilon / c_o \cdot F.S$$

$$\Rightarrow Q = 1,19\text{E-}08 / 98,5\text{E-}06 = 0,1207 \cdot 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Rightarrow Q = 0,1810 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (de cada guillotina).}$$

Una vez obtenido el caudal necesario de aire para que las partículas puedan ser transportadas por el ducto, se calcula el diámetro de la tubería utilizando la ecuación 2.6.

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1810}{\pi \cdot 17}} = 0,116 \text{ m} = 4,58 \text{ in}$$

$$\Rightarrow d_{\text{comercial}} \approx 127 \text{ mm. (Ductos a la salida de cada guillotina)}$$

TABLA 3
DIMENSIONES Y MATERIAL DE DUCTOS A SALIDA DE
LAS GUILLOTINAS.

Elemento	Diámetro de ductos (mm)	Longitud (mm)	Material del ducto
salida de guillotina 1	127	2500	conductos flexibles de aluminio
salida de guillotina 2	127	2500	conductos flexibles de aluminio
salida de guillotina 3	127	2500	conductos flexibles de aluminio

Descripción del sistema de tuberías y accesorios.

Una vez que el material particulado sale de la guillotina 1 y 2, se coloca ductos flexibles de 2,5 m de longitud, a la salida estas son conectadas a codos de 45° (Ver Figura 2.8) cada una, para darle la curvatura que se requiere, se conecta un tramo de tubería galvanizada de 3 m de longitud a la salida de los codos, luego estos ductos son empataados a una derivación de tubería como se aprecia en la Figura 2.8, a la salida de la derivación es necesario colocar una reducción cónica como se observa en la Figura 2.8, luego es añadida otro tramo de tubería galvanizada de 5 m de longitud, es necesario la colocación de una derivación de tubería a la salida del tubo para que esta sea conectada al ducto que sale de

la guillotina 3 (Ver figura 2.8), se coloca una reducción cónica a la salida de la derivación ya que es necesario un aumento de diámetro debido al incremento de caudal que pasará por el próximo ducto como se ve la Figura 2.8, a la salida de la reducción es conectado una tubería de 40 m de longitud hasta la turbina de succión, a la salida de la turbina se conecta un pequeño tramo de ducto flexible debido a la vibración que pudiese existir en ella de 3,5 m, luego es colocado un codo de 90° para la desviación del material particulado y por último es empatado un tramo de tubería galvanizada a la salida del codo de 6 m de longitud hasta el separador, donde posteriormente es separado la viruta del polvo como se ve en la figura 2.8.

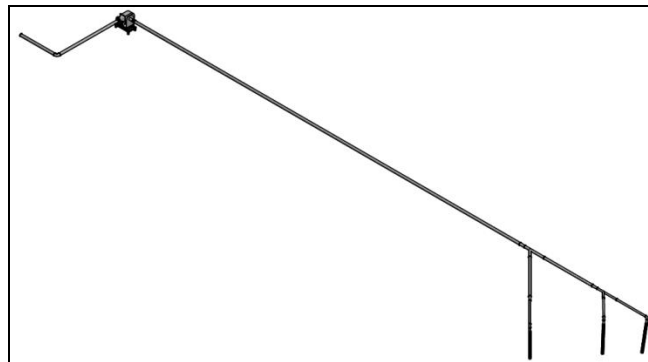


FIGURA N°2.8 DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS.

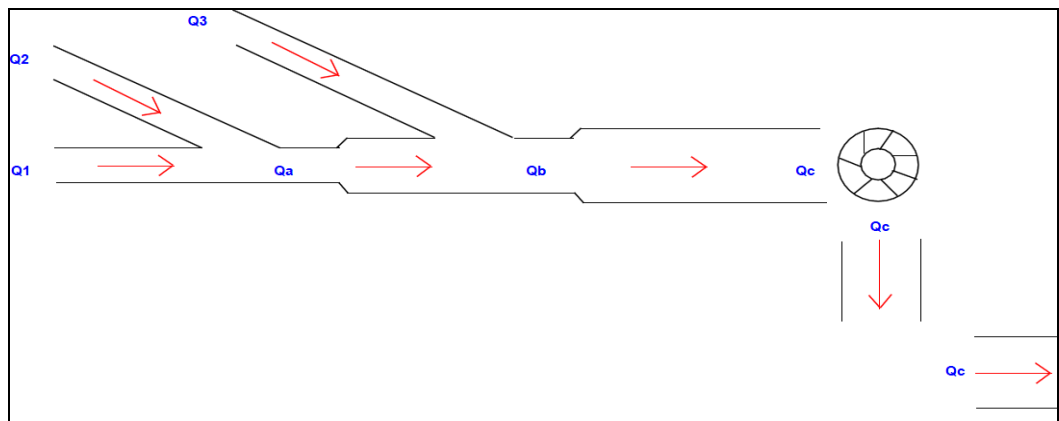


FIGURA N°2.9 ESQUEMA DE LOS DUCTOS.

Los caudales Q_1 , Q_2 , y Q_3 , son los caudales a la salida de cada guillotina y son de igual magnitud, Q_a es la suma de Q_1 y Q_2 , tal y como se muestra en la figura 2.9, Q_b es la suma de Q_a y Q_3 , tal y como se muestra en la figura 2.9, el cual pasa por la turbina y llega hasta el separador donde se separa la viruta del polvo.

Cálculo del diámetro para Q_a .

Para determinar el diámetro necesario para que el fluido sea transportado y no sufra atascamiento, además de asegurarse que no se sedimente, se considerará lo siguiente:

$V = 17 \text{ m/s}$ (velocidad recomendada);

$Q_a = Q_1 + Q_2$;

Utilizando la ecuación 2.6 se tiene:

$$d_a = \sqrt{\frac{4(0,1810+0,1810)}{\pi \cdot 17}} = 6,48 \text{ in}$$

$$d_{a \text{ comercial}} \approx 165 \text{ mm.}$$

Cálculo del diámetro para Q_b .

Para determinar el diámetro necesario para que el fluido sea transportado y no sufra atascamiento, además de asegurarse que no se sedimente, se considerará lo siguiente:

$V = 15 \text{ m/s}$ (velocidad recomendada);

$$Q_b = Q_a + Q_3;$$

Utilizando la ecuación 2.6 se tiene:

$$d_b = \sqrt{\frac{4(0,3620+0,1810)}{\pi \cdot 17}} = 7,9 \text{ in}$$

$$d_{b \text{ comercial}} \approx 201 \text{ mm.}$$

Estos diámetros no son comerciales en el país por lo cual es necesario importar estas tuberías de Colombia, debido a esto se seleccionó diámetros mayores que sí lo son en ese país, por lo cual es necesario recalcular la velocidad, para asegurar que la nueva velocidad sea mayor o igual a la mínima recomendada de 15 m/s para evitar el asentamiento de las partículas en el ducto.

TABLA 4
VELOCIDADES REALES POR LOS DUCTOS.

Caudal	Ø (mm) calculado	Ø (mm) comercial	V recomendada (m/s)	V recalculada (m/s)
Q1	116,3	127	17	15,1
Q2	116,3	127		15,1
Q3	116,3	127		15,1
Qa	165	178		15
Qb	201,4	203,2		16,7

Cálculos de Espesor para las tuberías.

Para calcular el espesor mínimo de las tuberías, se utilizó la ecuación tomada de la norma ASME B31_1_3 del año 2004, la cual permite determinar el espesor mínimo de la tubería en base a la presión interna de vacío a la que es sometida, teniendo en cuenta que esta ecuación es aplicable solamente para la razón entre diámetro/espesor mayor a 6 [16].

$$t_m = \frac{P \cdot D_o}{2 (SE + PY)} + C \quad \text{Ec.2.8}$$

Dónde:

P: presión de diseño [KPa].

D_o: diámetro interior [m].

S: límite de fluencia [KPa].

E: factor de calidad de uniones soldadas longitudinalmente [adimens].

Y: coeficiente según el material del ducto [adimens].

C: factor de desgaste por corrosión [m].

Para determinar la presión, se considera la caída de presión interna a la cual está sometida la tubería, agregándole un 12% como Factor de seguridad para el diseño.

$$P = Sp + 0,12Sp \quad \text{Ec. 2.9}$$

Utilizando la ecuación 2.9 se determina la presión en cada tramo del sistema.

Tramo 1-x:

$$P = 38,34 \text{ mm H}_2\text{O} \times \frac{1 \text{ Pa}}{0,102 \text{ mm H}_2\text{O}} + 0,12 \left(38,34 \text{ mm H}_2\text{O} \times \frac{1 \text{ Pa}}{0,102 \text{ mm H}_2\text{O}} \right)$$

$$P = 375,88 + 45,11 = 0,42 \text{ KPa.}$$

Del mismo modo se determina los valores para los otros tramos, teniendo los siguientes resultados:

TABLA 5

PRESIÓN INTERNA A LO LARGO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

Tramo	Sp (mmH ₂ O)	P (Kpa)
1-x	38,34	0,42098824
2-x	38,34	0,42098824
x-y	29,28	0,32150588
3-y	55,32	0,60743529
y-z	89,75	0,9854902
z-v	23	0,25254902
v-w	31,87	0,3499451

Para la fabricación de tubos de acero con o sin costura se recomienda acero ASTM A 53 grado B [17] por lo cual su límite de fluencia es de 240 Mpa (Ver Apéndice II Figura 10).

El código ASME recomienda un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año, se estima también una vida útil de 10 años, entonces factor C es [16]:

$$C = \frac{0,005 \text{ pulg}}{\text{año}} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{\text{pulg}} \times 10 \text{ años} = 0,001127 \text{ m}$$

Generalmente se recomienda un factor de calidad de uniones soldadas longitudinalmente de 0,85 [16] (tubería soldada por resistencia eléctrica) y un coeficiente de acuerdo al material del ducto (Acero galvanizado) de 0,4 [16].

Calculando el espesor necesario para la tubería en el tramo 1-x utilizando la ecuación 2.8 se tiene:

$$t_m = \frac{P \cdot D_0}{2 (SE + PY)} + C$$

$$t_m = \frac{0,42 \cdot 0,127}{2 (240000 \cdot 0,85 + 0,42 \cdot 0,4)} + 0,001127$$

$$t_m = 0,001127 \text{ m}$$

Del mismo modo es calculado los espesores para los otros tramos teniendo los siguientes resultados:

TABLA 6
ESPEORES MÍNIMOS EN CADA TRAMO DEL SISTEMA.

Tramo	Sp (mmH ₂ O)	P (Kpa)	Sy (Mpa)	c	E	Y	t (mm)
1-x	38,34	0,42098824	240	0,001127	0,85	0,4	1,25799
2-x	38,34	0,42098824	240	0,001127	0,85	0,4	1,25799
x-y	29,28	0,32150588	240	0,001127	0,85	0,4	1,26722
3-y	55,32	0,60743529	240	0,001127	0,85	0,4	1,31597
y-z	89,75	0,9854902	240	0,001127	0,85	0,4	1,61686
z-v	23	0,25254902	240	0,001127	0,85	0,4	1,25262
v-w	31,87	0,3499451	240	0,001127	0,85	0,4	1,30106

En la tabla N° 7 se muestra las especificaciones de cada tramo del sistema:

TABLA 7

ESPECIFICACIONES FÍSICAS DE CADA UNO DE LOS TRAMOS

Tramo	L (mm)	Øint (mm)	Sp (mmH ₂ O)	V (m/s)	Q (m ³ /s)	Øext (mm)
1-x	5500	127	38,34	15,1	0,181	129,25426
2-x	5500	127	38,34	15,1	0,181	129,25426
x-y	5000	178	29,28	15	0,362	180,25428
3-y	5500	127	55,32	15,1	0,181	129,25438
y-z	40000	203	89,75	16,7	0,543	205,25498
z-v	3500	203	23	16,7	0,543	205,25425
v-w	6000	203	31,87	16,7	0,543	205,25435

De acuerdo con los datos obtenidos se puede concluir que la selección de los ductos es correcta, ya que estos tienen un espesor mayor que el calculado (Ver Apéndice II figura 3).

2.4 Selección de Bridas de Sujeción.

La brida consiste en una pletina en forma de disco o con orejetas con algunos agujeros, que es soldada o atornillada en el extremo de la tubería, sirviendo como empalme entre dos tuberías, en algunas ocasiones la brida viene fundida en la tubería.

Tipos de brida.

Brida con Cuello para soldar.- el diámetro interior del tubo es igual al de la brida, la cual proporciona un conducto de sección aproximadamente constante, sus características físicas la hace apta en sectores de tuberías sometidas a esfuerzo de flexión, se recomienda su uso para trabajos severos donde exista presiones elevadas [18].

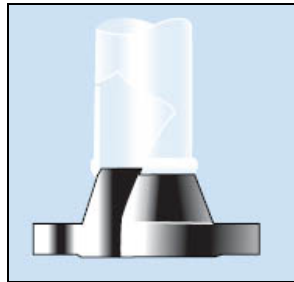


FIGURA N°2.10. BRIDA CON CUELLO PARA SOLDAR [18].

Bridas Deslizantes.- el ducto se une a ella por medio de cordones de soldadura interna y externamente, su montaje es simple en comparación con la anterior, se recomienda para condiciones de trabajo menos exigentes, su costo es menor que el de la brida con cuello [18].

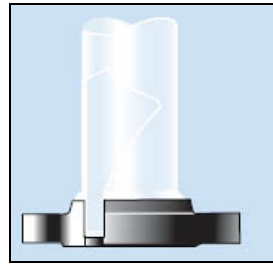


FIGURA N°2.11. BRIDA DESLIZANTE [18].

Bridas Ciegas.- son utilizadas para cerrar extremos de tubería, válvulas, se recomienda su utilización en situaciones donde la temperatura sea un factor de trabajo o actúen esfuerzos cíclicos [18].

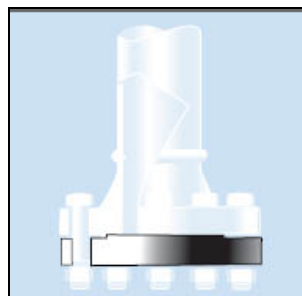


FIGURA N°2.12. BRIDA CIEGA [18].

Bridas con Asiento para Soldar.- se recomienda su utilización para tuberías de dimensiones pequeñas que conduzcan fluidos a altas presiones, la fijación del tubo a la brida se lo realiza mediante cordones de soldadura alrededor. Frecuentemente se utiliza este tipo de bridas en tuberías destinadas en procesos químicos [18].

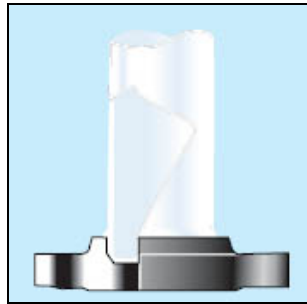


Figura N°2.13. Brida con Asentamiento para Soldar [18].

Bridas Roscadas.- como su nombre lo indica, la fijación al tubo es por medio de rosca, se recomienda su utilización en tuberías donde existan presiones elevadas y temperatura ambiente, su montaje es fácil y rápido [18].

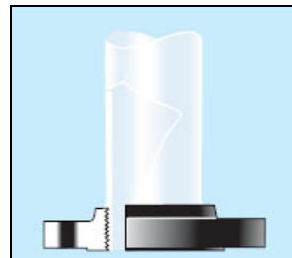


FIGURA N°2.14. BRIDA ROSCADA [18].

Bridas para Junta con Solapa.- son destinadas a usos muy particulares, se colocan en tuberías de aceros comunes o especiales que necesitan ser desmontados con frecuencia para inspección o limpieza, no se aconseja en situaciones donde existan esfuerzos de flexión [18].

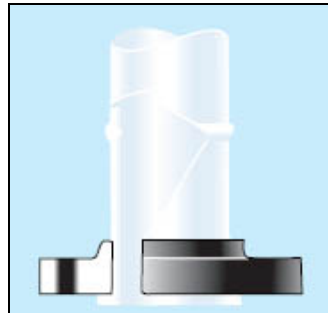


FIGURA N°2.15. BRIDA PARA JUNTA CON SOLAPA [18].

Bridas de Orificio.- son utilizadas en líneas donde existan instrumentos de medición, este sistema tiene una desventaja, ya que cuando se deteriora la rosca se inutiliza la brida [18].

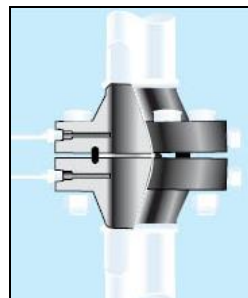


FIGURA N°2.16. BRIDA DE ORIFICIO [18].

Una vez analizado las características y recomendaciones de cada una de las bridas se puede seleccionar: para junta con solapas o roscadas, pero para diámetros mayores a 4 pulgadas se recomienda no usar bridas roscadas [21].

Las especificaciones técnicas para las bridas se detallan en el Apéndice II figuras 9 y 10.

Se tiene una red de tuberías de longitud 60 m, cada tubo tiene 6 m, por lo cual son necesarias 5 bridas para unir todos los tramos de la red.

2.5 Riesgos de Atascos en Tramos Rectos y Curvos.

En el cálculo de las dimensiones de las tuberías y selección de los accesorios, se lo realizó con un caudal mayor al necesario con un factor de seguridad de 1.5, lo que asegura una reducción aproximada del 99% de riesgos de atascamiento, esto se denomina “criterio conservador” lo cual es válido para el diseño.

2.6 Riesgos de Implosión.

El concepto de implosión es contrario al de explosión, se lo puede definir como una rotura molecular de afuera hacia dentro, por ejemplo en tuberías se produce implosión, cuando la presión interna en el ducto es menor a la presión externa.

De acuerdo con la tabla 6 las presiones máximas y mínimas en todo el ducto son 89,75 mm H₂O y 23 mm H₂O, convirtiendo dichas presiones a Pascales utilizando la siguiente conversión:

$$1 \text{ mm H}_2\text{O} \approx 9,806 \text{ Pa}[19].$$

Entonces se tiene que:

$$89,75 \text{ mm H}_2\text{O} \times \frac{9,806 \text{ Pa}}{1 \text{ mm H}_2\text{O}} = 880,1 \text{ Pa}.$$

$$23 \text{ mm H}_2\text{O} \times \frac{9,806 \text{ Pa}}{1 \text{ mm H}_2\text{O}} = 225,55 \text{ Pa}.$$

Se sabe que la presión atmosférica es igual a 101,23 Pa, por lo cual se determina que la presión interna es mayor a la externa y se pudo concluir que no existen riesgos de implosión en la tubería.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE TURBINA DE EXTRACCIÓN.

En esta sección se describirá el diseño de la turbina y selección de sus componentes tales como rodamientos, poleas, bandas, chaveteros entre otros, destinadas a la extracción de material particulado, tomando en cuenta ciertas consideraciones y especificaciones en base al requerimiento establecido para su correcto diseño y óptimo funcionamiento.

3.1 Consideraciones y Especificaciones Técnicas de Diseño.

Para el correcto diseño y selección de la turbina y componentes se tendrá las siguientes consideraciones:

- El sistema de extracción de viruta será instalado en la ciudad de Guayaquil.
- El sistema de extracción trabajará las 24 horas al día.

- La temperatura a la cual va a estar sometida el sistema es de $T_{\text{Trabajo}} = T_{\text{ambiente}} = 27^{\circ}\text{C}$.
- Para determinar la potencia necesaria para la turbina se tendrá en cuenta: caudales, velocidades, presiones internas y pérdidas por accesorios en el sistema.

Usando la ecuación de Energía se determinará la potencia requerida en la turbina, con ello se seleccionará los componentes adecuados que cumplan con el requerimiento dado, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas de cada uno de ellos.

3.2 Cálculo de Caudales y Velocidad.

Los caudales y velocidades a lo largo del sistema de tuberías fueron determinados y calculados en el capítulo II de este proyecto (Ver Tabla 3).

3.3 Selección del Impulsor Ventilador.

Un ventilador es una máquina rotativa cuyo objetivo es poner en movimiento ya sea aire o un gas, el cual transmite energía al flujo, generando la presión necesaria para tener un flujo continuo de aire o gas [16].

Los ventiladores más comunes según la dirección del flujo se clasifican en:

- Ventiladores Centrífugos.
- Ventiladores Axiales.

Ventiladores Centrífugos.- son aquellos que constan de una voluta, rodete y un sistema de accionamiento, en el cual el rodete atrae el aire conduciéndolo hacia la periferia y lo impulsa siguiendo el movimiento en espiral canalizado por la voluta [16].

Los ventiladores centrífugos se clasifican en [16]:

- ***Ventiladores con álabes curvados hacia adelante.-*** conocidos también como de jaula de ardilla, sus aspas son pequeñas y curvadas hacia adelante en el mismo sentido que la dirección de giro, giran a velocidades bajas, son usadas a menudo para mover volúmenes bajos a medios a baja presión, debido a que sus aspas son cóncavas el material particulado suele quedar atrapadas en ellas, por lo cual se recomienda su uso en situaciones donde el aire sea muy limpio [16].

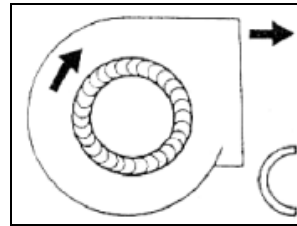


FIGURA 3.1 VENTILADOR CON ÁLABES CURVOS HACIA ADELANTE [16].

- **Ventiladores con álabes rectos.-** sus hélices son perpendiculares a su sentido de giro, giran una velocidad moderada para remover ciertas cantidades de aire, son muy usadas en las industrias ya que sus aplicaciones van desde mover aire limpio hasta la transportación de polvo, pueden ser fabricadas con aleaciones resistentes a la abrasión [16].

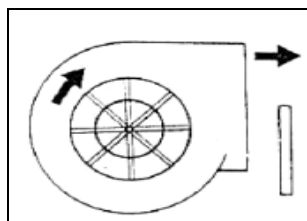


FIGURA 3.2 VENTILADOR CON ÁLABES RECTOS [16].

- **Ventiladores con álabes curvados hacia atrás.-** poseen un rodete con los álabes inclinados en sentido contrario al de rotación, giran a una velocidad mayor que los anteriores,

además de tener una mejor eficiencia que los anteriormente mostrados y consumen menos energía.

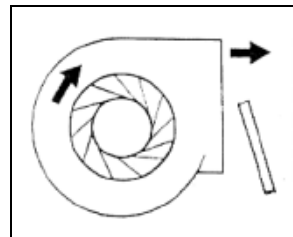


FIGURA 3.3 VENTILADOR CON ÁLABES CURVADOS HACIA ATRÁS [16].

Ventiladores Axiales.- son usados para grandes caudales de aire a baja presión, constan de un rotor y dos o más paletas, soldado a un eje propulsor movido por un motor que impulsa aire en una trayectoria recta [16].

Los ventiladores axiales se clasifican en [16]:

- Helicoidales.
- Tubulares.
- Turbo axiales.

Una vez conocido los diferentes tipos de ventiladores existentes y sus usos, se selecciona un ventilador centrífugo de aspas radiales debido a las recomendaciones anteriormente expuestas, además

que sus aspas radiales reducen la posible acumulación de material particulado.

3.4 Diseño de la Cámara de Extracción.

La cámara de extracción consta de:

- Turbina de extracción junto a su motor impulsor.
- Ductos (seleccionados en el capítulo II).
- Base donde esta soportada la turbina.
- Amortiguadores.

La turbina y sus especificaciones serán determinadas en la sección 3.5 de este capítulo, al igual que el motor.

Diseño estructural de la Base de Soporte de la Turbina.

Para diseñar esta base se tendrá en cuenta las cargas a las que va a estar sometida dicha base, las únicas cargas van a ser el propio peso del ventilador y el peso del motor impulsor el cual es de 465,5 N (Catálogo de SODECA) + 2577,4 N, como se observa en la tabla 8.

TABLA 8
PARÁMETROS DE DISEÑO

Parámetros de diseño		
Q(N)	A(m ²)	p(Pa)
3042,9	0,76	4003,8

Tabla N°8

Dónde:

Q: es la carga nominal que va a soportar las vigas en N.

A: es el área de la base de la turbina en m².

p: esfuerzo debido al peso de la turbina en Pa.

Las vigas serán consideradas, cada una por separado, como vigas continuas simplemente apoyadas, soportando la carga distribuida correspondiente a la mitad de su área adyacente, por lo cual se tiene que:

$$\Rightarrow Av = L \cdot b = A. \quad [13] \qquad \text{Ecu. 3.1}$$

$$q_L = 0,5 \cdot p \cdot Av / L. \quad [13] \qquad \text{Ecu. 3.2}$$

$$q_b = 0,5 \cdot p \cdot Av / b. \quad [13] \qquad \text{Ecu. 3.3}$$

Dónde:

Av: longitud de la viga multiplicada por la distancia entre ellas en m².

q_L : carga uniformemente distribuida debido al peso de la turbina en la viga de longitud L en N/m.

q_b : carga uniformemente distribuida debido al peso de la turbina en la viga de longitud b en N/m.

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.1 y 3.2 se tiene los resultados mostrados en la tabla 9:

TABLA 9
CARGA UNIFORME DISTRIBUIDA

$A_v(m^2)$	$q_L(N/m)$
0,76	1601,52

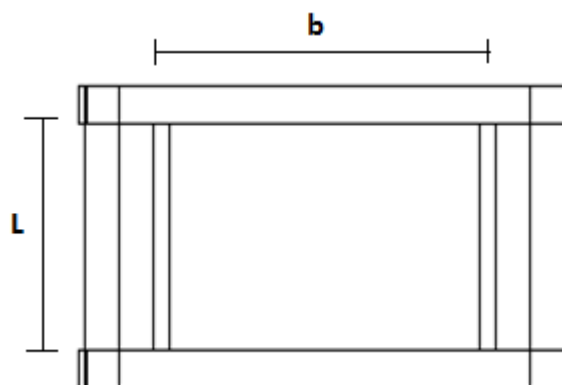


FIGURA 3.4 VISTA SUPERIOR DEL SOPORTE.

Entonces para la viga de longitud $L = 0,95$ m se tiene:

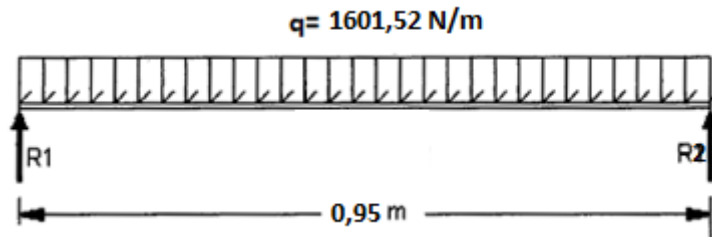


FIGURA 3.5 CARGA DISTRIBUIDA SOBRE VIGA DE LONGITUD L.



FIGURA 3.6 DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES SOBRE LA VIGA.



FIGURA 3.7 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR SOBRE LA VIGA.

De acuerdo a lo aprendido a lo largo de la carrera se determina las fuerzas cortantes y el momento máximo flector.

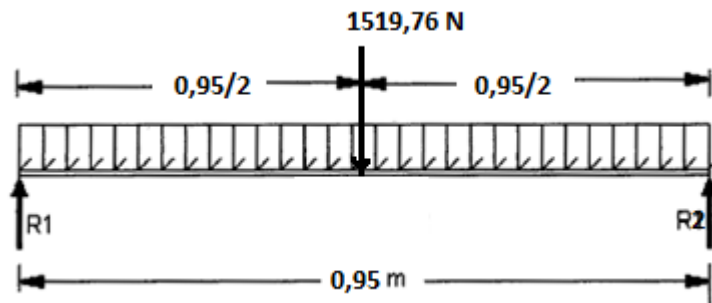


FIGURA 3.8 DIAGRAMA DE CARGAS SOBRE LA VIGA.

Primero se establece la fuerza concentrada en la viga, la cual es de 1519,98 N, luego mediante la ecuación de momentos se determina R1 y R2.

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(1519,98 * 0,48) - (R2 * 0,95) = 0$$

$$\Rightarrow R2 = 759,99 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - 155,1 + R2 = 0$$

$$\Rightarrow R1 = 1519,98 - 759,99 = 759,99 \text{ N}$$

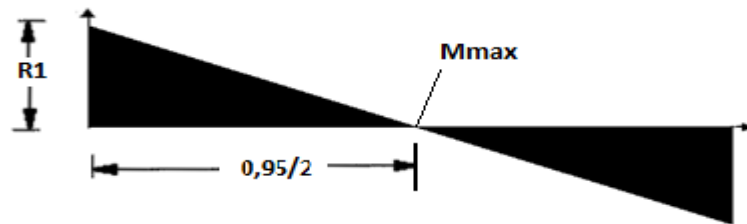


FIGURA 3.9 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES SOBRE LA VIGA.

Se sabe que el momento máximo se lo puede determinar mediante el método de áreas, por lo cual se tiene:

$$1\text{Kgf} = 9,8\text{N} \text{ [11]}$$

$$M_{\text{max.}} = \frac{R1 \cdot (0,95/2)}{2}$$

$$M_{\text{max.}} = \frac{(77,55 \cdot 9,8) \cdot (0,95/2)}{2} = 180,5 \text{ N-m.}$$

Para seleccionar la viga ideal para soportar la carga se lo realiza de la siguiente ecuación [25]:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ecu.3.4}$$

Dónde:

F.S: Factor de seguridad.

S_y : Esfuerzo de Fluencia del material en Pa.

σ : Esfuerzo debido a la carga en Pa.

A demás se sabe que:

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M}{\frac{I}{C}} = \frac{M}{Z} \quad \text{Ecu. 3.5}$$

Dónde:

M: Momento máximo flector sobre la viga en N-m.

Z: Módulo resistente del material en m^3 .

Reemplazando la ecuación 3.5 en la 3.4 se tiene:

$$F.S = \frac{S_y Z}{M};$$

Despejando Z se tiene:

$$Z = \frac{F.S * M}{S_y} \quad \text{Ecu. 3.6}$$

Entonces reemplazado valores en la ecuación 3.6 se tiene un módulo de resistencia de:

$$Z = \frac{1,5 * 180,5}{250000000} = 1,083E-06 \text{ m}^3 = 1,08 \text{ cm}^3$$

Se selecciona una viga IPE-80 cuyas especificaciones se muestran en el Apéndice III, Figura N°4.

Viga de longitud b.

La viga de longitud b, se puede observar que no está soportando ninguna carga, debido a que ésta descansa sobre el ángulo (Ver Figura 3.4), el cual es el que soporta toda la carga.

Entonces la viga de longitud b, es considerada como una viga de unión para formar el cuadrante de descanso de la turbina.

Perfiles.

Los perfiles van a estar sometidos a las mismas cargas que soportan las vigas.

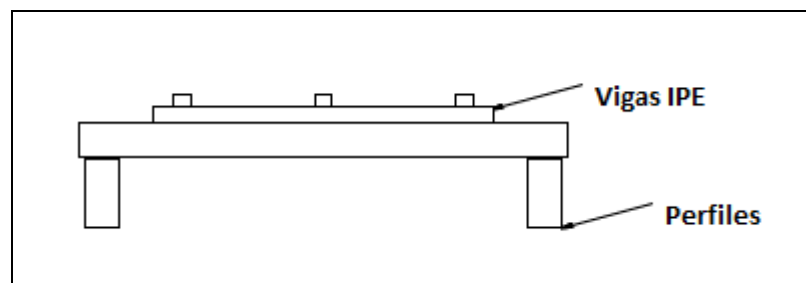


FIGURA 3.10 PERFILES.

Debido a esto se tiene el siguiente diagrama de cargas:

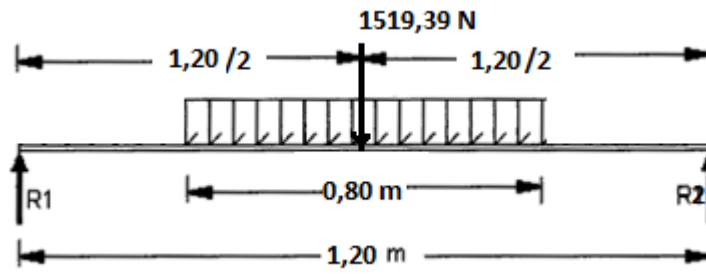


FIGURA 3.11 DIAGRAMA DE CARGAS SOBRE LOS PERFILES.

Calculando las reacciones se tiene:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(1519,39 * 0,60) - (R2 * 1,20) = 0$$

$$\Rightarrow R2 = 759,69 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - 1519,39 + R2 = 0$$

$$\Rightarrow R1 = 1519,39 - 759,69 = 759,69 \text{ N}$$

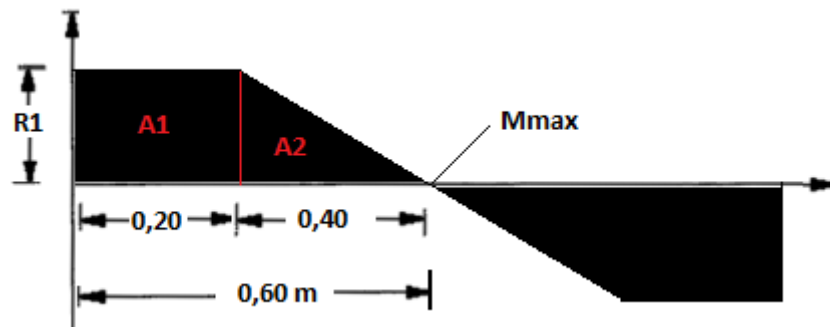


FIGURA 3.12 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES SOBRE LOS PERFILES.

Al igual que en las vigas, el momento se lo determina:

$$1\text{Kgf} = 9,8\text{N} [11]$$

$$M_{\max.} = (R1 \cdot 0,20) + \frac{R1 \cdot (0,40)}{2}$$

$$M_{\max.} = (77,52 \cdot 9,8 \cdot 0,20) + \frac{(77,52 \cdot 9,8) \cdot (0,40)}{2} = 303,87 \text{ N-m.}$$

Una vez determinado el momento máximo, se reemplaza valores en la ecuación 3.6:

$$Z = \frac{1,5 \cdot 303,87}{250000000} = 1,82 \text{ cm}^3$$

Se selecciona Ángulos L doblados, cuyas especificaciones están dadas en el Apéndice III, Figura N°5.

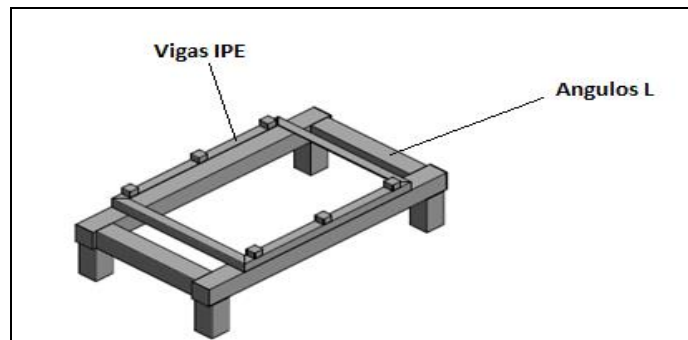


FIGURA 3.13 ESTRUCTURA DE DESCANSO DE LA TURBINA.

Diseño de la soldadura en las vigas.

El diseño de la soldadura se basa en el cálculo de la garganta de la soldadura para cada aplicación, en este caso para la estructura. Se está empleando vigas IPE-80 con una sección de 80 mm de longitud y de 3,8 mm de espesor (Ver Apéndice III, Figura N°4).

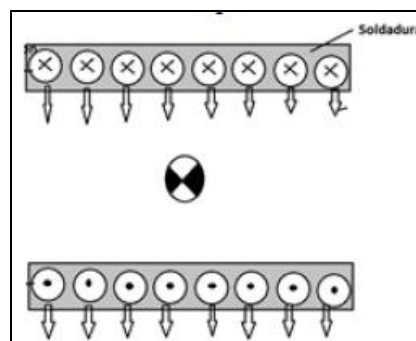


FIGURA 3.14 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA SOLDADURA.

El esfuerzo cortante en la soldadura se lo determina usando la siguiente ecuación [25]:

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{V}{0,707 h l} \quad \text{Ecu. 3.7}$$

Dónde:

V: fuerza cortante producida en el extremo de la viga en N.

A_G: área de la garganta

h: altura de la soldadura en m.

l: longitud de la soldadura en m.

$$\tau'_{max} = \frac{V_{max}}{0,707 h l} = \frac{759,8N}{0,707 h(0,080m)} = \frac{13433,5}{h} \text{ N /m}^2$$

Para determinar el esfuerzo de flexión en la soldadura se tiene [25]:

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{MC}{0,707 h I_u} \quad \text{Ecu. 3.8}$$

Para este tipo de uniones se tiene que [15]:

$$I_u = \frac{b \cdot d^2}{2} \quad \text{Ecu. 3.9}$$

Dónde:

M: momento flector aplicado a la soldadura en N-m.

C: es la longitud del centro de gravedad de la soldadura en general hasta los esfuerzos de flexión en m.

I : momento de inercia de la soldadura en m^4

h : altura de la soldadura en m.

I_u : momento de inercia unitaria de la soldadura independiente de la altura en m^3 .

b : ancho de la soldadura en m.

d : distancia perpendicular entre cordones de soldadura en m.

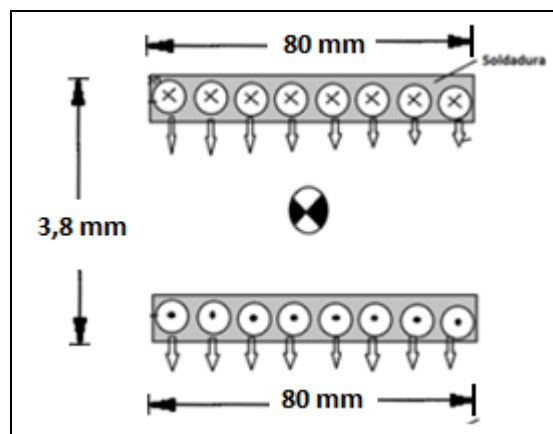


FIGURA 3.15 DIMENSIONAMIENTO DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN LA VIGA.

Reemplazando valores en la ecuación 3.9 se tiene:

$$I_u = \frac{0,080 * 0,0038^2}{2} = 5,77 \text{ E-07 } m^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 h (5,77 \text{ E-07}) = 4,08 \text{ E-07 } h m^4 \quad [25].$$

La distancia al centro de gravedad "C" es [25]:

$$0,0038/2 = 0,0019 \text{ m.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.8 se tiene:

$$\tau'' = \frac{180,5 \cdot 0,0019}{4,08 \cdot 10^{-7} \cdot h} = \frac{840563,7}{h} \text{ N/m}^2$$

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad [15]. \quad \text{Ecu. 3.10}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10 se tiene:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{13433,5}{h}\right)^2 + \left(\frac{840563,7}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{840671,03}{h}$$

Se sabe también que [25]:

$$F.S = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ecu.3.11}$$

Dónde:

F.S: Factor de seguridad.

S_{sy} : Resistencia al cortante de la soldadura en Pa $S_{sy} = 0,5 S_y$ [15].

T : Esfuerzo Cortante debido a la carga en Pa.

Se recomienda un F.S alto en la soldadura para asegurarnos de que no falle, por tal razón se recomienda un F.S = 6, además se utilizará un electrodo E60-11 cuya resistencia es de 60000Psi = 413685437.4Pa.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$6 = \frac{413,6 \text{ E}06 * 0,5}{\frac{840671,03}{h}}$$

$$\Rightarrow h_{\text{ soldadura en vigas.}} = 4\text{mm.}$$

Diseño de la soldadura en los Ángulos.

Del mismo modo que en las vigas, se procede a determinar la altura de los cordones de soldadura en los ángulos.

Las dimensiones de los ángulos seleccionados son de 50 mm de largo, 50 mm de ancho y 3 mm de espesor (Ver Apéndice III, Figura N°5).

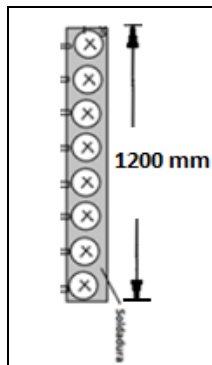


FIGURA 3.16 DIMENSIONAMIENTO DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN LOS ÁNGULOS.

El esfuerzo cortante en la soldadura se lo determina usando la ecuación 3.7.

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{V}{0,707 h l}$$

$$\tau'_{max} = \frac{V_{max}}{0,707 h l} = \frac{759,7N}{0,707 h(1,20m)} = \frac{895,5}{h} N /m^2$$

Aplicando la ecuación 3.8, se determina el esfuerzo de flexión en la soldadura.

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{MC}{0,707 h I_u}$$

Para determinar la Inercia unitaria, se utiliza la ecuación mostrada en la figura 6, Apéndice III.

$$I_u = \frac{1,20^3}{12} = 0,144 \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 \text{ h } I_u = 0,707 \text{ h } (0,144) = 0,1018 \text{ h m}^4$$

La distancia al centro de gravedad "C" es:

$$1,20/2 = 0,6 \text{ m.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.8 se tiene:

$$\tau'' = \frac{303,87 * 0,6}{0,1018 * h} = \frac{1790,98}{h} \text{ N/m}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10 se tiene:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{895,5}{h}\right)^2 + \left(\frac{1790,98}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{2002,4}{h}$$

Se recomienda un F.S alto en la soldadura para asegurar de que no falle, por tal razón se recomienda un F.S = 6, además se utilizará un electrodo E60-11 cuya resistencia es de 60000Psi = 413685437.4Pa.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$6 = \frac{413,6 \text{ E}06 * 0,5}{\frac{2002,4}{h}}$$

$$\Rightarrow h \text{ soldadura en vigas.} = 0,58 \text{ mm.}$$

Diseño de la soldadura al unir Vigas sobre los Ángulos.

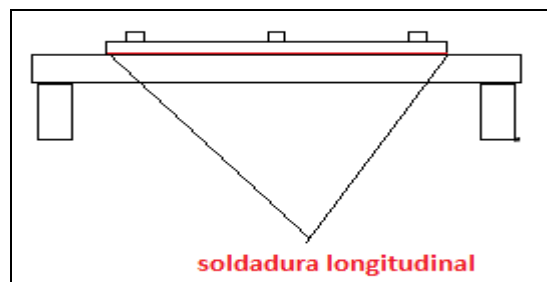


FIGURA 3.17 VISTA LATERAL DE LA SOLDADURA EN EL MONTAJE.

Del mismo modo que en los procedimientos anteriores, se procede a determinar la altura de los cordones de soldadura.

Como el lado $b= 0,80\text{m}$ de la viga IPE es el que va a descansar sobre los ángulos (Ver Figuras 3.4 y 3.12) Las dimensiones serán:

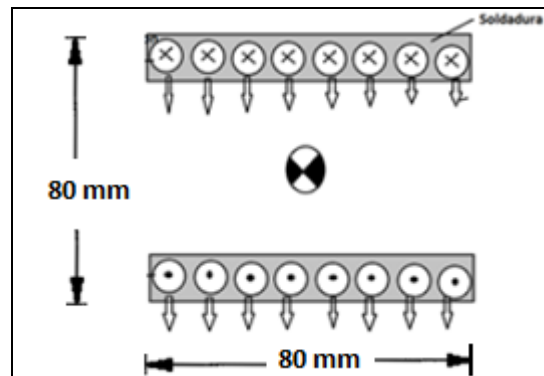


FIGURA 3.18 DIMENSIONAMIENTO DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN EL MONTAJE.

El esfuerzo cortante en la soldadura se lo determina usando la ecuación 3.7.

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{V}{0,707 h l}$$

$$\tau'_{max} = \frac{V_{max}}{0,707 h l} = \frac{759,7\text{N}}{0,707 h(0,8\text{m})} = \frac{1343,2}{h} \text{ N/m}^2$$

Aplicando la ecuación 3.8, se determina el esfuerzo de flexión en la soldadura.

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{MC}{0,707 h I_u}$$

Para determinar la Inercia unitaria, se lo realiza tal como indica la figura N°6 en el apéndice III.

$$I_u = \frac{0,8 \times 0,8^2}{2} = 0,256 \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 h (0,256) = 0,181 h \text{ m}^4$$

La distancia al centro de gravedad "C" es:

$$0,8/2 = 0,4 \text{ m.}$$

Para determinar el esfuerzo cortante en el montaje se tiene dos momentos, el momento flector sobre la viga y el momento flector sobre el ángulo, se sabe que se debe diseñar siempre con el más crítico, es decir, el mayor por lo cual se diseña con el momento sobre el ángulo. Reemplazando los valores en la ecuación 3.8 se tiene:

$$\tau'' = \frac{303,87 \times 0,4}{0,181 \times h} = \frac{671,5}{h} \text{ N/m}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10 se tiene:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{1343,2}{h}\right)^2 + \left(\frac{671,5}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{1501,7}{h}$$

Se recomienda un F.S alto en la soldadura para asegurar de que no falle, por tal razón se recomienda un F.S = 6, además se utilizará un electrodo E60-11 cuya resistencia es de 60000Psi = 413685437.4Pa.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$6 = \frac{413,6 E06 * 0,5}{\frac{1501,7}{h}}$$

$$\Rightarrow h \text{ soldadura en vigas.} = 0,44 \text{ mm.}$$

Al determinar todas las alturas en los cordones de soldadura, tanto para las vigas, ángulos y en el montaje se puede establecer que para las vigas la altura del cordón será de 4mm, para los ángulos y montaje también será de 2mm ya que los valores calculados son

muy pequeños, con dichos valores se asegura que la estructura no falle por flexión.

3.5 Cálculo y Selección de la Potencia Requerida.

En el capítulo II de este proyecto fueron determinados las presiones internas, caudales y pérdidas en el sistema, aplicando la ecuación de energía para un flujo entre dos superficies [21] se tiene:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) + h_f + \sum h_m - h_t \quad \text{Ecu. 3.1}$$

Dónde:

P_1 : Presión manométrica en el punto 1 [Pa].

ρ : Densidad del aire [Kg/m³].

g : Gravedad [m²/s].

V_1^2 : Velocidad en el punto 1 [m/s].

Z_1 : Distancia desde el punto de referencia hasta el punto 1 [m].

P_2 : Presión manométrica en el punto 2 [Pa].

V_2^2 : Velocidad en el punto 2 [m/s].

Z_2 : Distancia desde el punto de referencia hasta el punto 2 [m].

h_f : Pérdida de carga en el sistema [m].

$\sum h_m$: Pérdida debido a los accesorios en el sistema [m].

h_t : Potencia de la turbina [m].

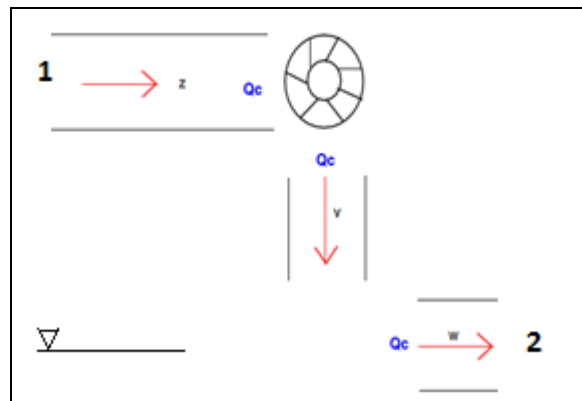


FIGURA 3.19 SUCCIÓN DE TURBINA EN EL SISTEMA (VISTA SUPERIOR).

La distancia entre los puntos 1 y 2 es de 0 m, ya que desde una perspectiva frontal ambos puntos están al mismo nivel, la longitud de análisis del sistema de ductos es de 49,5 m, en el tramo a analizar se tiene como accesorio 1 codo de 90°.

Se analiza solo este tramo (Ver figura N° 3.19) para el cálculo de pérdidas de carga, debido a que aquí es donde se encuentra el mayor diámetro de tubería el cual es de 203 mm (Ver Tabla N° 1).

Además se sabe que la presión en el punto 1 es de 89,75 mm H₂O y en el tramo 2 es de 31,87 mm H₂O (Ver Tabla N° 1).

Como la sección analizada es de un mismo diámetro $d_1 = d_2$ y un mismo caudal entonces

$$Q_1 = Q_2$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2$$

$$V_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 = V_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2$$

$$\Rightarrow V_1 = V_2.$$

La ecuación 2.3 puede ser escrita también como [21]:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) + \frac{v^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum k \right) - h_t \quad \text{Ecu 3.2}$$

Dónde:

V: Velocidad media asociada al caudal [m/s].

f : Factor de fricción para conductos de paredes lisa, obtenido del Diagrama de Moody [21].

L: Longitud total del sistema [m].

d: Diámetro del la tubería [m].

k: Coeficientes de pérdida en accesorios.

La velocidad media del fluido que pasa por los puntos 1-2 es 16,74 m/s (Ver Tabla N° 4).

En la tabla N°10 se detalla los accesorios y sus respectivos coeficientes de pérdidas (Ver Apéndice II):

TABLA 10
TIPOS Y CANTIDADES DE ACCESORIOS EN EL SISTEMA

Pérdidas	Cantidad	K	total
Codo 90°	1	0,28	0,28

Se elije un valor recomendado de rugosidad para conductos comerciales de $\epsilon_{\text{comercial, nuevo}} = 0,046 \text{ mm}$ [21].

Se calcula el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación:

$$Re_d = \frac{V\rho d}{\mu} \quad \text{Ecu 3.3}$$

Dónde:

V: velocidad del fluido en m/s.

ρ : densidad del fluido en Kg/m³.

d: diámetro del conducto en m.

μ : viscosidad dinámica del fluido.

Reemplazando valores en la ecuación 3.3 se tiene:

$$Re_d = \frac{16,7 * 1,204 * 0,203}{1,80E-05} = 226760,022 = 2,2 \times 10^5$$

Con rugosidad relativa = ϵ (mm)/d (mm) = 0,046/203 = 0,00023, el diagrama de Moody (Ver Apéndice III Figura N°1) da como resultado un factor de fricción de $f \approx 0,017$.

Cabe recalcar que se debe tener muy en cuenta las densidades del fluido ya que las presiones son muy diferentes entre sí y a su vez a la atmosférica, por lo cual se determino lo siguiente [22]:

$$P = 985,5 \text{ Pa} \Rightarrow \rho_{\text{aire}} \approx 0,0175 \text{ Kg/m}^3 ;$$

$$P = 349,9 \text{ Pa} \Rightarrow \rho_{\text{aire}} \approx 0,004 \text{ Kg/m}^3$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.2 se tiene:

$$\frac{985,5}{0,01754 * 9,8} + 0 + 0 = \left(\frac{349,9}{0,004 * 9,8} + 0 + 0 \right) + \frac{16,7^2}{2 * 9,8} \left(\frac{0,017 * 49,5}{0,203} + 0,28 \right) - h_t$$

$$\Rightarrow h_t = 3243,8 \text{ m} \approx 10639,79 \text{ ft.}$$

Entonces la potencia que transmite las aspas al fluido se la determinará con la siguiente ecuación [21]:

$$P_{\text{Hidráulica}} = \rho g Q h_t. \quad \text{Ecu3.4}$$

Dónde:

P: potencia hidráulica de la turbina en ft*lb/s.

ρ : densidad del aire en slug/s*ft³ = 2,33 E-03 [21].

g: gravedad en ft²/s.

Q: caudal del fluido en ft³/s.

h_t : en ft.

Reemplazando valores en la ecuación 3.4 se tiene:

$$P = 0,00233 * 32,2 * 19,16 * 10639,79.$$

$$P = 15294,67 \text{ ft*lb/s.}$$

Se utiliza el siguiente factor de conversión de unidades [21]:

$$1 \text{ hp} = 550 \text{ ft*lb/s}$$

Entonces se tiene que la potencia hidráulica es de:

$$P = 15294,67 \text{ ft*lb/s} * (1 \text{ hp} / 550 \text{ ft*lb/s})$$

$$P = 27,8 \text{ hp.}$$

Asumiendo una eficiencia de 85% de la turbina, entonces la potencia de freno (potencia necesaria en el eje para que gire las aspas) será calculada mediante la siguiente ecuación [21]:

$$\eta = P_{\text{Hidráulica}} / P_{\text{Freno}} \quad \text{Ecu3.5}$$

Dónde:

η : eficiencia de la turbina.

$P_{\text{Hidráulica}}$: potencia hidráulica de la turbina en hp

P_{Freno} : potencia de freno en hp.

Reemplazando valores en la ecuación 3.5 se tiene:

$$P_{\text{Freno}} = P_{\text{Hidráulica}} / \eta$$

$$P_{\text{Freno}} = 27,8 / 0,85 = 32,7 \text{ hp.}$$

Para calcular la potencia necesaria del motor eléctrico se tiene [21]:

$$\eta = P_{\text{Freno}} / P_{\text{Eléctrica}}. \quad \text{Ecu3.5}$$

Dónde:

η : eficiencia del motor eléctrico.

P_{Freno} : potencia de freno en hp.

$P_{\text{Eléctrica}}$: potencia eléctrica del motor en hp

Asumiendo una eficiencia de 70% para el motor, se reemplaza los valores en la ecuación 3.5 y se tiene:

$$P_{\text{Eléctrica}} = P_{\text{Freno}} / \eta$$

$$P_{\text{Eléctrica}} = 32,7 / 0,7 = 46,7 \text{ hp.}$$

Bajo estas condiciones de diseño se selecciona un motor tipo GP10 de 50 hp (Ver Apéndice III, Figura N° 3), ya que es el ideal para trabajo bajo las condiciones requeridas en este proyecto.

3.6 Diseño del árbol para la transmisión del impulsor.

El árbol transmisor está prisionero entre dos chumaceras, y a su vez acoplado a una polea la cual está unida mediante una banda de transmisión a otra polea que esta acoplada al eje del motor eléctrico, como se observa en la Figura N° 3.20.

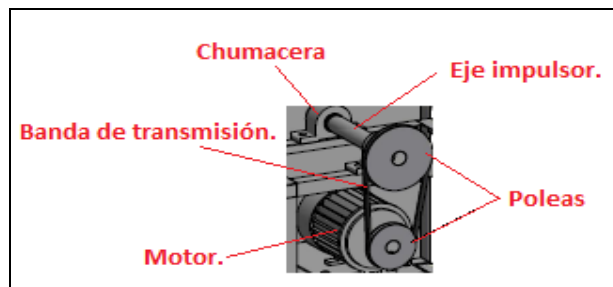


FIGURA 3.20 EQUIPO TRACTOR DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN.

Para el diseño del eje se debe realizarlo para flexión (debido a la carga de las hélices del ventilador) y para cortante (debido al torsor proporcionado por el motor).

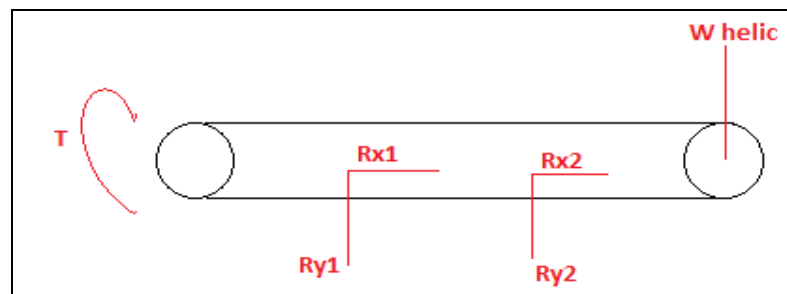


FIGURA 3.21 CARGAS SOBRE EL EJE.

De acuerdo con la figura 3.21 se tiene que: $Ry1$ y $Rx1$ son las reacciones en la chumacera 1, $Ry2$ y $Rx2$ son las reacciones en la chumacera 2, W_{helic} es el peso propio de las hélices el cual se estima un 60% del peso total del ventilador (cuyo peso total es de 47,5 Kgf).

Para estimar el torque en el eje se lo realiza de la siguiente manera:

$$\frac{P_{motor}}{\omega_{motor}} = \frac{P_{eje}}{\omega_{eje}} \quad Ecu.3.6$$

Dónde:

P_{motor} : Potencia del motor eléctrico en hp.

P_{eje} : Potencia de freno en hp (calculado en la sección 3.5).

ω_{motor} : Velocidad angular del motor en rpm.

ω_{eje} : Velocidad angular del eje en rpm.

Usando la ecuación 3.6 se tiene:

$$\frac{50}{3600} = \frac{32,7}{\omega_{eje}}$$

$$\Rightarrow \omega_{eje} = 2354,4 \text{ rpm}$$

El torque en el eje es:

$$P_{eje} = T_{eje} \times \omega_{eje} \quad Ecu.3.7$$

Dónde:

P_{eje} : Potencia de freno en watt (calculado en la sección 3.5).

T_{eje} : Torque en el eje en N-m.

ω_{eje} : Velocidad angular del eje en rad/s.

De la ecuación 3.7 se tiene:

$$T_{eje} = \frac{P_{eje}}{\omega_{eje}}$$

$$\Rightarrow T_{eje} = \frac{24384,4 \text{ watt}}{246,5 \text{ rad/s}} = 98,9 \text{ N-m}$$

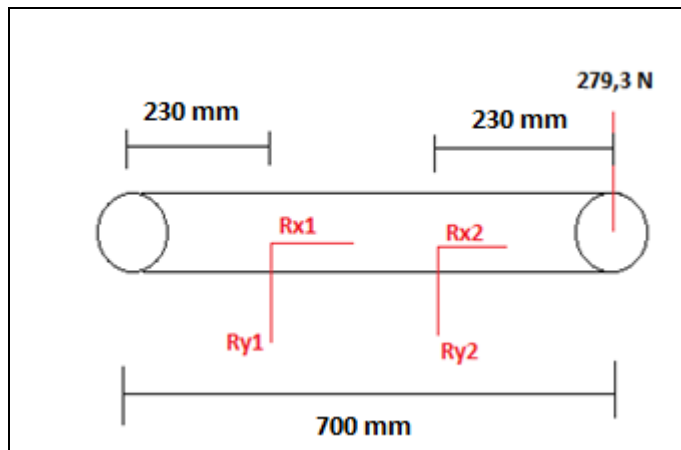


FIGURA 3.22 CARGAS DE FLEXIÓN SOBRE EL EJE.

Se calcula las fuerzas en el eje:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(279,3 * 0,47) - (R2 * 0,24) = 0$$

$$\Rightarrow R2 = 546,96 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - 279,3 + R_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_1 = 279,3 - 546,96 = -267,7 \text{ N.}$$

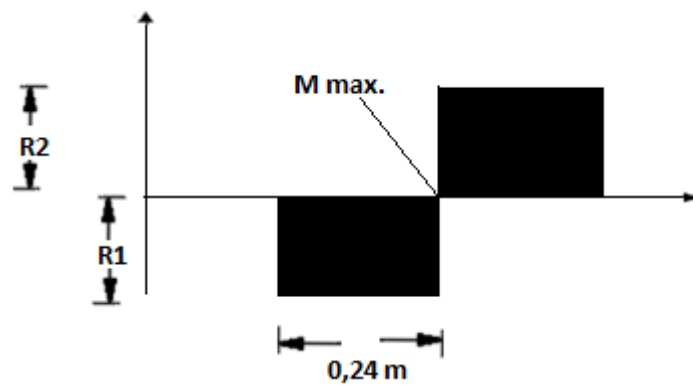


FIGURA 3.23 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL EJE.

De acuerdo a la figura 3.23 el momento máximo es el área de cualquiera de los dos rectángulos:

$$M_{\max} = R_1 \times 0,24;$$

$$M_{\max} = 267,66 \times 0,24 = 64,24 \text{ N-m}$$

Se realiza el análisis del eje a flexión, para lo cual se elige un acero SAE 1018 el cual es recomendado por ser un acero de bajo

contenido de carbono, cuyas especificaciones son obtenidas del Libro de Diseño de Maquinarias de Norton que son:

$$S_y = 300 \text{ Mpa.}$$

Aplicando las ecuaciones 3.4, 3.6 y 3.7 se tiene:

$$Z = \frac{3,5 * 64,24}{300000000} = 7,5E-07 \text{ m}^3 = 0,75 \text{ cm}^3$$

En el Apéndice III Figura N°7 se muestran las especificaciones del tubo seleccionado (d= 20mm).

Ahora se realizará el análisis del eje a cortante [25]:

$$S_{sy} = 0,57 S_y = 0,57 * 300 = 171 \text{ Mpa.}$$

Se puede determinar claramente en la figura 3.8 que la fuerza de corte máxima es de 279,3 N.

El esfuerzo cortante máximo se determina con la siguiente ecuación [25]:

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A} \quad Ecu.3.8$$

Dónde:

τ_{max} : Esfuerzo de Corte Máximo en Pa.

V_{max} : Fuerza de Corte Máxima en N.

A: Área del eje macizo en m^2 .

A demás se sabe que [25]:

$$F.S = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \quad Ecu.3.9$$

Dónde:

F.S: Factor de Seguridad.

τ_{max} : Esfuerzo de Corte Máximo en Pa.

S_{sy} : 0,57 *Limite de Fluencia del Material en Pa

El área de un cilindro macizo es:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad Ecu.3.10$$

Reemplazando las ecuaciones 3.8 y 3.10 en la 3.9 se tiene:

$$d_{eje} = \sqrt{\frac{4 * V_{max} * F.S}{\pi * S_{sy}}} \quad Ecu.3.11$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$d_{eje} = \sqrt{\frac{4 * 279,3 * 2}{\pi * (0,57 * 300000000)}}$$

$$d_{eje} = 2,04 \text{ mm}$$

Analizando el eje por esfuerzos combinados se tiene [25]:

$$d_{\text{minimo}} = \left[\frac{32 * F.S}{\pi * S_y} * (M_{\text{max}}^2 + T_{\text{max}}^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecu.3.12}$$

Dónde:

F.S: Factor de Seguridad.

T_{max}: Torque Máximo en N-m.

S_y: Limite de Fluencia del Material en Pa

M_{max}: Momento flector Máximo en N-m.

Reemplazando valores en la ecuación 3.12 se tiene:

$$d_{\text{minimo}} = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 300000000} * (64,24^2 + 98,9^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{\text{minimo}} = 22,9 \text{ mm}$$

Una vez calculado los diámetros para el eje impulsor, se puede determinar que el diámetro ideal es de 22,9mm ya que es el mayor y además asegura que no va a fallar ni por flexión ni por torsión, pero de acuerdo con el catálogo del Apéndice III figura 7, este diámetro no es comercial, debido a ello se selecciona un diámetro de 25mm el cual es el más próximo al calculado.

3.7 Diseño de chaveteros del árbol para la transmisión.

La chaveta es una pieza cuya sección puede ser cuadrada o rectangular, la cual es insertada entre dos elementos de tal manera que asegure que no exista deslizamiento de una pieza sobre la otra.

Chavetero se conoce, como el hueco donde es colocada la chaveta, el cual es maquinado en las piezas acopladas.

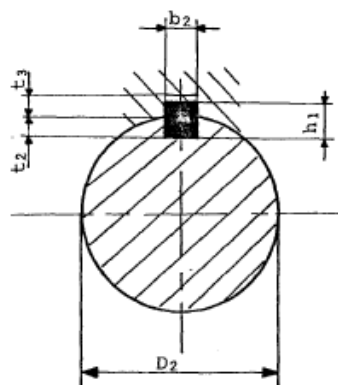


FIGURA 3.24 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAVETA.

Dónde:

b_2 : ancho de la chaveta [mm].

h_1 : altura de la chaveta [mm].

t_2 : altura del chavetero del eje [mm].

D_2 : diámetro del eje [mm].

Una vez calculado el diámetro del eje se realiza la selección de la chaveta, cuyas especificaciones son dadas en el Apéndice III Figura N°8.

Las normas ANSI recomiendan para la fabricación de chavetas un acero SAE 1010 o 1020 por ser un acero de bajo carbono, teniéndose un límite de fluencia de $S_y = 245$ MPa [25].

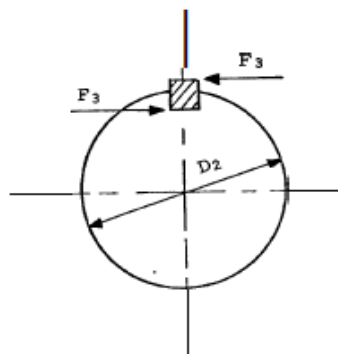


FIGURA 3.25 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LA CHAVETA [29].

Para calcular la fuerza que actúa sobre la chaveta se aplica la siguiente fórmula [29]:

$$F_3 = \frac{T_{eje}}{\frac{D_2 \cdot eje}{2}} \quad Ecu.3.13$$

Dónde:

F_3 : Fuerza en la superficie del eje en N.

T_{eje} : Torque en el eje en N-m.

D_2 : Diámetro del eje en m.

Reemplazando valores en la ecuación 3.13 se tiene:

$$F_3 = \frac{98,9}{\frac{0,025}{2}} = 7912 \text{ N.}$$

Analizando por Cortante se tiene:

$$S_{sy} = 0,57 S_y = 0,57 \cdot 245 = 140 \text{ Mpa.}$$

Aplicando las ecuaciones 3.8 y 3.9 se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A} = \frac{F_3}{b_2 \times l_1}$$

Dónde:

L_1 : longitud del chavetero en m.

$$F.S = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{140000000}{\frac{7912}{0,008 \times l_1}} = 3$$

$$L_1 = 21 \text{ mm.}$$

Analizando por Aplastamiento se tiene:

La resistencia al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña [29].

$$\frac{S_y}{F.S} = \frac{2F_3}{h_1 \times l_1} \quad \text{Ecu.3.14}$$

Dónde:

L_1 : longitud del chavetero en m.

Reemplazando valores en la ecuación 3.14 se tiene:

$$\frac{140000000}{3} = \frac{2 \times 7912}{0,007 \times l_1}$$

$$L_1 = 48 \text{ mm.}$$

La longitud mínima de la chaveta debe ser de 48mm, lo cual asegura que no falle por cortante ni por aplastamiento, el chavetero tendrá una tolerancia de $\pm 0,021$ mm (Ver Apéndice III Figura 8).

3.8 Cálculo y Selección de Rodamientos tipo Chumacera.

Los rodamientos son utilizados especialmente para máquinas que paran y arrancan con frecuencia y están sometidas a cargas.

Las principales características de los rodamientos son: requieren poco lubricante, exigen poco mantenimiento y ocupan poco espacio.

En este proyecto, el rodamiento será seleccionado bajo diseño dinámico, puesto que el rodamiento gira y a revoluciones altas.

La carga radial equivalente en el punto 2 es [29]:

$$F_e = F_R = mR_2$$

Dónde:

F_e : Carga radial equivalente.

F_R : Carga radial aplicada.

R_2 : Reacción en el punto 2.

m : Coeficiente de seguridad.

Entonces:

$$F_e = 1,5 \times 546,96 = 820,44 \text{ N.}$$

La capacidad básica que soporta el rodamiento es [30]:

$$C_b = F_e \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \times \omega \times 60}{1000000}} \quad \text{Ecu.3.15}$$

Dónde:

C_b : Capacidad básica de carga dinámica.

L_{10h} : Duración nominal en horas de servicio.

ω : Revoluciones por minuto.

El valor de L_{10h} se obtiene del catálogo de rodamientos de FAG [31], que para rodamientos de bolas para ventiladores es de 25000 Ver Apéndice III Figura N° 9.

Reemplazando valores en la ecuación 3.15 se tiene:

$$C_b = 820,44 \sqrt[3]{\frac{25000 \times 2354,4 \times 60}{1000000}}$$

$$C_b = 12494,1$$

La carga radial equivalente en el punto 1es [29]:

$$F_e = 1,5 \times 267,7 = 401,55 \text{ N.}$$

La capacidad básica que soporta el rodamiento es [30]:

$$C_b = 401,55 \sqrt[3]{\frac{25000 \times 2354,4 \times 60}{1000000}}$$

$$C_b = 6115.$$

Entonces serán seleccionados rodamientos de bolas que soporten la carga mayor y cuyo nombre comercial y especificaciones se muestran en las figuras 10 y 11 del Apéndice III respectivamente, de igual manera las especificaciones de la chumacera seleccionada están dadas en la figura 12 del Apéndice III.

3.9 Cálculo y Selección de las Poleas de Arrastre.

Es muy importante que la correa esté colocada de manera correcta en el canal o ranura de la polea, ya que influye en el rendimiento de la transmisión y vida útil de la correa [33].

Un perfecto alineamiento entre poleas asegura una perfecta colocación de la correa en la ranura de la polea, entonces es necesario que los ejes del motor sean paralelos y que la correa trabaje perpendicularmente a dichos ejes [33].

Un mal alineamiento entre poleas, da como resultado que uno de los flancos de la correa este más desgastado que el otro, o que un lado del canal este más pulido que el otro, también un ruido constante en la transmisión o un calentamiento excesivo en los rodamientos son síntomas de un mal alineamiento entra poleas [33].

Para seleccionar la polea de motriz, se calcula la potencia de diseño de la siguiente manera [33]:

$$P_c = P \times K \quad \text{Ecu.3.16}$$

Dónde:

P_c : Potencia de Diseño en Hp.

P : Potencia del motor eléctrico en Hp.

K : Factor de corrección de la potencia

El factor de corrección de la potencia es obtenida de la siguiente tabla [33]:

TABLA 11
FACTORES DE SERVICIO K.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores. centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

De la tabla 11 se selecciona un factor de K de 1.3, ya que el motor gira a 3600 rpm y el ventilador tiene una potencia mayor a 7.5KW (20.7KW).

Reemplazando valores en la ecuación 3.16 se tiene:

$$P_c = 50 \times 1,3 = 65 \text{ Hp.}$$

Conociendo la potencia de diseño y se sabe también que la polea motriz gira a las mismas revoluciones del motor (3600rpm), en la figura N°13 del Apéndice III se selecciona un banda sección angosta, referencia 3VX.

En la figura N°14 del Apéndice III se selecciona el diámetro exterior mínimo de la polea motriz, el cual es de 2,65 pulgadas (67,3 mm).

Ahora se determinará la relación de transmisión [33]:

$$R = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad \text{Ecu.3.17}$$

Dónde:

R: relación de transmisión.

N: rpm de la polea motriz.

n: rpm de la polea mayor.

D: diámetro de la polea mayor.

d: diámetro de la polea motriz.

Las revoluciones fueron determinadas en la sección 3.5 (rpm del motor-polea motriz) y sección 3.6 (rpm del eje-polea inducida).

Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.17 se tiene:

$$R = \frac{3600}{2354,4} = 1,53 = \frac{D}{d}$$

Entonces el diámetro exterior de la polea inducida es:

$$D = 1,53 \times 2,65 = 104,1 \text{ mm.}$$

Calculando la distancia entre centros se tiene [33]:

$$E \geq \frac{(R+1) \times d}{2} + D \quad \text{Ecu.3.18}$$

Dónde:

E: distancia mínima entre ejes de poleas.

R: relación de transmisión.

D: diámetro de la polea mayor.

d: diámetro de la polea motriz.

Reemplazando valores en la ecuación 3.18 se tiene:

$$E \geq \frac{(1,53 + 1) \times 2,56}{2} + 4,1$$

$$E \geq 186,4 \text{ mm.}$$

Se selecciona poleas 2-3V2.65 para la polea motriz y 2-3V4.12 para la polea impulsada (Ver Figura 15 Apéndice III).

3.10 Cálculo y Selección de la Banda de Arrastre.

Las correas de transmisión se clasifican en [33]:

Correas planas: actualmente ya en desuso y sustituidas por las trapezoidales, se utilizaban en transmisiones donde no se requerían transmitir grandes velocidades lineales (< 5 m/s).

Correas trapezoidales o de sección en "V": las correas en "V" permiten transmitir mayor par de fuerzas, además de una velocidad lineal de correa más alta (hasta 30 m/s).

Correas dentadas o síncronas: para aquellas transmisiones compactas, que se requieren transmitir alta potencia. Las correas dentadas ofrecen mayor flexibilidad y mejor adaptabilidad al dentado de la polea.

En la realización de este proyecto se estableció el uso de correas trapezoidales, debido a que las velocidades tangenciales son menores a 30 m/s (12,817 m/s para polea motriz y 12,82 m/s polea impulsada).

$$V_{tag} = \omega \times r.$$

Dónde:

$V_{\text{tag.}}$: Velocidad tangencial en m/s.

ω : Velocidad angular en rad/s.

r: radio en m.

Para determinar las dimensiones de la sección trapezoidal de la banda, se lo realiza con las figuras N°16 y 17 del Apéndice III, sabiendo que la potencia de diseño es de 65 Hp calculada en la sección 3.9 y que la velocidad de giro de la polea motriz es de 3600 rpm.

Longitud de la correa.

La longitud es calculada de la siguiente ecuación [33]:

$$L_p = 2E + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4E} \quad \text{Ecu.3.19}$$

Dónde:

L_p : Longitud primitiva de la correa en m.

E: Distancia entre ejes en m.

D: Diámetro de la polea impulsada en m.

d: Diámetro de la polea motriz en m.

Reemplazando valores en la ecuación 3.19 se tiene:

$$L_p = 2 \times 0,19 + \frac{\pi}{2} (0,10 + 0,067) + \frac{(0,10 - 0,067)^2}{4 \times 0,19}$$

$$L_p = 644 \text{ mm.}$$

El número necesario de correas para la transmisión es [33]:

$$N = \frac{P_{\text{Diseño}}}{P_{\text{Motor}}} \quad \text{Ecu.3.20}$$

Dónde:

N: Número necesario de correas.

P_{motor} : Potencia de motor en Hp.

$P_{\text{diseño}}$: Potencia de diseño en Hp.

Reemplazando valores en la ecuación 3.20 se tiene:

$$N = \frac{65}{50} = 1,3 \text{ (se usará 2 correas para la transmisión).}$$

3.11 Diseño General de la Estructura.

Una vez realizado los cálculos para determinar dimensiones de cada uno de los componentes en el sistema de extracción de viruta, entonces el diseño quedó de la siguiente manera:

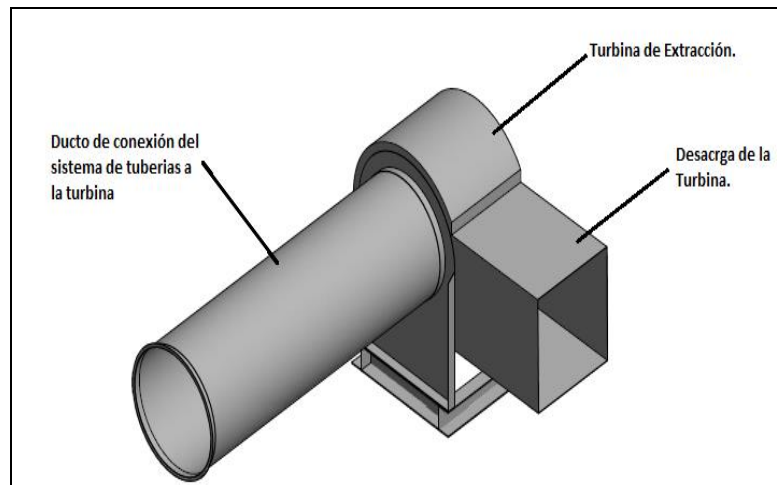


FIGURA 3.26 ENTRADA Y SALIDA DE LA TURBINA.

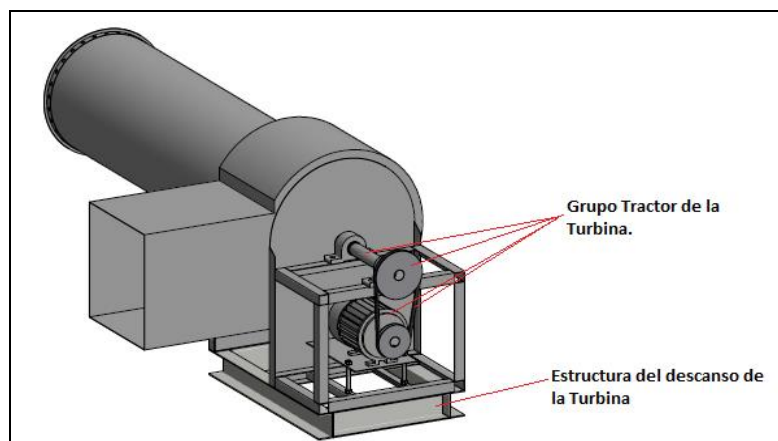


FIGURA 3.27 CONJUNTO TURBINA-GRUPO TRACTOR.

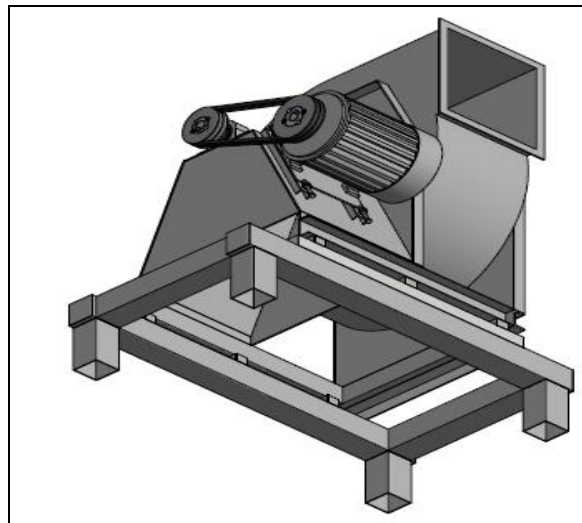


FIGURA 3.28 VISTA ISOMÉTRICA.

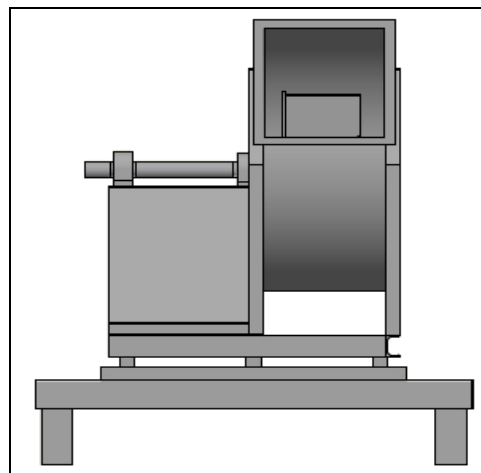


FIGURA 3.29 VISTA FRONTAL.

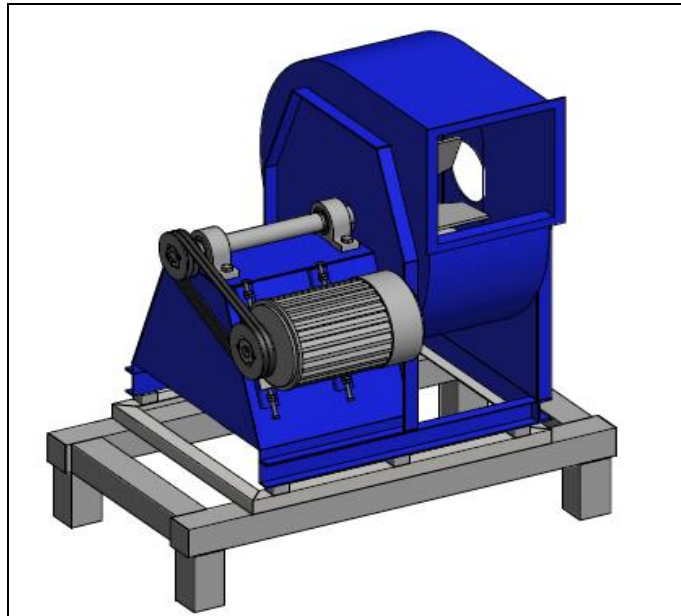


FIGURA 3.30 TURBINA, GRUPO TRACTOR Y BASES.

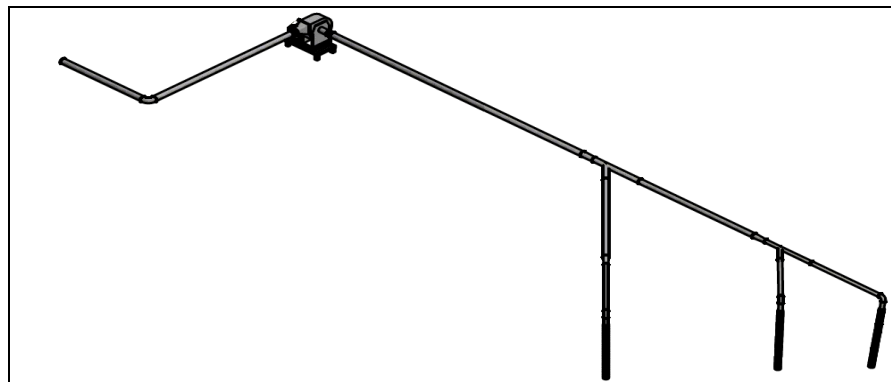


FIGURA 3.31 SISTEMA DE TUBERÍAS CONECTADAS A LA TURBINA DE EXTRACCIÓN VISTA SUPERIOR.

3.12 Cálculo y Selección de los acoples Flexibles en la succión y descarga.

Los acoples flexibles son usados en lugares donde la tubería rígida es difícil colocarla debido a la falta de espacio, también los acoples absorben la vibración causada por equipos, en este caso la turbina de extracción.

Se sabe que el diámetro de tubería a la entrada y salida de la turbina es de 8 pulgadas (Ver Capítulo 2), entonces en el Apéndice III Figura N°18 se muestran las especificaciones del acople seleccionado.

3.13 Cálculo y Selección de los Elementos de Amortiguación para las Bases Estructurales.

Para seleccionar la amortiguación necesaria se debe conocer la carga estática total que genera el peso de los perfiles, el peso de los ángulos y el peso de la turbina junto a su motor impulsor.

El peso de la turbina junto a su motor es de 311 Kg.

Para las vigas se sabe que las dimensiones son 0,95mx0,80m, además se sabe que las vigas forman un cuadrado para que la base de la turbina asiente sobre ellas entonces se tiene:

$$(0,95+0,95) \text{ m} \times 6 \text{ Kg/m} = 11,4 \text{ Kg};$$

$$(0,80+0,80) \text{ m} \times 6 \text{ Kg/m} = 9,6 \text{ Kg};$$

Entonces el peso total en las vigas es $9,6+11,4= 21 \text{ Kg}$.

El peso total es:

$$21+311= 332 \text{ Kg} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 3254 \text{ N}.$$

Se sabe también que:

$$\omega = 2\pi f \quad \text{Ecu.3.21}$$

Dónde:

ω : Velocidad angular del motor en rad/s (3600rpm).

f: Frecuencia Natural en Hz.

Reemplazando valores en la ecuación 3.21 se tiene:

$$376,98 = 2\pi \times f$$

$$f = 60 \text{ Hz}.$$

Entonces se selecciona amortiguadores tipo cojín metálico cuyas especificaciones se muestran en el Apéndice III Figura N°19.

3.14 Simulación de Esfuerzos Mecánicos mediante un Software.

Utilizando el software INVENTOR se realizó la simulación para determinar las máximas deformaciones en la estructura al soportar las cargas anteriormente establecidas en la sección 3.4, dándole un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 5 y determinar si ésta fallará o no, teniéndose el siguiente resultado:

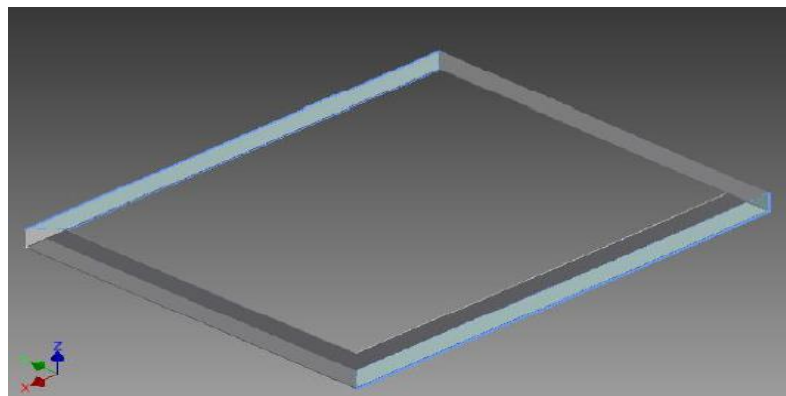


FIGURA 3.32 SELECCIÓN DE LA VIGA A ANALIZAR.

Condiciones de funcionamiento

Fuerza:1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	1520,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	-1520,000 N

Cara(s) seleccionada(s)

FIGURA 3.33 CARGA SOBRE LA ESTRUCTURA A ANALIZAR.

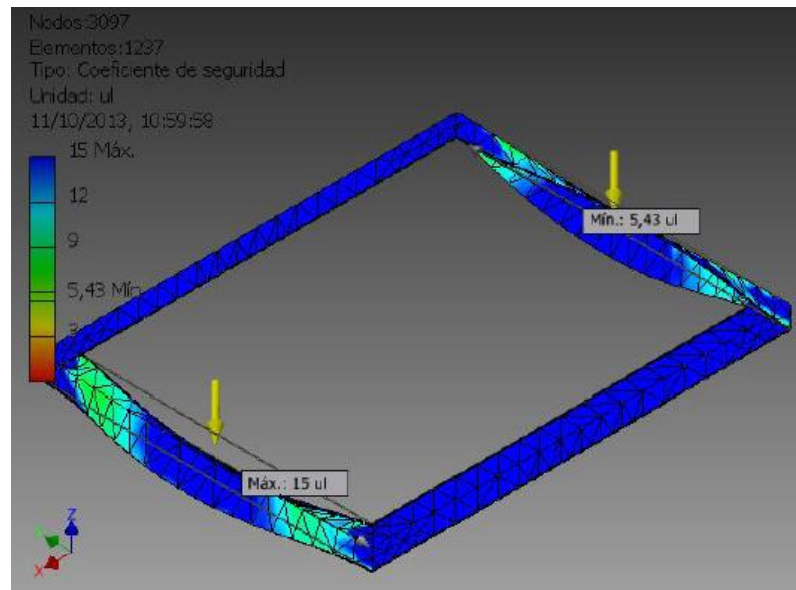


FIGURA 3.34 FACTOR DE SEGURIDAD EN LA VIGA.

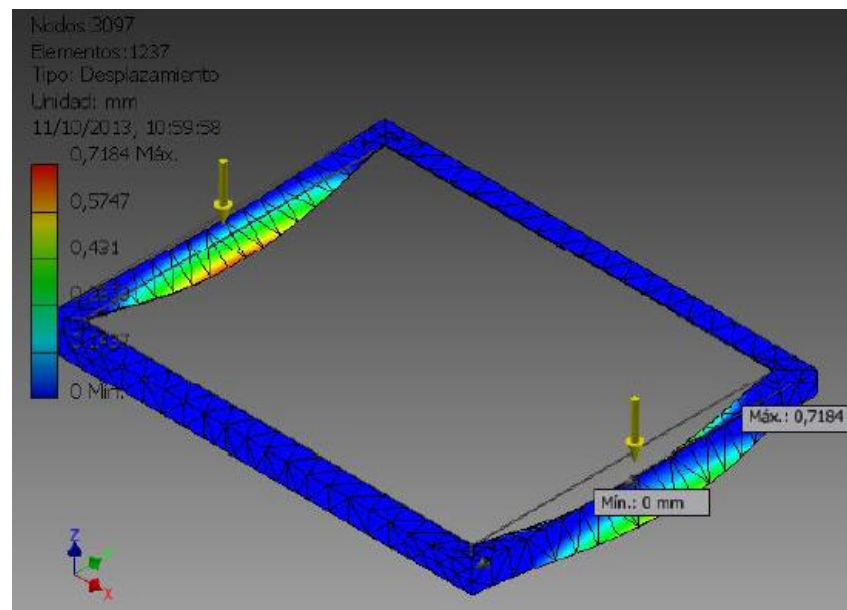


FIGURA 3.35 DEFORMACION DE LA ESTRUCTURA AL APLICAR LA CARGA.

Al observar los gráficos mostrados, de antemano se sabía que la máxima deformación se daría en la mitad por tratarse una carga uniformemente distribuida, determinándose que la máxima deformación es de 0,72 mm por lo cual se puede concluir que la estructura no fallará puesto a que el valor de deformación máxima es muy pequeño.

Del mismo modo se simula la carga sobre los ángulos, dándole un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 5 y determinar si ésta fallará o no, teniéndose el siguiente resultado:

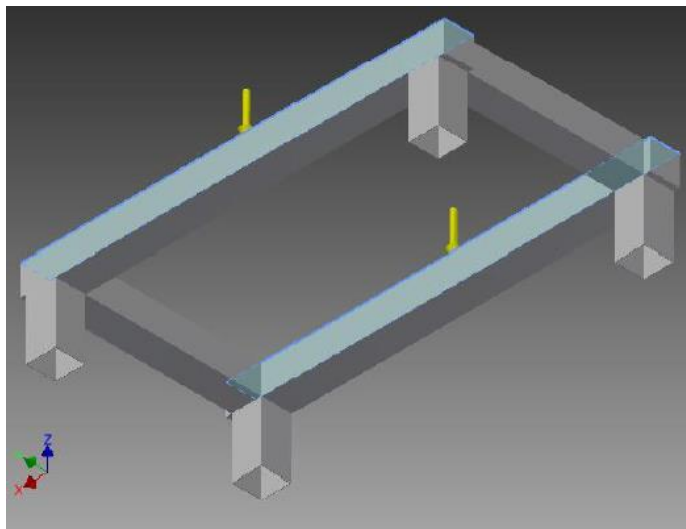


FIGURA 3.36 SELECCIÓN DE LOS ÁNGULOS A ANALIZAR.

Condiciones de funcionamiento

Fuerza:1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	1520.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-1520.000 N

FIGURA 3.37 CARGA SOBRE LA ESTRUCTURA A ANALIZAR.

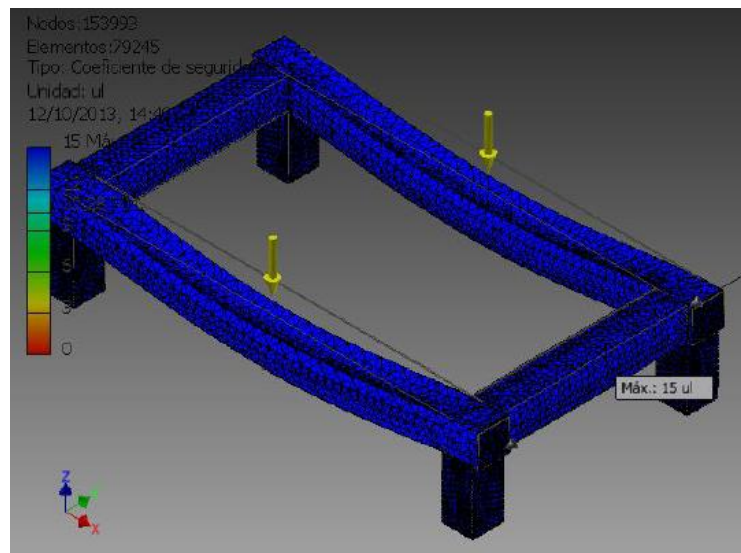


FIGURA 3.38 FACTOR DE SEGURIDAD EN ÁNGULOS.

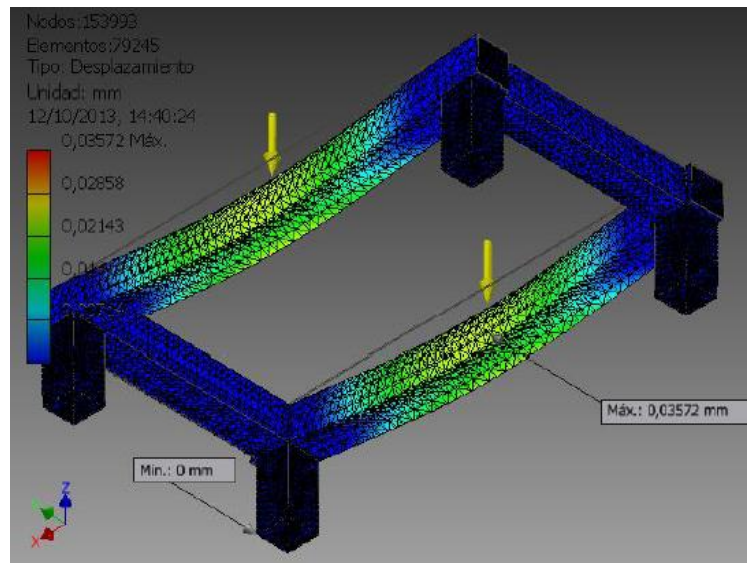


FIGURA 3.39 DEFORMACIÓN DE LA ESTRUCTURA AL APLICAR LA CARGA.

Al observar los gráficos mostrados, se determinó que la máxima deformación es de 0,04mm por lo cual se puede concluir que la estructura no fallará puesto a que el valor de deformación máxima es muy pequeño.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE LA TORRE DE SEPARACIÓN DE VIRUTA Y POLVO.

La torre de separación, como su nombre lo indica realiza la separación del polvo y la viruta de papel.

El material particulado entra a la torre impulsada por la turbina seleccionada en el capítulo 3, en el interior de la torre existe un tambor perforado donde entra el material particulado, el polvo por ser más liviano que la viruta se eleva y este a su vez es succionado por una pequeña turbina la cual lo dirige hacia la torre receptora de polvo donde las partículas son atrapadas en filtros y el aire es liberado al ambiente, la succión de la turbina es muy pequeña por lo cual las virutas al ser más pesadas que el polvo caen por gravedad en unos planos inclinados en el interior de la torre de separación hasta unos carros portátiles donde son recolectadas y transportadas para ser comprimidas.

4.1 Consideraciones y Especificaciones Técnicas de Diseño.

Las principales consideraciones de diseño al igual que en la sección 3.1 de este proyecto serán:

- La torre de separación de viruta y polvo será instalado en la ciudad de Guayaquil.
- El sistema de extracción trabajará las 24 horas al día, por lo tanto la torre de separación también trabajará las mismas horas que el sistema de extracción funcione.
- La temperatura a la cual va a estar sometida la torre es de $T_{\text{Trabajo}} = T_{\text{ambiente}} = 27^{\circ}\text{C}$.
- Determinar la potencia necesaria para la turbina de extracción de polvo.
- Seleccionar los componentes adecuados que cumplan con el requerimiento dado, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas de cada uno de ellos.

4.2 Diseño del Impulsor de Separación.

Al igual que en la sección 3.3 se selecciona un impulsor radial para evitar la acumulación de las partículas de polvo en las aspas.

4.3 Diseño de la Cámara de Separación.

La principal función de la cámara es la separación del polvo y viruta generado en el proceso de refilado.

Dimensionamiento del Cilindro Perforado.

Las perforaciones deben ser del tamaño necesario para que las partículas de polvo puedan salir del cilindro y ser extraído hacia la torre receptora de polvo, a demás se sabe que el tamaño de las partículas de polvo está en el orden de las micras, por lo cual se decide tener perforaciones de 1 cm de diámetro en el cilindro.

Anteriormente se estimó que por cada segundo existe 0,024 Kg de material particulado que ingresa a la torre de separación, a demás se sabe que la densidad del papel es aproximadamente 600 Kg/m³, entonces el cilindro será diseñado de tal manera que podrá admitir una masa de material particulado de cinco segundos, es decir que:

$$M_{\text{asumida que pasa por el cilindro}} = 0,024 \text{ Kg/s} \times 5\text{s} = 0,12 \text{ Kg.}$$

Entonces para determinar el volumen necesario del cilindro, se lo realiza con la fórmula de la densidad:

$$\rho = m/v.$$

Ecu.4.1

Dónde:

ρ : Densidad en Kg/m³.

m: Masa en Kg.

v: Volumen en m³.

La densidad usada en la ecuación 4.1 es la del papel, ya que es la más representativa en comparación con la del polvo.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 4.1 y despejando "v" se tiene:

$$v = 0,12 / 600 = 0,0002 \text{ m}^3.$$

El volumen mínimo del cilindro es de 0,0002 m³, cuyas dimensiones serían de 9 cm de diámetro y 7 cm de largo, pero para evitar riesgos de atascamiento del material particulado, las dimensiones serán 45 cm de diámetro y 35 cm de largo, el espesor de las planchas para la fabricación del cilindro y sus tapas será de 3 mm, ya que la presión con que sale el material del ducto es menor a los 0,35 KPa (Ver tabla N°6) y el espesor mínimo para esa presión es de 1,3 mm (Ver tabla N°6).

La estructura cilíndrica que protege al cilindro perforado, tendrá las siguientes dimensiones:

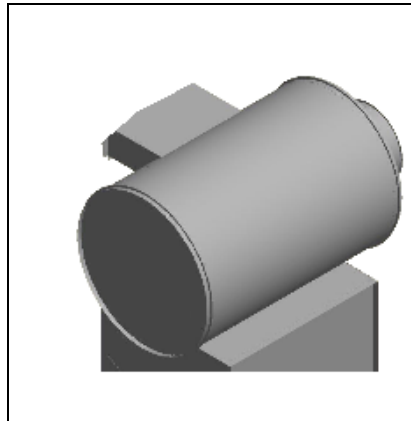


FIGURA 4.1 CUBIERTA DEL CILINDRO PERFORADO.

La cubierta como su nombre lo indica es la encargada de cubrir el cilindro perforado, por lo cual tendrá dimensiones un poco mayor a las del cilindro, con una entrada en la parte lateral para unir el sistema de tuberías a la torre separadora y una salida en una de sus tapas que sirve de unión entre la torre separadora y la torre receptora de polvo, la otra tapa será empernada al cuerpo de la cubierta con la finalidad de facilitar el mantenimiento de la misma, dichos pernos no soportarán cargas, solo serán pernos de unión, entonces se selecciona pernos SAE Grado 1, cuyas especificaciones son mostradas el APENDICE IV Figura 3, entonces las planchas para la fabricación de la cubierta será de un acero A36 y de 550 mm de diámetro, 650 mm de largo y de 10 mm de espesor (se seleccionó 10 mm de espesor debido a que los pernos en la tapa son de 6 mm de diámetro).

Dimensionamiento de la Estructura que sirve como Base.

La estructura de la base será la encargada de soportar el peso de:

Cilindro perforado, cubierta del cilindro, chapas metálicas, placas inclinadas y el material particulado que fluye por el sistema.

Determinando las cargas se tiene:

Para el cilindro perforado.-la masa del cilindro es calculada con la ecuación 4.1:

$$m_{\text{cilindro perforado}} = \rho_{\text{Acero}} \times V_{\text{cilindro}}.$$

$$m_{\text{cilindro perforado}} = \rho_{\text{Acero}} \times \left(\frac{\pi}{4} \times d^2 \times l \right).$$

Dónde.

d: Diámetro del cilindro en m.

l: Longitud del cilindro en m.

$$m = 7850 \times \left(\frac{\pi}{4} \times 0,45^2 \times 0,35 \right)$$

$$m = 436,9 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso del cilindro perforado es:

$$W_{\text{cilindroperford.}} = 436,9 \times 9,8 = 4,3 \text{ KN.}$$

Para la cubierta del cilindro.- la masa de la cubierta es calculada con la ecuación 4.1:

$$m_{\text{cubierta}} = \rho_{\text{Acero}} \times V_{\text{cubierta}}.$$

$$m_{\text{cubierta}} = \rho_{\text{Acero}} \times \left(\frac{\pi}{4} \times d^2 \times l \right).$$

Dónde.

d: Diámetro de la cubierta en m.

l: Longitud de la cubierta en m.

$$m = 7850 \times \left(\frac{\pi}{4} \times 0,55^2 \times 0,65 \right)$$

$$m = 1212,3 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso del cilindro perforado es:

$$W_{\text{cubierta}} = 1212,3 \times 9,8 = 11,9 \text{ KN.}$$

Para las Chapas Metálicas.- la masa de las chapas es calculada con la ecuación 4.1:

$$m_{\text{chapas}} = \rho_{\text{Acero}} \times V_{\text{chapas}}.$$

$$m_{\text{chapas}} = \rho_{\text{Acero}} \times (l \times a \times t).$$

Dónde.

l: Longitud de la chapa en m.

a: Ancho de la chapa en m.

t: Espesor de la chapa en m.

Cara 1 y 2:

$$m = 7850 \times (2 \times 0,40 \times 0,003)$$

$$m = 18,8 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso de chapa de la cara 1 y 2 es:

$$W_{\text{chapa.}} = 18,8 \times 9,8 \times 2 = 0,4 \text{ KN.}$$

Cara 3 y 4:

$$m = 7850 \times (2 \times 0,65 \times 0,003)$$

$$m = 30,62 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso de chapa de la cara 3 y 4 es:

$$W_{\text{chapa.}} = 30,62 \times 9,8 \times 2 = 0,6 \text{ KN.}$$

Cara 5:

$$m = 7850 \times (0,40 \times 0,65 \times 0,003)$$

$$m = 6,1 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso de chapa de la cara 5 es:

$$W_{\text{chapa.}} = 6,1 \times 9,8 \times 2 = 0,12 \text{ KN.}$$

Para las Placas Inclinadas.- la masa de las placas es calculada con la ecuación 4.1:

$$m_{\text{placas}} = \rho_{\text{Acero}} \times V_{\text{placas.}}$$

$$m_{\text{placas}} = \rho_{\text{Acero}} \times (l \times a \times t).$$

Dónde.

l: Longitud de la placa en m.

a: Ancho de la placa en m.

t: Espesor de la placa en m.

$$m = 7850 \times (0,80 \times 0,40 \times 0,003)$$

$$m = 7,5 \text{ Kg.}$$

Entonces el peso de las placas es:

$$W_{\text{placas.}} = 7,5 \times 9,8 \times 3 = 0,22 \text{ KN.}$$

Entonces el peso total que debe soportar la estructura es:

$$W_{\text{total}} = W_{\text{cilindro perf.}} + W_{\text{cubierta}} + W_{\text{chapas}} + W_{\text{placas}}$$

$$W_{\text{total}} = 4,3 + 11,9 + 0,22 + 0,22 = 16,64 \text{ KN.}$$

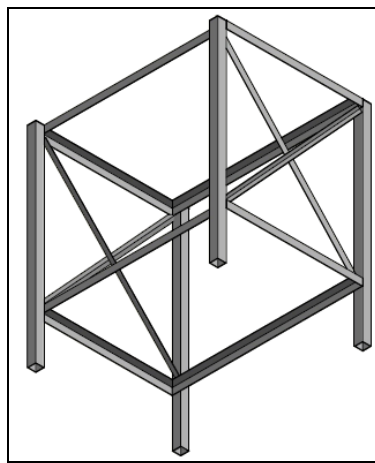


FIGURA 4.2 BASE (VISTA ISOMÉTRICA).

En la figura 4.2 se puede observar donde va estar aplicada la carga uniformemente distribuida, por lo cual solamente dos tubos estructurales soportarán toda la carga de 16,64 KN, entonces cada tubo soportará la mitad de la carga total es decir 8,32 KN.

En ancho de la chapa que descansa sobre el tubo estructural es de 400mm por lo cual se decide que el tubo debe tener 600mm, mientras que el otro lado será de 650mm, como se muestra la Figura N° 4.3.

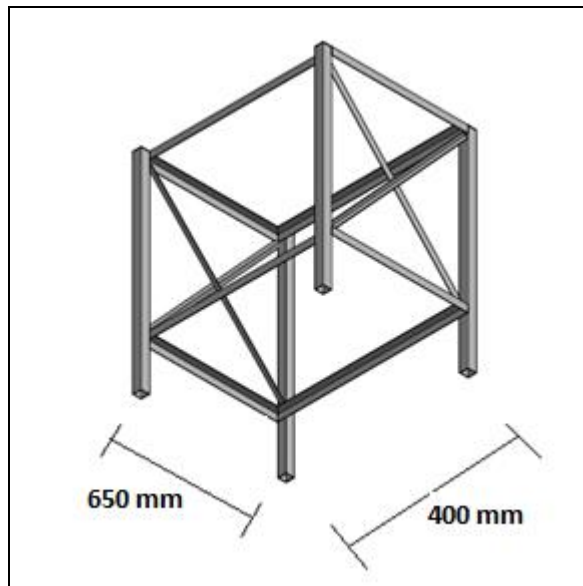


FIGURA 4.3 DIMENSIONES DE LA BASE.

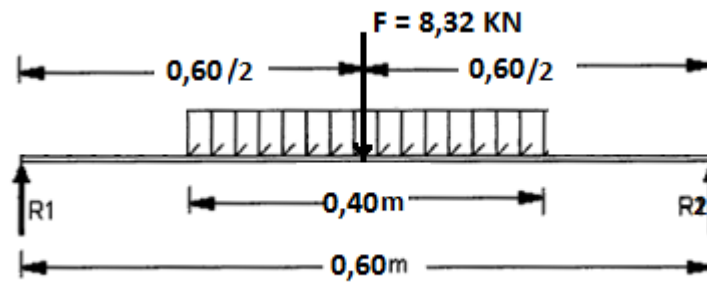


FIGURA 4.4 DIAGRAMA DE CARGAS SOBRE LOS TUBOS.

Calculando las reacciones se tiene:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(8,32 * 0,30) - (R_2 * 0,60) = 0$$

$$\Rightarrow R2 = 4,16 \text{ KN}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R1 - 8,32 + R2 = 0$$

$$\Rightarrow R1 = 8,32 - 4,16 = 4,16 \text{ KN.}$$

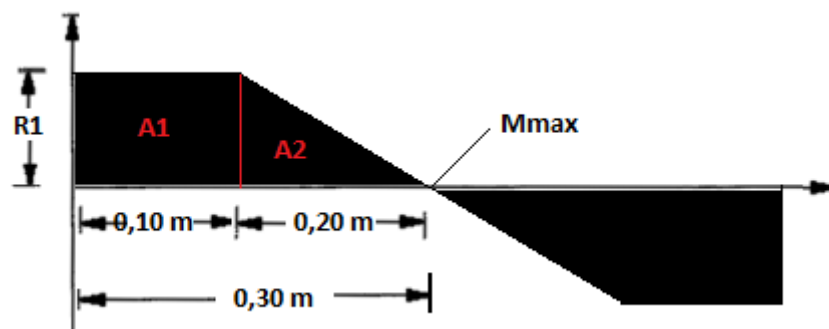


FIGURA 4.5 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES SOBRE LOS PERFILES.

El momento se lo determina:

$$M_{\max.} = (R1 * 0,10) + \frac{R1 * (0,20)}{2}$$

$$M_{\max.} = (4160 * 0,10) + \frac{(4160) * (0,20)}{2} = 832 \text{ N-m.}$$

Una vez determinado el momento máximo, se reemplaza valores en la ecuación 3.6:

$$Z = \frac{1,5 * 832}{250000000} = 4,99 \text{ cm}^3$$

Entonces se selecciona un tubo estructural bajo la norma ASTM A-500, cuyas especificaciones se muestran en el APÉNDICE IV, Figura N°4, cabe recalcar que toda la estructura que conforma la base va a estar fabricado del tubo estructural anteriormente seleccionado.

Diseño de la Soldadura entre los Tubos Estructurales.

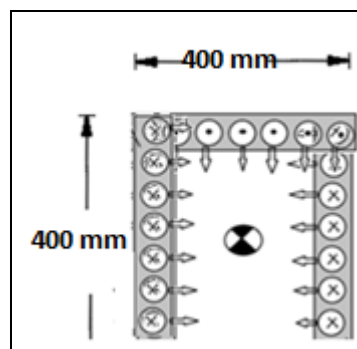


FIGURA 4.6 DIMENSIONAMIENTO DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN LOS TUBOS.

El esfuerzo cortante en la soldadura se lo determina usando la ecuación 3.7.

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{V}{0,707 h l}$$

$$\tau'_{max} = \frac{V_{max}}{0,707 h l} = \frac{4160N}{0,707 h(0,40m)} = \frac{14710,04}{h} \text{ N /m}^2$$

Aplicando la ecuación 3.8, se determina el esfuerzo de flexión en la soldadura.

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{MC}{0,707 h I_u}$$

Para determinar la Inercia unitaria, se utiliza la ecuación mostrada en la figura 6, Apéndice III.

$$I_u = \frac{0,40^2}{12} ((6 \times 0,40) + 0,40) = 0,037 \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 h (0,037) = 0,026 h \text{ m}^4$$

La distancia al centro de gravedad "C" es:

$$0,40/2 = 0,2 \text{ m.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.8 se tiene:

$$\tau'' = \frac{832 \cdot 0,2}{0,026 \cdot h} = \frac{6400}{h} \text{ N/m}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10 se tiene:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{14710,04}{h}\right)^2 + \left(\frac{6400}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{16041,9}{h}$$

Se recomienda un F.S alto en la soldadura para asegurar de que no falle, por tal razón se recomienda un F.S = 6, además se utilizará un electrodo E60-11 cuya resistencia es de 60000Psi = 413685437.4 Pa.

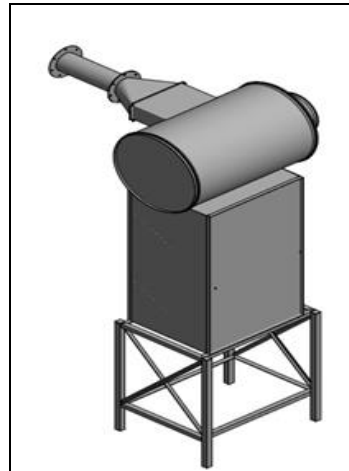
Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$6 = \frac{413,6 E06 * 0,5}{\frac{16041,9}{h}}$$

$$\Rightarrow h_{\text{soldadura}} = 0,23 \text{ mm.}$$

Entonces la altura del cordón de soldadura para los tubos estructurales es de 2mm, así se asegura que dicho cordón no falle.

Una vez realizado los cálculos para determinar dimensiones de cada uno de los componentes en el sistema de separación de viruta, entonces el ensamble quedó de la siguiente manera:



**FIGURA 4.7 TORRE DE SEPARACIÓN DE VIRUTA Y POLVO
(VISTA ISOMÉTRICA).**

4.4 Diseño del árbol para la transmisión del impulsor.

El árbol de transmisión será diseñado bajo los mismos conceptos que en el capítulo 3.

Para el diseño del eje se debe realizarlo para flexión (debido a la carga de las hélices del ventilador) y para cortante (debido a la torsión proporcionada por el motor).

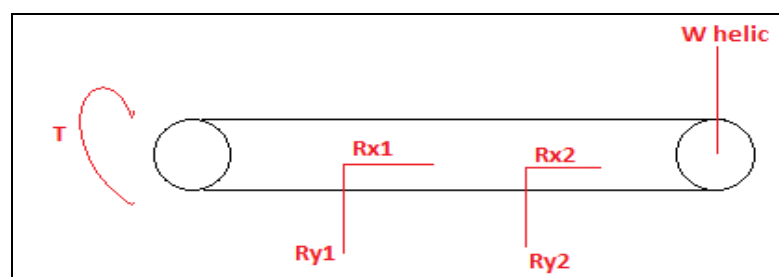


FIGURA 4.8 CARGAS SOBRE EL EJE.

De acuerdo con la figura 4.8 se tiene que: R_{y1} y R_{x1} son las reacciones en la chumacera 1, R_{y2} y R_{x2} son las reacciones en la chumacera 2, W helic. Es el peso propio de las hélices el cual se estima un 60% del peso total del ventilador (cuyo peso total es de 12,7 Kgf Catálogo de SODECA).

Para estimar el torque en el eje se lo realiza de la siguiente manera:

Usando la ecuación 3.6 se tiene:

$$\frac{0,5}{900} = \frac{0,4}{\omega_{eje}}$$

$$\Rightarrow \omega_{eje} = 720 \text{ rpm}$$

La torque en el eje es determinada de la ecuación 3.7:

$$T_{eje} = \frac{P_{eje}}{\omega_{eje}}$$

$$\Rightarrow T_{eje} = \frac{298,3 \text{ watt}}{75,4 \text{ rad/s}} = 3,96 \text{ N-m}$$

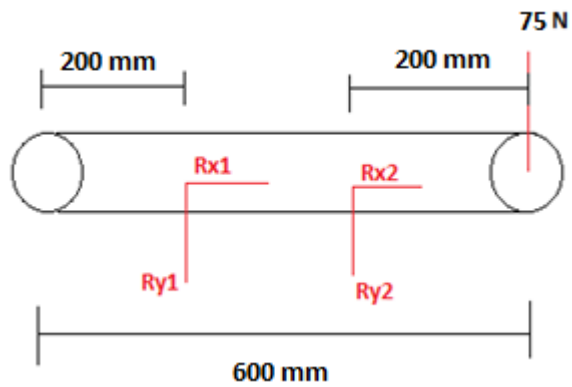


FIGURA 4.9 CARGAS DE FLEXIÓN SOBRE EL EJE.

Se calcula las fuerzas en el eje:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(75 * 0,40) - (R2 * 0,20) = 0$$

$$\Rightarrow R2 = 150 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - 75 + R2 = 0$$

$$\Rightarrow R1 = 75 - 150 = -75 \text{ N.}$$

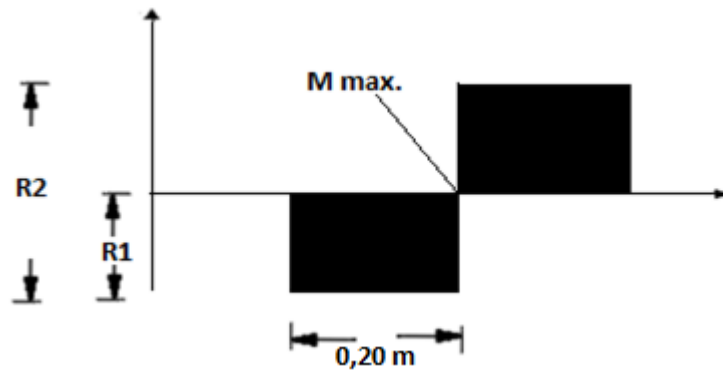


FIGURA 4.10 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL EJE.

De acuerdo a la figura 4.10 el momento máximo es el área de cualquiera de los dos rectángulos:

$$M_{\max} = R_1 \times 0,20;$$

$$M_{\max} = 75 \times 0,20 = 15 \text{ N-m}$$

Se realiza el análisis del eje a flexión, para lo cual se elige un acero SAE 1018 el cual es recomendado por ser un acero de bajo contenido de carbono, cuyas especificaciones son obtenidas del Libro de Diseño de Maquinarias de Norton que son:

$$S_y = 300 \text{ Mpa.}$$

Aplicando las ecuaciones 3.4, 3.6 y 3.7 se tiene:

$$Z = \frac{3,5 * 15}{300000000} = 1,8E-07 \text{ m}^3 = 0,18 \text{ cm}^3$$

En el Apéndice III Figura N°7 se muestran las especificaciones del tubo (d= 14mm).

Ahora se realizará el análisis del eje a cortante, del mismo modo que en el capítulo 3:

$$S_{sy} = 0,57 S_y = 0,57 * 300 = 171 \text{ Mpa.}$$

Se puede determinar claramente en la figura 4.9 que la fuerza de corte máxima es de 75 N.

Utilizando la ecuación 3.11 se tiene:

$$d_{eje} = \sqrt{\frac{4 * 15 * 2}{\pi * (0,57 * 300000000)}}$$

$$d_{eje} = 0,47 \text{ mm}$$

Analizando el eje por esfuerzos combinados, utilizando la ecuación 3.12 se tiene:

$$d_{\text{mínimo}} = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 300000000} * (15^2 + 3,96^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{\text{mínimo}} = 11,65 \text{ mm}$$

Una vez calculado los diámetros para el eje impulsor, se puede determinar que el diámetro ideal es de 14mm ya que es el mayor y además asegura que no va a fallar ni por flexión ni por torsión.

4.5 Diseño de chaveteros del árbol para la transmisión.

Una vez calculado el diámetro del eje se realiza la selección de la chaveta, cuyas especificaciones son dadas en el Apéndice III Figura N°8.

Las normas ANSI recomiendan para la fabricación de chavetas un acero SAE 1010 o 1020 por ser un acero de bajo carbono, teniéndose un límite de fluencia de $S_y = 245 \text{ MPa}$ [25].

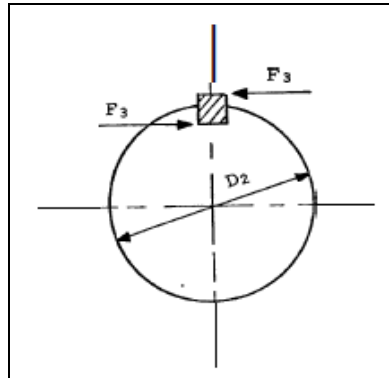


FIGURA 4.11 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LA CHAVETA [29].

Para calcular la fuerza que actúa sobre la chaveta se utiliza la ecuación 3.13:

$$F_3 = \frac{3,96}{\frac{0,014}{2}} = 565,2 \text{ N.}$$

Analizando por Cortante se tiene:

$$S_{sy} = 0,57 S_y = 0,57 \cdot 245 = 140 \text{ Mpa.}$$

Aplicando las ecuaciones 3.8 y 3.9 se tiene:

$$F.S = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{140000000}{\frac{565,2}{0,005 \times l_1}} = 3$$

$$L_1 = 2,4 \text{ mm.}$$

Analizando por Aplastamiento se tiene:

La resistencia al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña.

Reemplazando valores en la ecuación 3.14 se tiene:

$$\frac{140000000}{3} = \frac{2 \times 565,2}{0,005 \times l_1}$$

$$L_1 = 4,8 \text{ mm.}$$

La longitud mínima de la chaveta debe ser de 4,8mm, lo cual asegura que no falle por cortante ni por aplastamiento, el chavetero tendrá una tolerancia de $\pm 0,018\text{mm}$ (Ver Apéndice III Figura 8).

4.6 Cálculo y Selección de Rodamientos tipo Chumacera.

La carga radial equivalente en el punto 2 es:

$$F_e = F_R = mR_2$$

$$F_e = 1,5 \times 150 = 225 \text{ N.}$$

El valor de L_{10h} se obtiene del catálogo de rodamientos de FAG, que para rodamientos de bolas para ventiladores es de 25000 Ver Apéndice III Figura N° 9.

La capacidad básica que soporta el rodamiento es determinada con la ecuación 3.15:

$$C_b = 225 \sqrt[3]{\frac{25000 \times 720 \times 60}{1000000}}$$

$$C_b = 2308,5$$

La carga radial equivalente en el punto 1es:

$$F_e = 1,5 \times 75 = 112,5 \text{ N.}$$

La capacidad básica que soporta el rodamiento es:

$$C_b = 112,5 \sqrt[3]{\frac{25000 \times 720 \times 60}{1000000}}$$

$$C_b = 1154,2.$$

Entonces serán seleccionados rodamientos de bolas que soporten la carga mayor y cuya especificaciones se muestran en la figura 6 del Apéndice IV, de igual manera las especificaciones de la

chumacera seleccionada están dadas en la figura 7 del Apéndice IV.

4.7 Cálculo y Selección de las Poleas de Arrastre.

El factor de corrección de la potencia es obtenida de la tabla 3.2 del capítulo 3, el cual es de 1,2 (motor eléctrico de 900 rpm y potencia en el ventilador de 0,3 KW).

Para seleccionar la polea de motriz, se calcula la potencia de diseño utilizando la ecuación 3.16:

$$P_c = 0,5 \times 1,2 = 0,6 \text{ Hp.}$$

Conociendo la potencia de diseño y se sabe también que la polea motriz gira a las mismas revoluciones del motor (900rpm), en la figura N°13 del Apéndice III se selecciona un banda sección angosta, referencia 3VX.

En la figura N°14 del Apéndice III se selecciona el diámetro exterior mínimo de la polea motriz, el cual es de 2,65 pulgadas (67,3 mm).

Para determinar la relación de transmisión, se utiliza la ecuación 3.17:

$$R = \frac{900}{720} = 1,25 = \frac{D}{d}$$

Entonces el diámetro exterior de la polea inducida es:

$$D = 1,25 \times 2,65 = 83,8 \text{ mm.}$$

La distancia entre centro es determinada con la ecuación 3.18:

$$E \geq \frac{(1,25 + 1) \times 2,56}{2} + 3,3$$

$$E \geq 157 \text{ mm.}$$

Se selecciona poleas 2-3V2.65 para la polea motriz y 2-3V3.35 para la polea impulsada (Ver Figura 15 Apéndice III).

4.8 Cálculo y Selección de la Banda de Arrastre.

En la realización de este proyecto se estableció el uso de correas trapezoidales, debido a que las velocidades tangenciales son menores a 30 m/s (3,16 m/s para polea motriz y 3,16 m/s polea impulsada).

Para determinar las dimensiones de la sección trapezoidal de la banda, se lo realiza con las figuras N° 16 y 17 del Apéndice III, sabiendo que la potencia de diseño es de 0,6 Hp calculada en la sección 4.7 y que la velocidad de giro de la polea motriz es de 900 rpm (banda de sección A seleccionada).

Longitud de la correa.

Se utiliza la ecuación 3.19:

$$L_p = 2x0,16 + \frac{\pi}{2} (0,08 + 0,067) + \frac{(0,08 - 0,067)^2}{4x0,16}$$

$$L_p = 550 \text{ mm.}$$

El número necesario de correas para la transmisión es determinado con la ecuación 3.20:

$$N = \frac{0,6}{0,5} = 1,2 \text{ (se usará 2 correas para la transmisión).}$$

4.9 Cálculo y Selección de la Potencia con regulación Variable Requerida.

En el Capítulo 2 de este proyecto, se estableció que el flujo de polvo generado en el proceso de refilado representa en 2% del flujo total transportado por los ductos (tramo v-w 0,543 m³/s, ver tabla 2.3) y asumiendo que la velocidad del polvo con la que entra a la turbina extractora de polvo es aproximadamente igual a la velocidad con que sale el material particulado de la turbina de extracción (tramo v-w 16,7 m/s, ver tabla 2.3), entonces con estos datos se determina el diámetro necesario de la tubería por donde pasará polvo y aire utilizando la ecuación 2.3:

$$d = \sqrt{\frac{4 * (0,02 * 0,543)}{\pi * 16,7}} = 0,029\text{m} = 29\text{mm}$$

⇒ $d_{\text{comercial}} \approx 1 \frac{1}{4} \text{ in (32 mm)}$. (Ver APENDICE II, Figura N°2).

Una vez conocido el diámetro del ducto, se determina la caída de presión en el mismo:

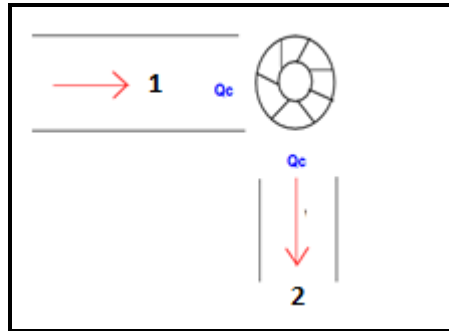


FIGURA 4.12. TRAMOS EN EL SISTEMA.

Datos:

$Q_1: 0,0109 \text{ m}^3/\text{s}$

$V_1: 16,7 \text{ m/s}$ (Tabla 2.3)

Para el cálculo de la presión dinámica se utilizó la ecuación 2.5
teniendo:

$$V_p = \left(\frac{16,7}{4,003} \right)^2$$

$$V_p = 17,4 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

La caída de presión por unidad de longitud para el tramo de tubería rígida es calculada de acuerdo a la gráfica en el Apéndice II figura 4.

$$H_l \approx 8,5 \text{ mm H}_2\text{O /m}.$$

La caída de presión a lo largo de este tramo de 1,5 m será:

$$H_l \approx 8,5 \text{ mm H}_2\text{O /m} * 1,5 \text{ m.}$$

$$H_l \approx 12,75 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Aplicando la ecuación 2.6 la presión estática será:

$$S_{p1} = 17,4 + 12,75$$

$$S_{p1} = 30,15 \text{ mm H}_2\text{O} \approx S_{p2}$$

Para determinar el número de Reynolds, se reemplaza los valores en la ecuación 3.3, entonces se tiene:

$$Re_d = \frac{16,7 * 1,204 * 0,032}{1,80E-05} = 35466,16 = 3,5 \times 10^4$$

Con rugosidad relativa = ϵ (mm)/d (mm) = 0,046/32 = 0,0014, el diagrama de Moody (Ver Apéndice III Figura N°1) da como resultado un factor de fricción de $f \approx 0,026$.

Para determinar el cabezal de potencia de la turbina se utiliza la ecuación 3.2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) + \frac{V^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum k \right) - h_t$$

Las presiones internas en el ducto son aproximadamente iguales, a demás se sabe que el caudal y diámetro del ducto 1 y 2 son iguales por lo cual las velocidades 1 y 2 son las mismas, no existen accesorios en este tramo de tubería y los ductos están en posición horizontal por lo tanto $z_1=z_2$, el tramo de tubería 1 y 2 tienen una longitud total de 3m.

Reemplazando valores en la ecuación 3.2 se tiene:

$$h_t = \frac{16,7^2}{2 \times 9,8} \left(\frac{0,026 \times 3}{0,032} + 0 \right)$$

$$\Rightarrow h_t = 34,68 \text{ m} \approx 113,75 \text{ ft.}$$

Determinando la potencia hidráulica en hp, utilizando la ecuación

3.4 se tiene:

$$P = 0,00233 * 32,2 * 19,16 * 113,75.$$

$$P = 163,52 \text{ ft} \cdot \text{lb} / \text{s}.$$

Se utiliza el siguiente factor de conversión de unidades:

$$1 \text{ hp} = 550 \text{ ft} \cdot \text{lb} / \text{s}$$

Entonces se tiene que la potencia hidráulica es de:

$$P = 163,52 \text{ ft} \cdot \text{lb} / \text{s} \cdot (1 \text{ hp} / 550 \text{ ft} \cdot \text{lb} / \text{s})$$

$$P = 0,3 \text{ hp.}$$

Asumiendo una eficiencia de 85% de la turbina, entonces la potencia de freno (potencia necesaria en el eje para que gire las aspas) será:

$$P_{\text{Freno}} = 0,3 / 0,85 = 0,4 \text{ hp.}$$

Para calcular la potencia necesaria del motor eléctrico, asumiendo una eficiencia del 70%, se tiene:

$$P_{\text{Eléctrica}} = 0,4 / 0,7 = 0,5 \text{ hp.}$$

Bajo estas condiciones de diseño se selecciona un motor tipo GP10 de $\frac{1}{2}$ hp (Ver Apéndice IV, Figura N° 5), ya que es el ideal para trabajo bajo las condiciones requeridas.

4.10 Diseño Estructural del Túnel de Descarga.

Planos Inclinados del Separador.

Las placas metálicas están ubicadas dentro del separador, las cuales tienen una longitud de 80 cm y 40 cm de ancho, fabricadas en acero estructural A36.

El separador consta de 3 planos inclinados a 50 grados dispuestos de la siguiente manera: dos con pendiente negativa y uno con pendiente positiva.

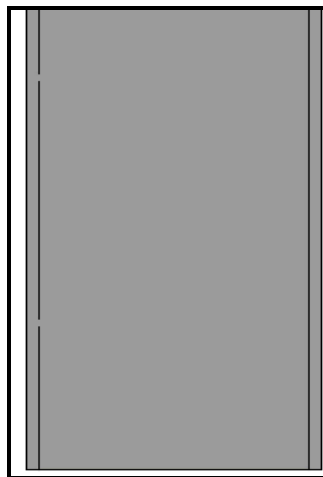


FIGURA N°4.13 PLACAS METÁLICAS.

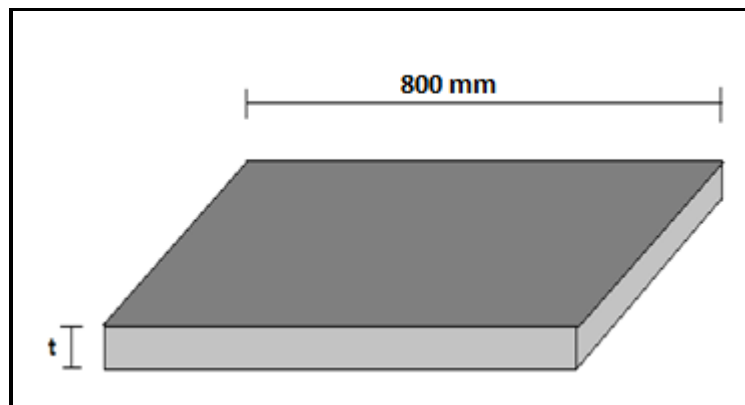


FIGURA 4.14 ESPESOR DE LA PLACA METÁLICA.

Espesor mínimo necesario de las placas: Primero se establece la carga a la cual van a estar sometida las placas (peso de las virutas por cada segundo), se estima que cada viruta después del proceso de refilado tiene un peso aproximado de 30 gr/m^3 , además se conoce que el caudal con que sale del sistema de extracción y entra al separador es de $0,543 \text{ m}^3/\text{s}$ (Ver tabla N°1), entonces se tiene:

$$m = Q \times w \times F.S \quad \text{Ecu. 4.2}$$

Dónde:

m: Flujo masico en Kg/s.

Q: Caudal del material en m^3/s .

w: Masa de la viruta por cada metro cubico en Kg/m^3 .

F.S: Factor de seguridad 1,5

Reemplazando valores en la ecuación 4.1 se tiene:

$$m = 0,543 \times 0,030 \times 1,5 = 0,024 \text{ Kg/s.}$$

Entonces la carga por cada segundo que soportan las placas es:

$$F = m \times g \quad \text{Ecu. 4.3}$$

Dónde:

m: masa en Kg.

g: gravedad en m²/s.

reemplazando valores en la ecuación 4.2 se tiene:

$$F = 0,024 \times 9,8 = 0,24 \text{ N}$$

Utilizando la ecuación 3.4 se tiene:

$$F.S = \frac{Sy}{\sigma}$$

$$1,5 = \frac{250}{\sigma}$$

$$\sigma = 167 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo por aplastamiento es [37]:

$$\sigma = \frac{F}{A_b} \quad \text{Ecu. 4.4}$$

Dónde:

σ : Esfuerzo por aplastamiento en Pa.

F: Carga soportada por las placas en N.

A_b : Area de aplastamiento en m^2 .

A demas se tiene que:

$$A_b = L \times t \quad \text{Ecu. 4.5}$$

Dónde:

L: Longitud de la placa en m.

t: Espesor de la placa en m.

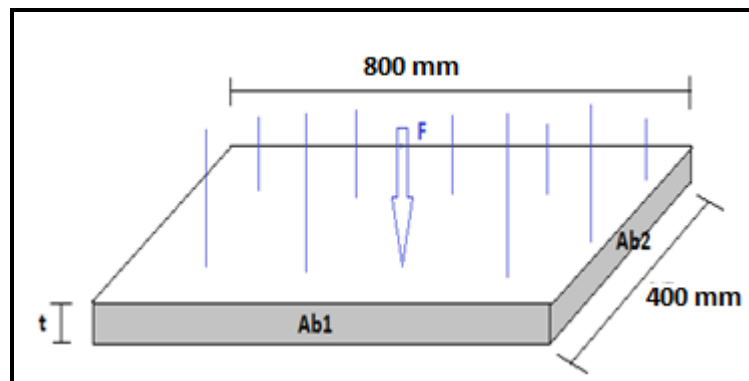


FIGURA 4.15 CARGAS SOBRE LA PLACA METÁLICA.

Reemplazando la ecuación 4.5 en la ecuación 4.4 y despejando "t", se tiene:

$$t = \frac{F \times (F.S)}{S_y \times l}$$

Para el lado de longitud de 800mm el espesor mínimo es:

$$t = \frac{0,24 \times 1,5}{250 \text{ E}06 \times 0,80} = 1,8 \text{ E-}06\text{mm.}$$

Para el lado de longitud de 400mm el espesor mínimo es:

$$t = \frac{0,24 \times 1,5}{250 \text{ E}06 \times 0,40} = 3,6 \text{ E-}06\text{mm.}$$

El Volumen de material perdido por desgaste determinado con la siguiente fórmula experimental [37]:

$$V_d = \frac{K_d \times R \times X_d}{3 P_f} \quad \text{Ecu. 4.6}$$

Dónde:

V_d : Volumen del material perdido en m^3 .

R: Fuerza normal al punto de contacto en N.

X_d : Distancia de desplazamiento del punto de desgaste en m.

K_d : Coeficiente de desgaste.

P_f : Presión del flujo en Pa. ($P_f = 3 S_y$).

S_y : Esfuerzo de fluencia en Pa.

De la figura 4.14 se puede determinar que el volumen de desgaste es:

$$V_d = 0,80 \times 0,40 \times t \quad \text{Ecu. 4.7}$$

Para determinar la Fuerza Normal en el punto de contacto, se realiza un diagrama de cuerpo libre del plano inclinado:

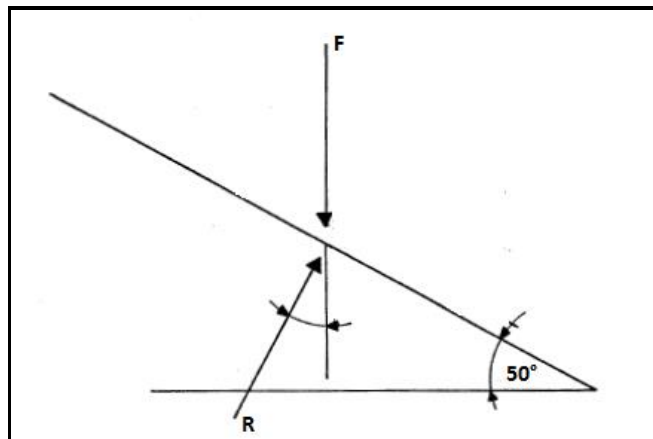


FIGURA 4.16 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA INCLINADA.

Entonces la Fuerza Normal es:

$$R = F \times \cos 50^\circ = 0,24 \times \cos 50^\circ = 0,15 \text{ N.}$$

Para una vida útil de 2000 horas, la distancia de desplazamiento del punto de desgaste es [37]:

$$X_d = \frac{\text{Ciclos}}{t_c} \times \text{vida útil} \quad \text{Ecu.4.8}$$

Dónde:

t_c : tiempo de un ciclo (tiempo de refilado de cada ejemplar).

Se considera que cada refilado a un ejemplar es un ciclo, a demás se sabe que la guillotina trabaja a razón de 30000 ejemplares por cada hora, entonces el tiempo de cada ciclo es estimado mediante una regla de tres:

$$t_c = 1/30000 = 3,3 \text{ E-}05 \text{ hr.}$$

Entonces se tiene:

$$\frac{\text{Ciclos}}{\text{hora}} = \frac{1}{3,3 \text{ E} - 05} = 30303,03 \text{ ciclos/h}$$

Se asume que 1 ciclo de desgaste = 800 mm (longitud de la placa).

Reemplazando valores en la ecuación 4.8 se tiene:

$$X_d = 30303,03 \times 0,80 \times 2000 = 48484848,48 \text{ m}$$

De la figura N°1 del Apendice IV se selecciona el valor de $K_b = 5 \times 10^{-6}$.

Para determinar la presión del flujo, se sabe que el material de las placas es un acero estructural A36 ($S_y = 250 \text{ MPa}$), entonces:

$$P_f = 3 S_y$$

$$P_f = 3 \times 250 = 750 \text{ MPa.}$$

Reemplazando valores en la ecuación 4.6, se tiene:

$$V_d = \frac{0,00005 \times 0,15 \times 48484848,48}{750000000} = 4,8 \text{ E-07.}$$

Reemplazando el valor de V_d en la ecuación 4.7, y despejando "t" se tiene:

$$0,00000048 = 0,80 \times 0,40 \times t$$

$$t = 1,5 \text{ E-03mm}$$

Realizado los cálculos se determina que el espesor de la placa debe ser de 1,5 E-03mm, pero se sabe que el espesor calculado no es comercial, a demás sería muy difícil soldar esta placa debido a su espesor, por lo cual se selecciona para la fabricación de los planos inclinados, planchas de acero A36 de 3mm de espesor, debido a su comercialización en el país.

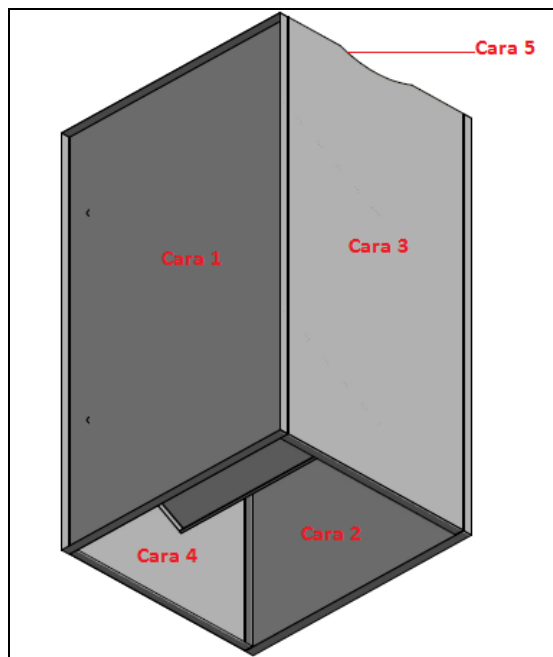


FIGURA 4.17 MONTAJE DE LAS CHAPAS METÁLICAS Y PLANOS INCLINADOS.

Para determinar la longitud de las chapas metálicas, se lo realiza de la siguiente manera:

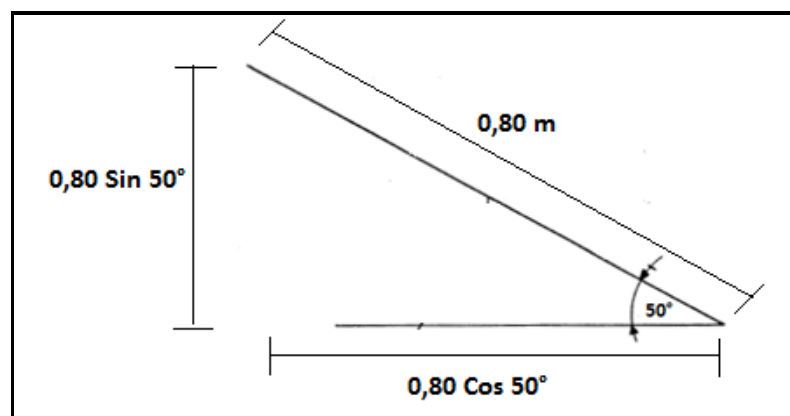


FIGURA 4.18 DIMENSIONES DE LA PLACA METÁLICA.

Se sabe que el separador consta de tres placas inclinadas, entonces el largo de todas las chapas metálicas es:

$$H = 3 \times 0,80 \sin 50^\circ = 1840 \text{mm.}$$

Entonces para este diseño las chapas metálicas serán de 2000mm de largo.

Para las caras 1 y 2 (ver Figura N°4.17) el ancho de las chapas serán de 400mm.

Para las caras 3 y 4 (ver Figura N°4.17) el ancho de las chapas serán determinados de la Figura N°4.18:

$$A = 0,80 \cos 50^\circ = 510 \text{mm.}$$

Entonces el ancho será de 650mm.

Y finalmente las dimensiones para la cara 5 será de (400x650)mm.

Todas las chapas metálicas serán de 3mm de espesor.

Diseño de la Soldadura entre la Placa Inclinda y la Chapa Metálica (cara 1 y 2).

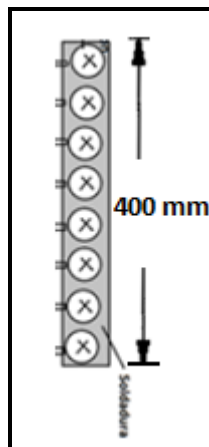


FIGURA N°4.19 DIMENSIONAMIENTO DEL CORDÓN DE SOLDADURA EN LA PLACA INCLINDA Y LA CHAPA METÁLICA.

Se sabe que la única fuerza puntual que actúa sobre las placas metálicas inclinadas es $R = 0,15 \text{ N}$ (Ver Figura N°4.16), entonces $V_{\max} = R$, y también se sabe que el momento máximo estará ubicado en la mitad del plano inclinado, entonces $M_{\max} = (0,80/2) \times 0,15 = 0,06 \text{ N}\cdot\text{m}$.

El esfuerzo cortante en la soldadura se lo determina usando la ecuación 3.7.

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{V}{0,707 h l}$$

$$\tau'_{max} = \frac{V_{max}}{0,707 h l} = \frac{0,15N}{0,707 h(0,40m)} = \frac{0,53}{h} N / m^2$$

Aplicando la ecuación 3.8, se determina el esfuerzo de flexión en la soldadura.

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{MC}{0,707 h I_u}$$

Para determinar la Inercia unitaria, se utiliza la ecuación mostrada en la figura 6, Apéndice III.

$$I_u = \frac{0,40^3}{12} = 0,0053 \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 h (0,0053) = 0,004h \text{ m}^4$$

La distancia al centro de gravedad "C" es:

$$0,40/2 = 0,2 \text{ m.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.8 se tiene:

$$\tau'' = \frac{0,06 \cdot 0,2}{0,004 \cdot h} = \frac{3}{h} \text{ N/m}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10 se tiene:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{0,53}{h}\right)^2 + \left(\frac{3}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{3,05}{h}$$

Se recomienda un F.S alto en la soldadura para asegurarse de que no falle, por tal razón se recomienda un F.S = 6, además se utilizará un electrodo E60-11 cuya resistencia es de 60000Psi = 413685437.4 Pa.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 3.11 se tiene:

$$6 = \frac{413,6 \text{ E}06 \cdot 0,5}{\frac{3,05}{h}}$$

$$\Rightarrow h_{\text{ soldadura}} = 0,00044 \text{ mm.}$$

La altura de la soldadura es muy pequeña, debido a que la carga aplicada sobre las placas inclinadas también lo es, por lo cual se asegura que la soldadura no fallará.

Las caras 3,4 y 5 no soportan ninguna carga, son placas de unión simplemente, entonces se usará soldadura E 60-11 de 2 mm de altura, del mismo modo se usará 2 mm de altura para la soldadura de las caras 1 y 2.

4.11 Diseño de los Carros Portátiles para Recolección y Traslado de Viruta.

El cubo constará de dos bisagras con un seguro, de tal forma que facilitará la evacuación de la viruta.

En la sección 4.3 de este proyecto, se estableció que el flujo másico aproximado de viruta es de 0,024 Kg/s, también se conoce que la densidad del papel es de 600 Kg/m³, entonces el carro portátil será diseñado de tal forma que pueda almacenar material por un lapso de 5 horas.

Para determinar la cantidad de masa de viruta en 5 horas se multiplica el flujo másico por el lapso de tiempo:

$$0,024 \frac{Kg}{s} \times 5hrs \times \frac{3600 s}{1 hr} = 432 Kg.$$

Para determinar el volumen del carro portátil, se utiliza la ecuación

4.1:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{432}{600} = 0,72 \text{ m}^3.$$

La forma del carro será como la de un cubo, entonces aplicando la fórmula del volumen, se determina las dimensiones de cada una de las caras:

$$V = a^3; \text{ donde "a" son las caras del cubo.}$$

Entonces:

$$a = \sqrt[3]{0,72} = 900\text{mm.}$$

Se multiplicará por un factor de seguridad de 1,5 a las dimensiones de cada lado, entonces se tendrá 5 planchas de 1340 mm cada una.

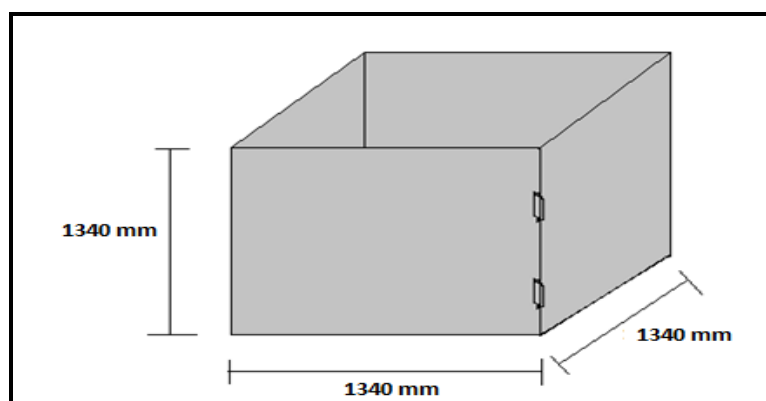


FIGURA 4.20 DIMENSIONAMIENTO DE LOS CARROS PORTÁTILES.

Para determinar el espesor necesario de las planchas, se analizará por aplastamiento.

Reemplazando la ecuación 4.5 en la ecuación 4.4 y despejando "t", se tiene:

$$t = \frac{(432 \times 9,8) \times 1,5}{250 \times 10^6 \times 1,34} = 0,019 \text{ mm.}$$

Las caras del cubo tendrán un espesor de 3mm, soldadas con electrodos E60-11 con una altura de 2mm, debido a que la resistencia del electrodo es aproximadamente de 414 MPa y el esfuerzo debido a la carga es mucho menor a la resistencia del electrodo (2,4 KPa).

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{(432 \times 9,8)}{1,34^2} = 2,4 \text{ KPa.}$$

El peso total del cubo es determinado con la ecuación 4.1:

$$m = 7850 \times (1,34 \times 1,34 \times 0,003)$$

$$m = 42,3 \text{ Kg. (una cara del cubo);}$$

Entonces la masa total de las 5 caras del cubo es:

$$42,3 \times 5 = 211,4 \text{ Kg}$$

El peso total del cubo es:

$$W_{\text{total}} = 211,4 \times 9,8 = 2,1 \text{ KN.}$$

Se usará una carretilla retráctil para la transportación del cubo, que sea capaz de soportar una carga de 6,3 KN (2,1 KN + (432 x 9,8) KN).

4.12 Selección de la Torre Receptora de Polvo.

La torre es un dispositivo de control de emisiones de partículas al ambiente, puesto que liberar el polvo de forma directa al ambiente causaría severos problemas de contaminación, por lo cual es indispensable la existencia de un sistema de filtrador y separador de partículas.

Los separadores pueden ser de diversos tipos, el tamaño de la partícula es un requerimiento fundamental previo a la selección del equipo colector. Los separadores más usados son [16]:

- *Con precipitación por gravedad.*- son usados para la separación de polvos gruesos o para una separación previa,

este método es aplicable solo para partículas mayores a las 10 μm .

- *Separadores centrífugos a base de ciclones.*- son uno de los medios menos costosos para la recolección de polvo, son adecuados para separar partículas mayores a 5 μm .
- *Separador filtrante.*- el aire contaminado entra al equipo, el cual fluye por el espacio que está debajo de la placa a la que se encuentra sujeta las mangas y hacia arriba para introducirse en las mangas, quedando así las partículas atrapadas en la parte externa de las mangas. Son muy eficientes, para partículas mayores a las 10 μm su eficiencia alcanza el 99%, para partículas mayores a las 0,5 μm su eficiencia alcanza el 99% y para partículas de hasta 0,01 μm su eficiencia es aceptable.

Se selecciona un separador filtrante, debido a su alta eficiencia para los diversos tamaños de partículas, su esquema puede ser observado en la Figura N° 4.21.

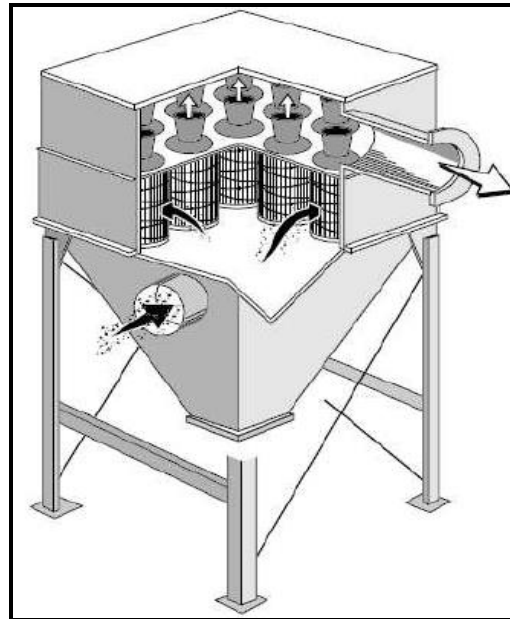


FIGURA 4.21 ESQUEMA DE LA TORRE RECEPTORA DE POLVO [16].

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones

1. Las dimensiones calculadas en los ductos del sistema por donde es transportado el material particulado, aseguran que el material no se sedimentará y no ocasionará atascos en los mismos.
2. El sistema de Extracción de viruta fue diseñado en base a las necesidades de refilado, por lo cual cada elemento diseñado en el sistema tiene un factor de seguridad de 1.5 en adelante, lo que garantiza el correcto funcionamiento del mismo.
3. Algunos criterios de diseño fueron seleccionados en base a observaciones de otros diseños, manuales y experiencia.
4. Las dimensiones dadas de los diferentes componentes del sistema, se dieron a partir de los cálculos realizados y en algunos casos en base al criterio del diseñador.

5. La selección del material de cada uno de los componentes del sistema, fueron escogidos de acuerdo a la comercialización en el país y a su costo.
6. Se utilizó el Software Inventor para la esquematización en 2D y 3D de los planos y simulación de las cargas en la base del primer ventilador de extracción del sistema.

Recomendaciones

1. Se debe seleccionar materiales existentes en el mercado nacional, para abaratar costos de fabricación.
2. Cuando se determina las dimensiones de algún componente del sistema de extracción en base a los cálculos adecuados, verificar que las dimensiones calculadas sean comerciales en el país de acuerdo a los catálogos disponibles.
3. Realizar inspecciones periódicas del sistema, principalmente a las piezas sometidas a desgaste.
4. Limpiar los filtros de la torre de recepción después de cada ciclo de trabajo.

APÉNDICES

APÉNDICE II

Naturaleza del contaminante	Ejemplos	Velocidad de diseño (m/s)
Vapores, gases, humos de combustión	Todos los vapores, gases y humos	Indiferente (la velocidad óptima económicamente suele encontrarse entre 5 y 10 m/s)
Humos de soldadura	Soldadura	10-12,5
Polvo muy fino y ligero	Hilos de algodón, harina de madera, polvo de talco	12,5-15
Polvos secos	Polvo fino de caucho, baquelita en polvo para moldeo, hilos de yute, polvo de algodón, virutas (ligeras), polvo de detergente, raspaduras de cuero	15-20
Polvo ordinario	Polvo de desbarbado, hilos de muela de pulir (secos), polvo de lana de yute (residuos de sacudidor), polvo de granos de café, polvo de cuero, polvo de granito, harina de sílice, manejo de materiales pulverulentos en general, corte de ladrillos, polvo de arcilla, fundiciones (en general), polvo de caliza, polvo en el embalado y pesado de amianto en industrias textiles	17,5-20
Polvos pesados	Polvo de aserrado (pesado y húmedo), viruta metálica, polvo de desmoldeo en fundiciones, polvo en el chorreado con arena, pedazos de madera, polvo de barrer, virutas de latón, polvo en el taladrado de fundición, polvo de plomo	20-22,5
Polvo pesado húmedo	Polvo de plomo con pequeños pedazos, polvo de cemento húmedo, polvo del corte de tubos de amianto-cemento, hilos de muela de pulir (pegajosos)	> 22,5

Figura 1. Velocidades Recomendadas para Diseño de Conductos [20].

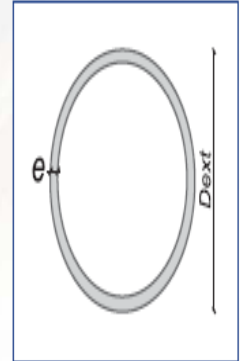
TUBERÍA CONDUIT IMC bajo norma NTC 169 equivalente a UL 1242

REFERENCIA (Pulgadas)	DIAMETRO EXTERIOR				ESPESOR MATERIAL BASE				PESO GALVANIZADO (Kg)	LONGITUD (m) ±6 mm
	Pulgadas		mm		Pulgadas		mm			
	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN		
1/2	0,820	0,810	20,830	20,570	0,085	0,070	2,16	1,79	3,135	3,050
3/4	1,034	1,024	26,260	26,010	0,090	0,075	2,29	1,90	4,041	3,050
1	1,295	1,285	32,890	32,640	0,100	0,085	2,54	2,16	5,693	3,050
1 1/4	1,645	1,630	41,780	41,400	0,105	0,085	2,67	2,16	7,219	3,050
1 1/2	1,890	1,875	48,010	47,620	0,110	0,090	2,79	2,29	8,971	3,050
2	2,367	2,352	60,127	59,740	0,115	0,095	2,92	2,41	12,026	3,050
2 1/2	2,867	2,847	72,820	72,300	0,160	0,140	4,06	3,56	20,291	3,050
3	3,486	3,466	88,540	88,040	0,160	0,140	4,06	3,56	24,807	3,050
4	4,476	4,456	113,690	113,180	0,160	0,140	4,06	3,56	31,754	3,050

Figura 2. Guía de tuberías en Acero de CORPACERO-Colombia.

TUBERÍA CIRCULAR

PERFIL	D ext (mm)	D int (mm)	e nominal (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm ²)	Ixx (cm ⁴)	Sx (cm ³)	Zx (cm ³)
TUBO 5" x 3.0mm	127,0	121,00	3,0	9,17	11,69	224,8	35,39	46,13
TUBO 5" x 4.5mm	127,0	118,00	4,5	13,59	17,32	325,3	51,23	67,53
TUBO 5" x 6.0mm	127,0	115,00	6,0	17,90	22,81	418,4	65,90	87,85
TUBO 6.25" x 4.5mm	158,8	149,75	4,5	17,12	21,81	649,1	81,78	107,07
TUBO 6.25" x 6.0mm	158,8	146,75	6,0	22,60	28,79	841,1	105,96	140,00
TUBO 6.25" x 7.0mm	158,8	144,75	7,0	26,20	33,37	962,6	121,28	161,20
TUBO 7.5" x 4.5mm	190,5	181,50	4,5	20,64	26,30	1.137,8	119,45	155,68
TUBO 7.5" x 6.0mm	190,5	178,50	6,0	27,30	34,78	1.481,4	155,52	204,24
TUBO 7.5" x 7.0mm	190,5	176,50	7,0	31,68	40,35	1.701,0	178,58	235,71
TUBO 8.875" x 5.5mm	225,4	214,43	5,5	29,83	38,00	2.298,9	203,96	266,02
TUBO 8.875" x 7.0mm	225,4	211,43	7,0	37,71	48,03	2.867,5	254,41	333,97
TUBO 10" x 5.5mm	254,0	243,00	5,5	33,71	42,94	3.316,0	261,10	339,64
TUBO 10" x 6.0mm	254,0	242,00	6,0	36,70	46,75	3.596,0	283,15	369,02
TUBO 10" x 7.0mm	254,0	240,00	7,0	42,64	54,32	4.145,7	326,43	427,06
TUBO 11.25" x 7.0mm	285,8	271,75	7,0	48,12	61,30	5.957,7	416,98	543,91



Propiedades calculadas con base en el espesor nominal especificado para cada sección.

Figura 3. Guía de tuberías en Acero de CORPACERO-Colombia.

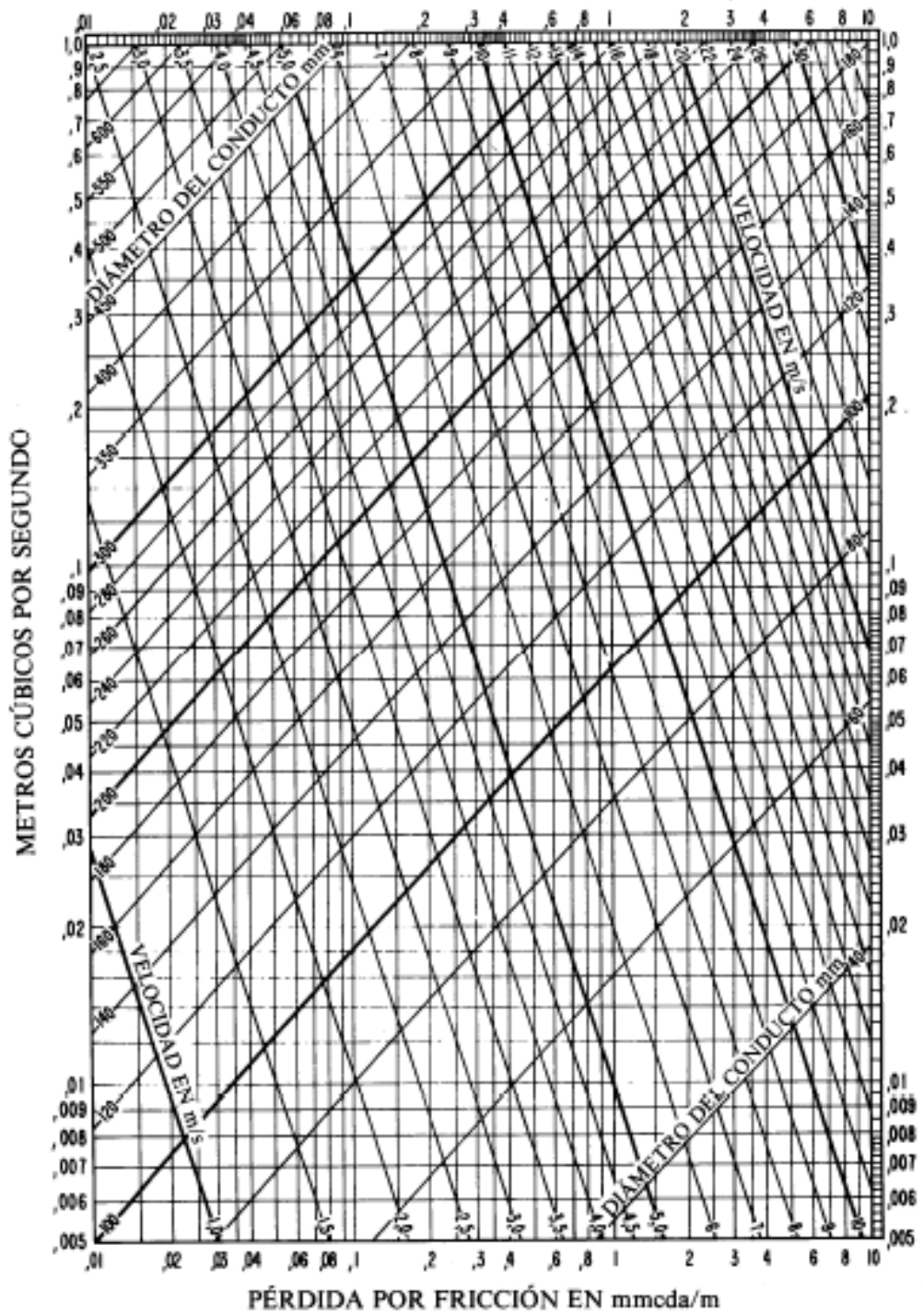


Figura 4 Pérdidas por Fricción en mmcd/m [20].

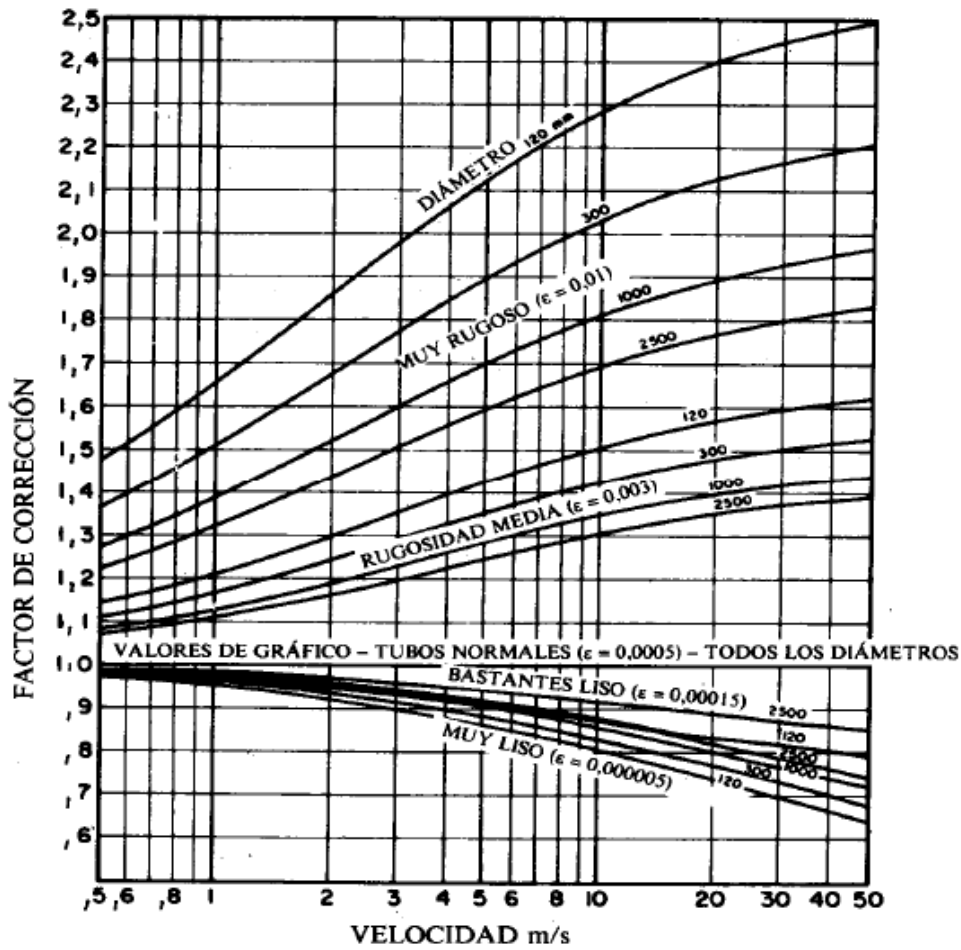


Figura 5. Factor de corrección para Ductos según su acabado [20].

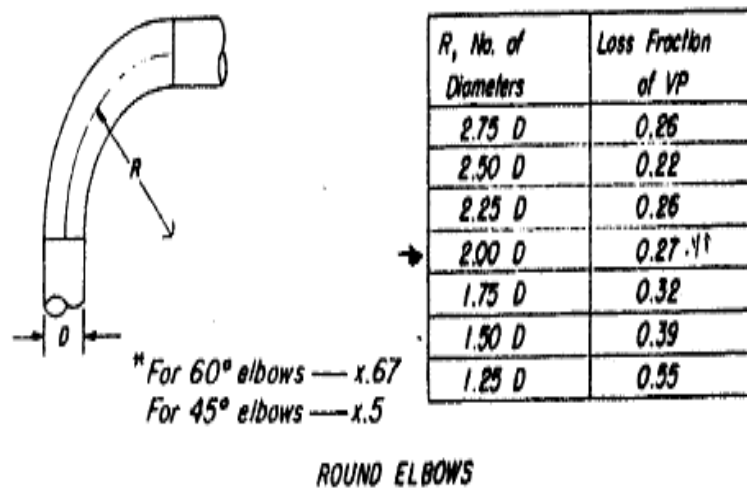


Figura 6. Pérdidas en codos [20].

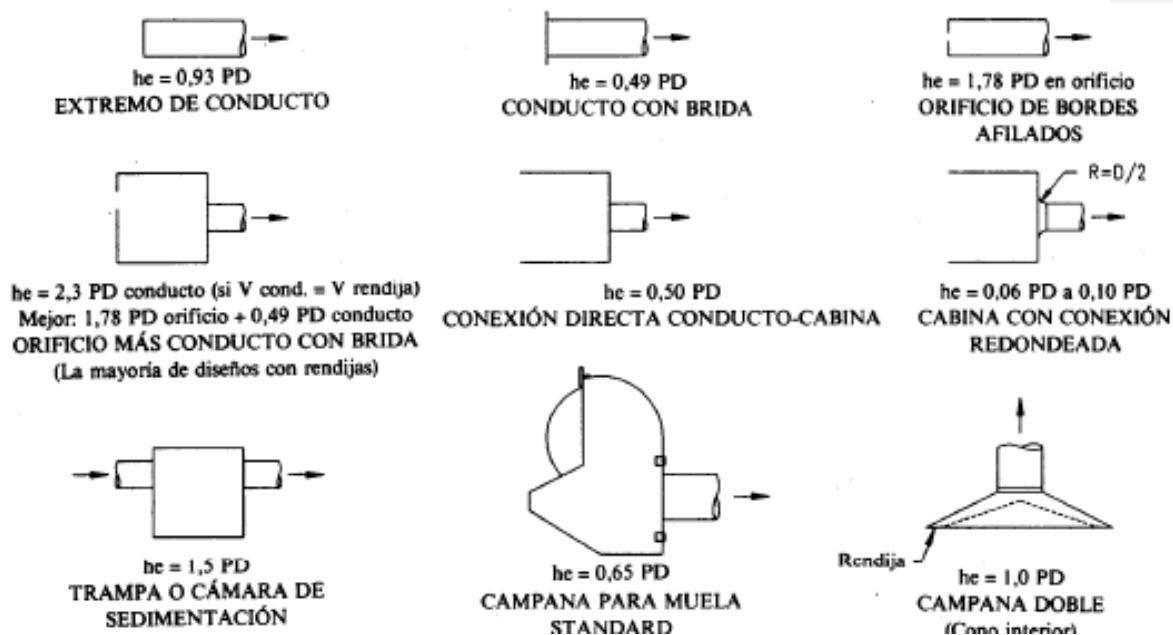
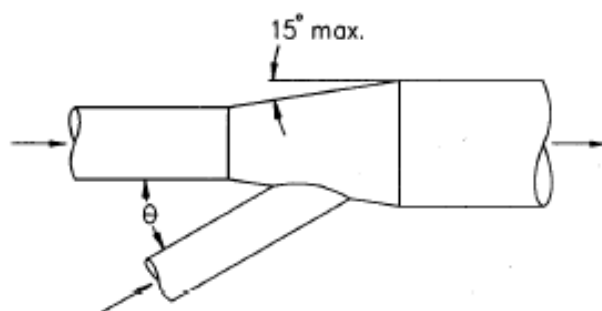


Figura 7. Factor de pérdida a la entrada de los ductos [20].

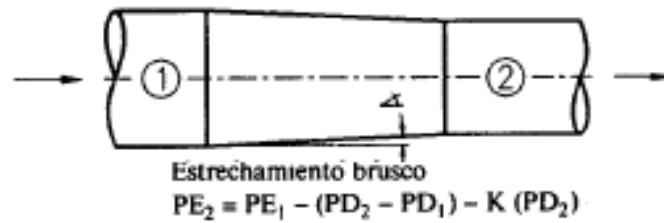


Nota: La pérdida de carga se produce en el conducto lateral y se debe contabilizar en el mismo.

No incluir el cálculo de la recuperación de presión en los conductos laterales con uniones progresivas.

Ángulo θ grados	Pérdida de carga en el conducto lateral Fracción de PD
10	0,06
15	0,09
20	0,12
25	0,15
30	0,18
35	0,21
40	0,25
45	0,28
50	0,32
60	0,44
90	1,00

Figura 8. Factor de pérdida en empalmes [20].



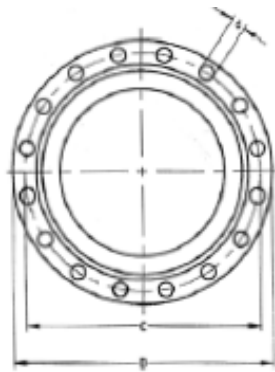
Relación A_2/A_1	K
0,1	0,48
0,2	0,46
0,3	0,42
0,4	0,37
0,4	0,32
0,6	0,26
0,7	0,20

A = Sección del conducto m²

Figura 9. Pérdidas de presión estática en estrechamiento [20].

Nomenclatura		F_y ⁽³⁾		F_u ⁽⁴⁾	
NMX ¹	ASTM ²	MPa	kg/cm ²	MPa	kg/cm ²
B-254	A36	250	2530	400 a 550	4080 a 5620
B-99	A529	290	2950	414 a 585	4220 a 5975
B-282	A242	290	2950	435	4430
		320	3235	460	4710
		345	3515	485	4920
B-284	A572	290	2950	414	4220
		345	3515	450	4570
		414	4220	515	5270
		450	4570	550	5620
	A992	345	3515	450 a 620	4570 a 6330
B-177	A53	240	2460	414	4220
B-199	A500 ⁽⁵⁾	320	3235	430	4360
B-200	A501	250	2530	400	4080
	A588	345 ⁽⁶⁾	3515 ⁽⁶⁾	483 ⁽⁶⁾	4920 ⁽⁶⁾
	A913	345 a 483 ⁽⁷⁾	3515 a 4920	448 a 620 ⁽⁷⁾	4570 a 6330

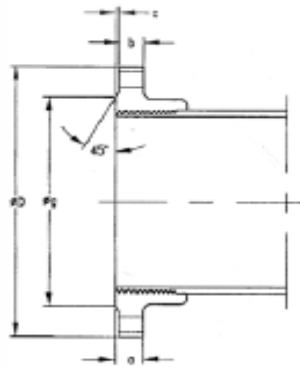
Figura 10. Límite de Fluencia de Algunos Aceros.



PN10					
Tamaño Nominal DN	D	C	Huecos		Pernos
			Numero	φd	φ
100	220	180	8	19	16
150	285	240	8	23	20
200	340	295	8	23	20
250	400	350	12	23	20
300	455	400	12	23	20
350	505	460	16	23	20
400	565	515	16	28	24
450	615	565	20	28	24
500	670	620	20	28	24
600	780	725	20	31	27
700	890	840	24	31	27
800	1015	950	24	34	30
900	1115	1050	28	34	30
1000	1230	1160	28	37	33
1200	1455	1380	32	40	36
1400	1675	1590	36	43	39
1500	1785	1700	36	43	39
1600	1915	1820	40	49	45

Dimensiones en milímetros.

Figura 10. Detalle de Taladro para Bridas.



PN10					
Tamaño Nominal DN	D	g	a	b	c
100	220	153	19,0	16,0	3
150	285	209	19,0	16,0	3
200	340	264	20,0	17,0	3
250	400	319	22,0	19,0	3
300	455	367	24,5	20,5	4
350	505	427	24,5	20,5	4
400	565	477	24,5	20,5	4
450	615	527	25,5	21,5	4
500	670	582	26,5	22,5	4
600	780	682	30,0	25,0	5
700	895	797	32,5	27,5	5
800	1015	904	35,0	30,0	5
900	1115	1004	37,5	32,5	5
1000	1230	1111	40,4	35,0	5
1200	1455	1330	45,0	40,0	5
1400	1675	1530	46,0	41,0	5
1500	1785	1640	47,5	42,5	5
1600	1915	1750	49,0	44,0	5

Dimensiones en milímetros.

Figura 10. Dimensiones de Bridas.

APÉNDICE III

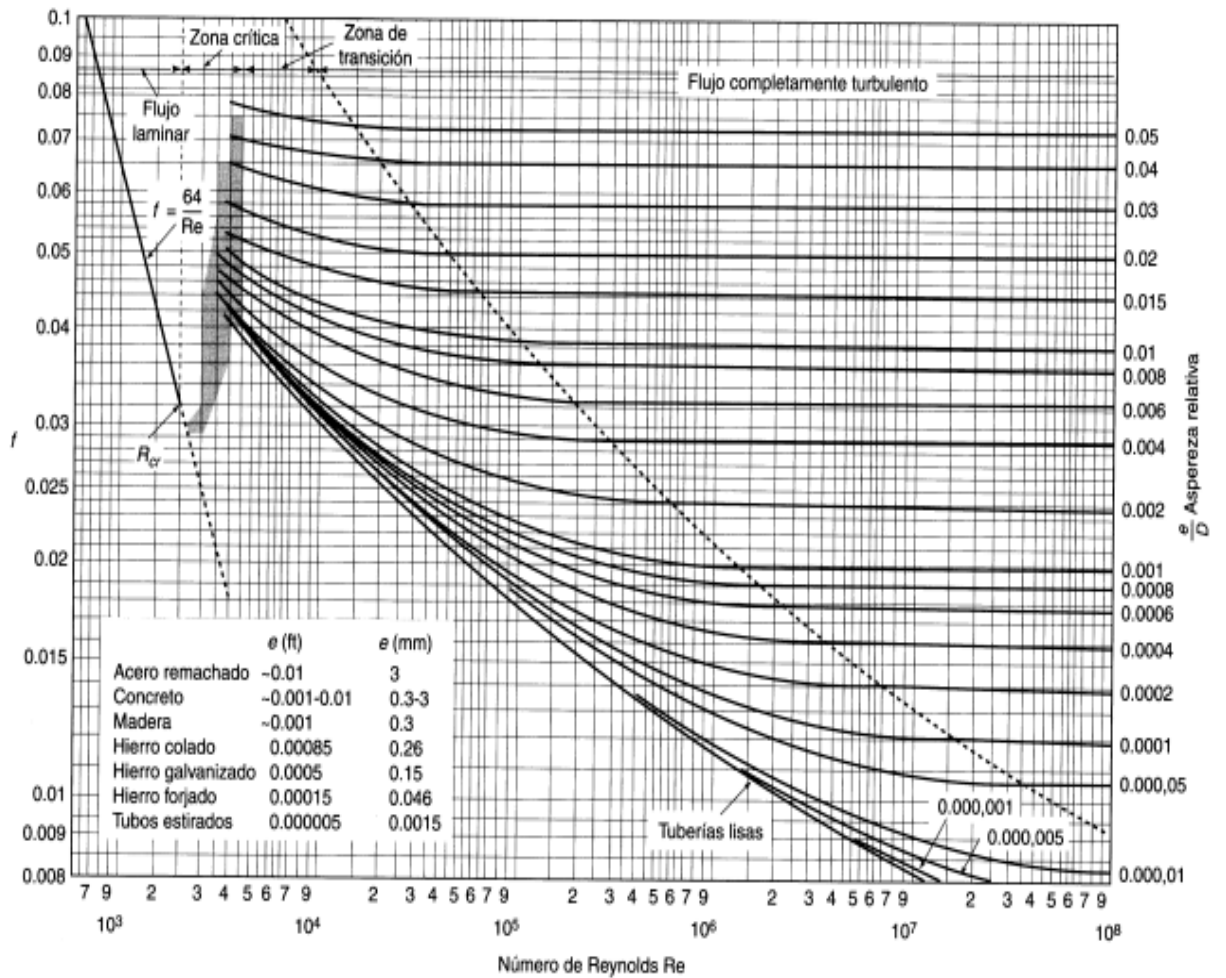


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

Figura 1. Diagrama de Moody [21].

<i>Tipo de tubo</i>	<i>Descripción del material</i>	<i>k (mm)</i>
<i>Tubos lisos</i>		
	<i>De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada) y acero nuevo soldado.</i>	<i>0.015</i>
	<i>Tubos de latón</i>	<i>0.025</i>
	<i>Hierro fundido nuevo</i>	<i>0.25</i>
	<i>Hierro fundido oxidado</i>	<i>1 a 1.5</i>
	<i>Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana</i>	<i>0.15 a 0.3</i>
	<i>Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125mm</i>	<i>1 a 4</i>
	<i>Acero laminado, nuevo</i>	<i>0.04 a 0.1</i>
<i>Tubos de acero soldado de calidad normal</i>		
	<i>Nuevo</i>	<i>0.05 a 0.1</i>
	<i>Limpiado después de mucho uso</i>	<i>0.15 a 0.2</i>
	<i>Moderadamente oxidado, con pocas</i>	<i>0.4</i>

Figura 2. Rugosidad Absoluta (ϵ) en Tubos Comerciales [21].

Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)

Tabla de selección							
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
50	3600	230/460	326TS	A7B10001005623	55.0	92.4	263
	1800	230/460	326T	A7B10001005615	58.0	93.0	272
	1200	230/460	365T	A7B10001005686	67.8	93.0	396
	900	230/460	404T	*			
60	3600	230/460	364TS	A7B10001005688	68.0	93.0	321
	1800	230/460	364T	A7B10001005697	71.0	93.6	326
	1200	230/460	404T	A7B10001005694	74.0	93.6	514
	900	230/460	405T	*			
75	3600	230/460	365TS	A7B10001005690	85.0	93.0	396
	1800	230/460	365T	A7B10001005682	87.0	94.1	396
	1200	230/460	405T	A7B10001005696	93.0	93.6	589
	900	230/460		*			
100	3600	460	405TS	A7B10001005714	112.0	93.6	589
	1800	460	405T	A7B10001005692	116.0	94.5	589
	1200	460	444T	A7B10001005676	117.0	94.1	736
	900	460		*			
125	3600	460	444TS	A7B10001005722	138.0	94.5	703
	1800	460	444T	A7B10001005720	146.0	94.5	736
	1200	460	445T	A7B10001005678	145.0	94.1	861
	900	460		*			
150	3600	460	445TS	A7B10001005701	165.0	94.5	861
	1800	460	445T	A7B10001005716	170.0	95.0	861

Figura 3. Motores Eléctricos [24].

PERFILES LAMINADOS IPE

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00m y 12,00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION cm ²	PESOS kg/mt	TIPOS			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm			I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³
IPE 80	80	46	3.60	5.20	8	7.64	6.00	80	8.49	20.00	3.69
IPE 100	100	55	4.10	5.70	5	10.30	8.10	171	15.90	34.20	5.79
IPE 120	120	64	4.40	6.30	5	13.20	10.40	318	27.70	53.00	8.65
IPE 140	140	73	4.70	6.90	7	16.40	12.90	541	44.90	77.30	12.30
IPE 160	160	82	5.00	7.40	7	20.10	15.80	869	68.30	109.00	16.70
IPE 180	180	91	5.30	8.00	7	23.90	18.80	1320	101.00	140.00	22.20
IPE 200	200	100	5.60	8.50	9	28.50	22.40	1940	142.00	194.00	28.50
IPE 220	220	110	5.90	9.20	9	33.40	26.20	2770	205.00	252.00	37.30
IPE 240	240	120	6.20	9.80	12	39.10	30.70	3890	284.00	324.00	47.30
IPE 270	270	135	6.60	10.20	12	45.90	36.10	5790	420.00	429.00	62.20
IPE 300	300	150	7.10	10.70	15	53.80	42.20	8360	604.00	557.00	80.50
IPE 330	330	160	7.50	11.50	15	62.60	49.10	11770	788.00	713.00	98.50
IPE 360	360	170	8.00	12.70	118	72.70	57.10	16270	1040.00	904.00	123.00
IPE 400	400	180	8.60	13.50	118	84.50	63.30	23130	1320.00	1160.00	146.00
IPE 450	450	190	9.40	14.60	21	98.80	77.70	33740	1680.00	1500.00	176.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	48200	2140.00	1930.00	214.00
IPE 550	550	210	11.10	17.20	24	134.00	106.00	67120	2670.00	2440.00	254.00

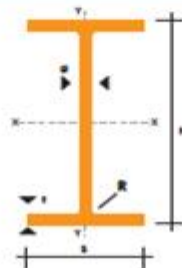
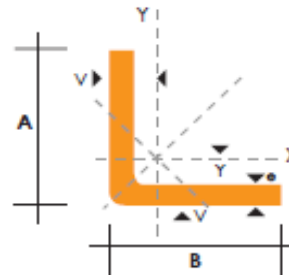


Figura 4. Perfiles IPE [26].

PERFILES ESTRUCTURALES ANGULOS "L" DOBLADO

Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6.00 m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1,5 hasta 12 mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS								
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	I	W	i	X=Y	i	i
						cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.05
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	2.35	2.11	2.99	1.43
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.46
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43
80	80	12	81.78	13.63	16.83	97.05	17.87	2.40	2.57	3.10	1.38

Figura 5. Ángulos L doblados [26].

Tabla 9-2 PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*


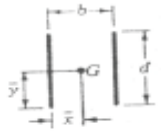
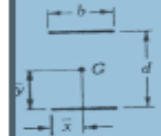
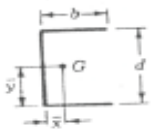
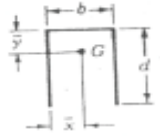
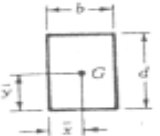
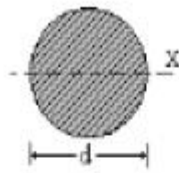
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707bd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414bd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414bb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707b(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707b(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414b(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Figura 6. Propiedades a la Flexión de Soldadura [25].



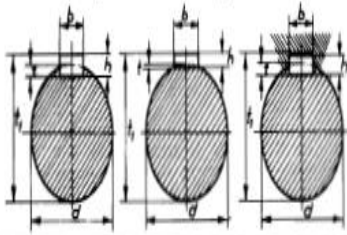
A = Área de la de la sección
 I_x = Momento de inercia de la sección.
 $W_x = 2 I_x : d$. Módulo resistente de la sección, respecto a X.
 $i_x = (I_x : A)^{1/2}$. Radio de giro de la sección.
 u = Perímetro de la sección.
 p = Peso por metro.

Selección
 Final →

Producto	Dimensiones (mm)		Términos de la sección				Peso P kp/m
	d mm	u mm	A cm ²	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	
Ø 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222
Ø 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302
Ø 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395
Ø 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,517
Ø 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,658
Ø 14	14	44,0	1,540	0,189	0,289	0,350	1,210
Ø 16	16	50,3	2,010	0,322	0,402	0,400	1,580
Ø 18	18	56,3	2,550	0,515	0,573	0,450	2,000
Ø 20	20	62,8	3,140	0,785	0,785	0,500	2,470
Ø 22	22	69,1	3,800	1,15	1,05	0,550	2,960
Ø 25	25	78,5	4,910	1,92	1,53	0,625	3,550
Ø 28	28	88,0	6,180	3,02	2,16	0,700	4,830
Ø 30	30	94,2	7,070	3,56	2,65	0,750	5,550
Ø 32	32	101,0	8,040	5,15	3,22	0,800	6,310
Ø 36	36	113,0	10,20	8,24	4,58	0,900	7,590
Ø 40	40	126,0	12,90	12,60	6,28	1,000	9,880
Ø 45	45	141,0	16,90	20,20	8,95	1,120	12,500
Ø 50	50	157,0	19,90	30,70	12,90	1,250	15,400

Figura 7. Especificaciones Físicas del Eje [26].

Ranuras, chavetas y chaveteros



Diámetro del eje	CHAVETA ENCASTRADA				CHAVETA PLANA				CHAVETA			
	Ancho	Alto	Profundidad de la ranura del eje	Profundidad de la ranura del cubo	Ancho	Alto	Altura del rebaje	Profundidad de la ranura del cubo	Ancho	Alto	Profundidad de la ranura del eje	Profundidad de la ranura del cubo
d	b	h	t	t ₁	b	h	t	t ₁	b	h	t	t ₁
mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
10-12	4	4	2,5	d + 1,5	—	—	—	—	4	4	2,5	d + 1,7
12-17	5	5	3	d + 2	—	—	—	—	5	5	3	d + 2,2
17-22	6	6	3,5	d + 2,5	—	—	—	—	6	6	3,5	d + 2,7
22-30	8	7	4	d + 3	8	4	1	d + 3	8	7	4	d + 3,2
30-38	10	8	4,5	d + 3,5	10	5	1,5	d + 3,5	10	8	4,5	d + 3,7
38-44	12	8	4,5	d + 3,5	12	5	1,5	d + 3,5	12	8	4,5	d + 3,7
44-50	14	9	5	d + 4	14	5	1	d + 4	14	9	5	d + 4,2
50-58	16	10	5	d + 5	16	6	1	d + 5	16	10	5	d + 5,2
58-68	18	11	6	d + 5	18	7	2	d + 5	18	11	6	d + 5,3
68-70	20	12	6	d + 6	20	8	2	d + 6	20	12	6	d + 6,3
78-92	24	14	7	d + 7	24	9	2	d + 7	24	14	7	d + 7,3
92-110	28	16	8	d + 8	28	10	2	d + 8	28	16	8	d + 8,3
110-130	32	18	9	d + 9	32	11	2	d + 9	32	18	9	d + 9,3
130-150	36	20	10	d + 10	36	13	3	d + 10	36	20	10	d + 10,3
150-170	40	22	11	d + 11	40	14	3	d + 11	40	22	11	d + 11,3
170-200	45	25	13	d + 12	45	16	4	d + 12	45	25	13	d + 12,3

Las chavetas tienen una inclinación de 1 : 100. La medida referente a la altura de la chaveta se refiere a la parte más alta de la cuña.

Valor en milésimas de milímetro de la Tolerancia **T** fundamental «ISA» para la calidad de trabajo de 1 a 16 para diversos grupos de dimensiones

IT = TOLERANCIA DEL «ISA» (Abreviada)

GRUPO DE DIMENSIONES mm.	CALIDAD															
	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
De 1 a 3	0,0015	0,002	0,003	0,004	0,005	0,007	0,009	0,014	0,025	0,040	0,060	0,090	0,140	0,250	0,400	0,600
De más 3 a 6	0,0015	0,002	0,003	0,004	0,005	0,008	0,012	0,018	0,030	0,048	0,075	0,120	0,180	0,300	0,480	0,750
» 8 a 10	0,0015	0,002	0,003	0,004	0,006	0,009	0,015	0,022	0,036	0,058	0,090	0,150	0,220	0,360	0,580	0,900
» 10 a 18	0,0015	0,002	0,003	0,005	0,008	0,011	0,018	0,027	0,043	0,070	0,110	0,180	0,270	0,430	0,700	1,100
» 18 a 30	0,015	0,002	0,004	0,006	0,009	0,013	0,021	0,033	0,052	0,084	0,130	0,210	0,330	0,520	0,840	1,300
» 30 a 50	0,002	0,003	0,004	0,007	0,011	0,016	0,025	0,039	0,062	0,100	0,160	0,250	0,390	0,620	1,000	1,600
» 50 a 80	0,002	0,003	0,005	0,008	0,013	0,019	0,030	0,046	0,074	0,120	0,190	0,300	0,460	0,740	1,200	1,900
» 80 a 120	0,003	0,004	0,006	0,010	0,015	0,022	0,035	0,054	0,087	0,140	0,220	0,350	0,540	0,870	1,400	2,200
» 120 a 180	0,004	0,005	0,008	0,012	0,018	0,025	0,040	0,063	0,100	0,160	0,250	0,400	0,630	1,000	1,600	2,500
» 180 a 250	0,005	0,007	0,010	0,014	0,020	0,029	0,046	0,072	0,115	0,185	0,290	0,460	0,720	1,150	1,850	2,900
» 250 a 315	0,006	0,008	0,012	0,016	0,023	0,032	0,052	0,081	0,130	0,210	0,320	0,520	0,810	1,300	2,100	3,200
» 315 a 400	0,007	0,009	0,013	0,018	0,025	0,036	0,057	0,089	0,140	0,230	0,360	0,570	0,890	1,400	2,300	3,600
» 400 a 500	0,008	0,010	0,015	0,020	0,027	0,040	0,063	0,097	0,155	0,250	0,400	0,630	0,970	1,550	2,500	4,000



En esta tabla se estiman las tolerancias fundamentales, cuyo ejemplo es el siguiente: Tolerancia en un agujero calidad IT 7 sobre la línea ideal cero, o sea, H 7 y diámetro 200 mm. es = + 0,046 y 0,000.
En iguales condiciones el EJE h 6 de 200 mm. diámetro es = - 0,029 y + 0,000.

Figura 8. Tolerancias Recomendadas [28].

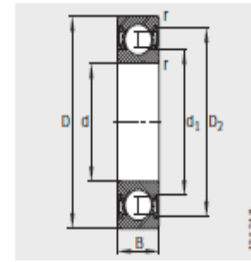
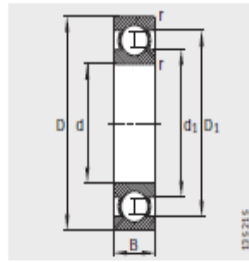
Pumps, fans, compressors

Mounting location	Recommended rating life in h			
	Ball bearings		Roller bearings	
	from	to	from	to
Ventilators, fans	21 000	46 000	35 000	75 000
Large fans	32 000	63 000	50 000	110 000
Piston pumps	21 000	46 000	35 000	75 000
Centrifugal pumps	14 000	46 000	20 000	75 000
Hydraulic axial and radial piston engines	500	7 800	500	10 000
Gear pumps	500	7 800	500	10 000
Compressors	4 000	21 000	5 000	35 000

Figura 9. Rango de vida para rodamientos recomendados [31].

Deep groove ball bearings

Single row
Open or sealed

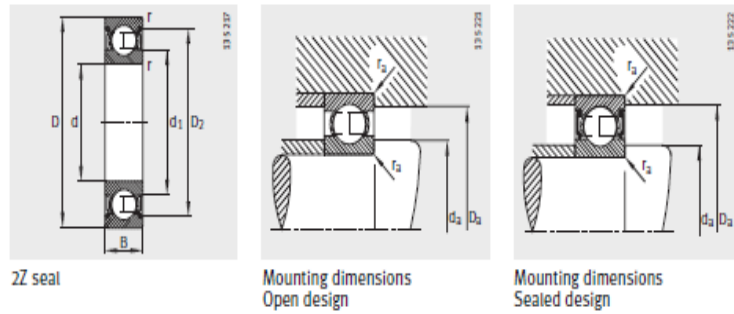


2RSR seal

Dimension table (continued) - Dimensions in mm

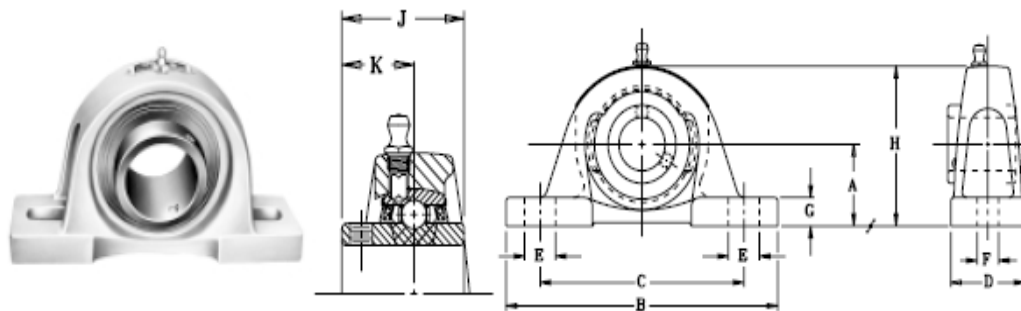
Designation	Mass m =kg	Dimensions						
		d	D	B	r	D ₁	D ₂	d ₁
					min.	mm	mm	mm
6204-2Z	0,11	20	47	14	1	–	41	28,8
S6204	0,105	20	47	14	1	38,4	–	28,8
S6204-2RSR	0,109	20	47	14	1	–	41	28,8
62204-2RSR	0,139	20	47	18	1	–	41	28,8
6304	0,151	20	52	15	1,1	41,9	–	30,3
6304-2RSR	0,155	20	52	15	1,1	–	44,4	30,3
6304-2Z	0,155	20	52	15	1,1	–	44,4	30,3
S6304	0,153	20	52	15	1,1	41,9	–	30,3
62304-2RSR	0,209	20	52	21	1,1	–	44,4	30,3
6404	0,414	20	72	19	1,1	59,6	–	44,6
16005	0,055	25	47	8	0,3	39,7	–	32,2
6005	0,081	25	47	12	0,6	40,2	–	32
6005-2RSR	0,085	25	47	12	0,6	–	42,5	32
6005-2Z	0,083	25	47	12	0,6	–	42,5	32
S6005	0,082	25	47	12	0,6	40,2	–	32
S6005-2RSR	0,084	25	47	12	0,6	–	42,5	32
6205	0,129	25	52	15	1	43,6	–	33,5
6205-2RSR	0,133	25	52	15	1	–	45,4	33,5
6205-2Z	0,133	25	52	15	1	–	45,4	33,5
S6205	0,129	25	52	15	1	43,6	–	33,5
S6205-2RSR	0,133	25	52	15	1	–	45,4	33,5
62205-2RSR	0,157	25	52	18	1	–	45,4	33,5

Figura 10. Rodamiento de bolas seleccionado [31].



Mounting dimensions			Basic load ratings		Fatigue limit load	Limiting speed	Reference speed
d_a	D_2	r_a	dyn. C_r	stat. C_{0r}	C_{ur}	n_G	n_B
min.	max.	max.	N	N	N	min^{-1}	min^{-1}
25,6	41,4	1	12 700	6 550	440	15 000	16 300
25,6	41,4	1	12 700	6 550	440	18 000	16 300
25,6	41,4	1	12 700	6 550	440	10 000	-
25,6	41,4	1	12 700	6 550	385	10 000	-
27	45	1	16 000	7 800	530	34 000	14 400
27	45	1	16 000	7 800	530	9 500	-
27	45	1	16 000	7 800	530	14 000	14 400
27	45	1	16 000	7 800	530	34 000	14 400
27	45	1	16 000	7 800	495	9 500	-
27	65	1	29 000	16 300	1 020	24 000	12 100
27	45	0,3	7 200	4 650	215	19 000	12 000
28,2	43,8	0,6	10 000	5 850	305	36 000	15 800
28,2	43,8	0,6	10 000	5 850	305	10 000	-
28,2	43,8	0,6	10 000	5 850	305	15 000	15 800
28,2	43,8	0,6	10 000	5 850	305	36 000	15 200
28,2	43,8	0,6	10 000	5 850	305	10 000	-
30,6	46,4	1	14 000	7 800	510	17 000	14 400
30,6	46,4	1	14 000	7 800	510	9 000	-
30,6	46,4	1	14 000	7 800	510	14 000	14 400
30,6	46,4	1	14 000	7 800	510	17 000	14 400
30,6	46,4	1	14 000	7 800	510	9 000	-
30,6	46,4	1	14 000	7 800	415	9 000	-
32	55	1	22 000	11 000	750	28 000	17 300

Figura 11. Parámetros del rodamiento seleccionado [31].



NP Series Standard Duty Pillow Blocks...Setscrew Locking

SHAFT DIAM. IN MM	PART NO.	BRG. NO.	Dimensions in Inches										BOLT SIZE IN.	UNIT WT.	
			A	B	C		D	E	F	G	H	J			K
					MIN.	MAX.									
1/2 9/16 5/8 11/16	NP-8 NP-9 NP-10 NP-11	2-08 2-09 2-010 2-011	1 3/16	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	1/2	2 7/16	1 7/32	23/32	3/8	1.7
3/4 20	NP-12 NP-204	2-012 5204	1 5/16	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	1/2	2 9/16	1 7/32	23/32	3/8	1.9
13/16 7/8 15/16 1 25	NP-13 NP-14 NP-15 NP-16 NP-205	2-013 2-014 2-015 2-1 5205	1 7/16	5 1/2	3 7/8	4 3/8	1 1/2	5/8	7/16	1/2	2 13/16	1 3/8	13/16	3/8	2.2
1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4 30	NP-17 NP-18 NP-19 NP-20R NP-206	2-11 2-12 2-13 1-14 5206	1 11/16	6 1/2	4 7/16	5 1/16	1 7/8	13/16	9/16	9/16	3 3/8	1 1/2	7/8	1/2	3.6
1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16 35	NP-20 NP-21 NP-22 NP-23 NP-207	2-14 2-15 2-16 2-17 5207	1 7/8	6 9/16	4 11/16	5 5/16	1 7/8	13/16	9/16	5/8	3 3/4	1 11/16	1	1/2	4.5
1 1/2 1 9/16 40	NP-24 NP-25 NP-208	2-18 2-19 5208	1 15/16	7 1/4	4 7/8	5 7/8	2 1/8	1	9/16	11/16	3 15/16	1 15/16	1 3/16	1/2	5.7
1 5/8 1 11/16 1 3/4 45	NP-26 NP-27 NP-28 NP-209	2-110 2-111 2-112 5209	2 1/8	7 1/2	5 7/16	6 1/16	2 1/8	13/16	9/16	11/16	4 1/4	1 15/16	1 3/16	1/2	6.5
1 13/16 1 7/8 1 15/16 2 50	NP-29 NP-30 NP-31 NP-32R NP-210	2-113 2-114 2-115 1-2 5210	2 1/4	8 1/8	6	6 1/2	2 3/8	7/8	11/16	3/4	4 9/16	2 1/32	1 9/32	5/8	7.9
2 2 1/8 2 3/16 55	NP-32 NP-34 NP-35 NP-211	2-2 2-22 2-23 5211	2 1/2	8 5/8	6 1/2	7	2 3/8	7/8	11/16	3/4	5	2 3/16	1 5/16	5/8	9.7
2 1/4 2 3/8 2 7/16 60	NP-36 NP-38 NP-39 NP-212	2-24 2-26 2-27 5212	2 3/4	9 1/2	6 7/8	7 5/8	2 3/4	1	11/16	7/8	5 9/16	2 9/16	1 9/16	5/8	13.7

Figura 12. Características de la Chumacera Seleccionada [32].

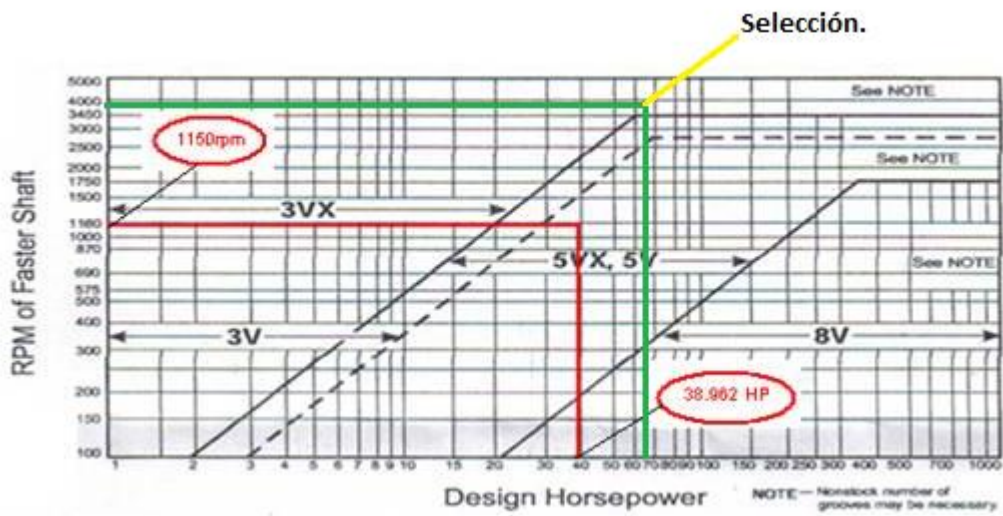


Figura 13. Selección del Tipo de Banda [33].

Selección. —

Cross Section	Standard Groove Outside Diameter	Standard Groove Dimensions							Design Factors		
		Groove Angle ± 0.25 Degrees	b_g ± 0.005	b_e Ref.	h_g min	R_g min	d_g ± 0.0005	s_g ± 0.015	s_e	Minimum Recommended Outside Diameter	2a
3V	up Through 3.49 Over 3.49 To And Including 6.00 Over 6.00 To And Including 12.00 Over 12.00	36				0.181					
		38				0.183			0.344		
		40	0.330	0.350	0.340	0.186	0.3430	0.400	+0.094	2.65	0
		42				0.188			-0.031		
5V	up through 9.99 over 9.99 to and including 16.00 over 16.00	20				0.329			0.600		
		40	0.600	0.620	0.620	0.332	0.6028	0.688	-0.125	7.10	0
		42				0.336			-0.047		
8V	up Through 15.00 Over 15.99 To And Including 22.40 Over 22.40	38				0.575			0.750		
		40	1.000	1.000	1.000	0.580	1.0000	1.125	-0.250	12.50	0
		42				0.585			0.062		

Figura 14. Diámetro mínimo de la polea en in [33].

POLEAS PARA CORREAS EN V ANGOSTAS

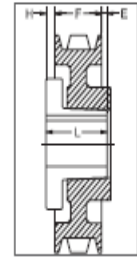
SECCIÓN 3V

DIMENSIONES 2 RANURAS

O.D.	Dia. Datum	No. de parte	Precio de lista \$	F = 1 3/32 pulgadas					
				H	Tipo	B	L	E	Peso
2.20	2.15	2-3V2.20 ¹⁹	28.80	1 1/64	10B	JA	1	1 7/64	0.9
2.35	2.30	2-3V2.35 ¹⁹	29.60	1 1/64	10B	JA	1	1 7/64	1.0
2.50	2.45	2-3V2.50 ¹⁹	30.40	1 1/64	10B	JA	1	1 7/64	1.1
2.65	2.60	2-3V2.65 ²	31.20	25/64	6B	JA	1	31/64	0.8
2.80	2.75	2-3V2.80 ²	32.00	25/64	6B	JA	1	31/64	1.0
3.00	2.95	2-3V3.00 ²	32.80	25/64	6B	JA	1	31/64	1.2
3.15	3.10	2-3V3.15 ²	34.00	25/64	6B	JA	1	31/64	1.4
3.35	3.30	2-3V3.35 ²	35.20	1/2	6B	SH	1 1/4	11/32	1.2
3.65	3.60	2-3V3.65 ²	36.40	1/2	6B	SH	1 1/4	11/32	1.6
4.12	4.07	2-3V4.12	40.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	2.2
4.50	4.45	2-3V4.50	44.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	2.7
4.75	4.70	2-3V4.75	48.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	3.2
5.00	4.95	2-3V5.00	52.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	3.7
5.30	5.25	2-3V5.30	54.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	4.2
5.60	5.55	2-3V5.60	56.00	9/32	6B	SH	1 1/4	1/8	4.6
6.00	5.95	2-3V6.00	58.00	9/32	6W	SH	1 1/4	1/8	5.0
6.50	6.45	2-3V6.50	64.00	3/8	6W	SDS	1 5/16	5/32	5.8
6.90	6.85	2-3V6.90	70.00	3/8	6W	SDS	1 5/16	5/32	6.4
8.00	7.95	2-3V8.00	72.00	3/8	6A	SDS	1 5/16	5/32	6.6
10.60	10.55	2-3V10.60	110.00	5/8	5A	SK	1 7/8	5/32	11.7
14.00	13.95	2-3V14.00	174.00	5/8	5A	SK	1 7/8	5/32	17.9

POLEAS

Polea Motriz



Tipo 5

Polea Impulsada

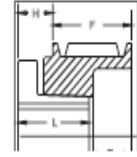


Figura 15. Especificaciones Físicas de la polea [34].

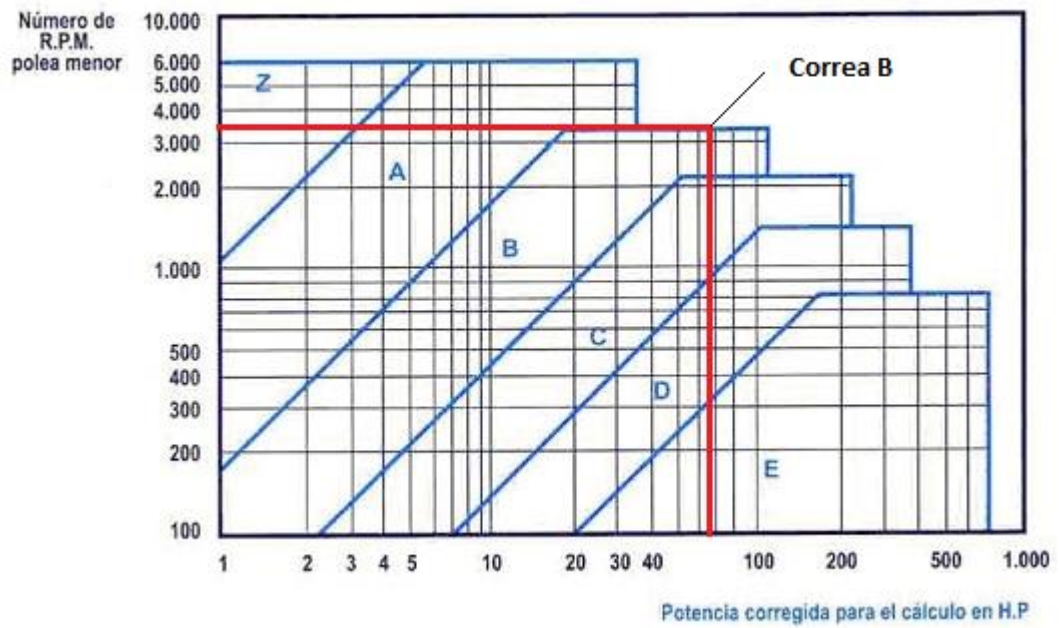
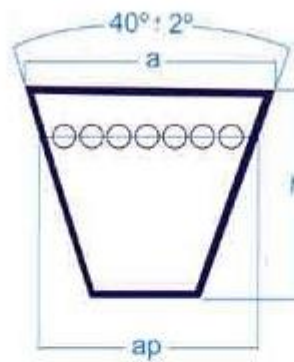


Figura 16. Tipo de Banda Seleccionada [33].



Sección	a (mm)	h (mm)	ap (mm)
Z	10	6	8,5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Figura 17. Características de la Banda Seleccionada [33].

Acoplamiento flexible

ESTILO W77

Para más información,
consulte la publicación **20.03**



- El Estilo W77 es el único comercializado actualmente con carcasa flexible de dos piezas para este rango de medidas

Diámetro		Dimensiones		
Diámetro nominal mm Pulgadas	Diámetro exterior real mm pulgadas	Diámetro exterior		Deformación máxima adm. ⁹ mm Pulgadas
		Diámetro mm Pulgadas	Tol. ⁹ mm Pulgadas	
50 2	60,3 2.375	60,3 2.375	0,406 ± 0.016	1,016 ± 0.040
80 3	88,9 3.500	88,9 3.500	0,406 ± 0.016	1,016 ± 0.040
100 4	114,3 4.500	114,3 4.500	0,508 ± 0.020	1,016 ± 0.040
125 5	141,3 5.563	141,3 5.563	0,635 ± 0.025	1,270 ± 0.050
150 6	168,3 6.625	168,3 6.625	0,762 ± 0.030	1,270 ± 0.050
200 8	219,1 8.625	219,1 8.625	0,990 ± 0.039	1,905 ± 0.075

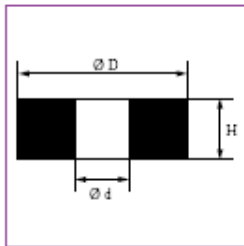
Figura 18. Especificaciones del Acople Flexible Seleccionado

[35].



**COJÍN
METÁLICO**

• **FORMA CILÍNDRICA SIMPLE**



El siguiente cuadro indica las posibilidades dimensionales. Para más detalles, consúltenos

Referencia	Ø Ext. D mm	Ø Int. d mm	Altura h mm	Gama de carga daN	Esfuer. dinám. daN	Frecuencia de reson. hz
VI168-B	53	16,5	14	20 a 250	1250	15 a 22
V3CNVI653-A02	33	14	19	75 a 300	900	15 a 22
CH440-A02	72	50	21	50 a 350	1000	15 a 20
VI771-A02	40	15	20	150 a 550	1700	15 a 20
MC345-A02	72	34	21	300 a 1300	5000	15 a 20
CH281-A02	119	34	21,5	700 a 2700	12500	15 a 20
CH283-A02	159	70	21,5	250 a 7000	22500	15 a 20
VI996-A02	203	121	21	250 a 7000	22500	15 a 20
CH438-A02	72	51	10	50 a 350	1000	20 a 60
CH265-A02	70	34	10,5	300 a 1300	5000	20 a 60
CH264-A02	116	36	11	700 a 2700	8000	20 a 60
VI771-B02	40	15	11,5	750 a 3000	9000	20 a 60
CH472-A02	156	72	10,5	2000 a 7000	21000	20 a 60

Figura 19. Especificaciones del Amortiguador Seleccionado [36].

APÉNDICE IV

VALORES TÍPICOS DE k_d

Lubricación de las superficies	Metal - Metal		No metálicos metálicos
	deseable.	No deseable	
Limpia	5×10^{-3}	2×10^{-4}	5×10^{-6}
Pobre	2×10^{-4}	2×10^{-4}	5×10^{-6}
Promedio	2×10^{-5}	2×10^{-5}	5×10^{-6}
Excelente	2×10^{-6}	2×10^{-6}	2×10^{-6}
	2×10^{-7}	2×10^{-7}	

Figura N°1 Valores de K_d [37].



DIPAC
PRODUCTOS DE ACERO



DISEÑOS Y SERVICIOS

PLANCHAS
PL











REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS					
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
1/128	= 0.20	25/64	= 9.92	27/32	= 21.43
1/64	= 0.40	13/32	= 10.32	55/64	= 21.83
3/128	= 0.60	27/64	= 10.72	7/8	= 22.23
1/40	= 0.64	7/16	= 11.11	57/64	= 22.62
1/32	= 0.79	29/64	= 11.51	29/32	= 23.02
1/25	= 1.02	15/32	= 11.91	59/64	= 23.42
3/64	= 1.19	31/64	= 12.30	15/16	= 23.81
1/20	= 1.27	1/2	= 12.70	61/64	= 24.21
1/16	= 1.59	33/64	= 13.10	61/32	= 24.61
5/64	= 1.98	17/32	= 13.49	63/64	= 25.00
3/32	= 2.38	35/64	= 13.89	1	= 25.40
7/64	= 2.78	9/16	= 14.29	1 1/8	= 25.40

DIMENSIONES EN (mm)				PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG	
1220	2440	2	48.74	
1220	2440	3	70.10	
1220	2440	4	93.47	
1500	2440	4	114.92	
1220	2440	5	118.84	
1500	2440	5	143.66	
1800	2440	5	172.39	
1220	2440	6	140.21	
1500	2440	6	172.39	
1800	2440	6	208.86	

PLANCHAS

Figura N°2 Planchas de Acero [26].

SAE Grade No.	Size Range Inclusive, in	Minimum Proof Strength,* kpsi	Minimum Tensile Strength,* kpsi	Minimum Yield Strength,* kpsi	Material	Head Marking
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	low or medium carbon	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	low or medium carbon	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Medium carbon, cold-drawn	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Medium carbon, Q&T	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	low-carbon martensite, Q&T	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Medium-carbon alloy, Q&T	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Medium-carbon alloy, Q&T	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	low-carbon martensite, Q&T	

*Minimum strengths are strengths exceeded by 99 percent of fasteners.

Figura N°3 Especificaciones y Marcas de Identificación para Pernos, Tornillos, Espárragos SEMS y Pernos U. [39].

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

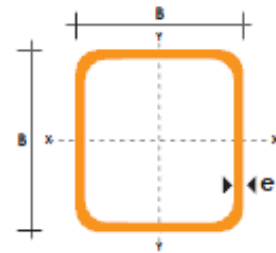


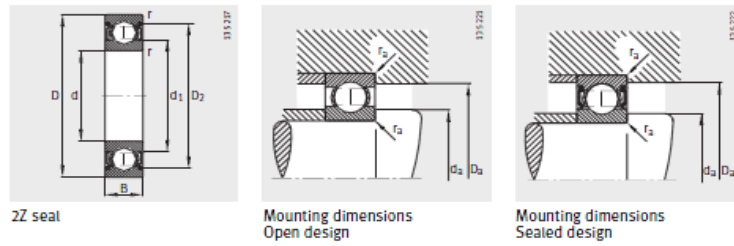
Figura N°4 Dimensiones de Tubos Cuadrados [26].

Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)



Tabla de selección							
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
0.5	900	208-230/460	143T	A7810001006610	1,3	72,0	24
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810001006612	1,1	82,5	24
	1200	208-230/460	143T	A7810001006611	1,2	80,0	24
	900	208-230/460	145T	A7810001006614	2,1	72,0	24
1	3600	208-230/460	143T	A7810001006536	1,4	80,0	23
	1800	208-230/460	143T	A7810001006539	1,5	82,5	24
	1200	208-230/460	145T	A7810001006542	1,6	80,0	24
	900	208-230/460	182T	A7810001006605	2,1	81,5	39
1.5	3600	208-230/460	143T	A7810001006537	2,0	82,5	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006540	2,2	84,0	26
	1200	208-230/460	182T	A7810001006547	2,4	85,5	38
	900	208-230/460	184T	A7810001006617	3,0	82,5	45
2	3600	208-230/460	145T	A7810001006538	2,6	84,0	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006541	3,0	84,0	27
	1200	208-230/460	184T	A7810001006548	3,1	86,5	43
	900	208-230/460	213T	A7810001006606	3,3	84,0	56
3	3600	208-230/460	182T	A7810001006543	3,7	85,5	39
	1800	208-230/460	182T	A7810001006545	4,0	87,5	40
	1200	208-230/460	213T	A7810001006553	4,2	87,5	65
	900	208-230/460	215T	A7810001006607	4,8	85,5	63
5	3600	208-230/460	184T	A7810001006544	6,2	87,5	41
	1800	208-230/460	184T	A7810001006546	6,7	87,5	43
	1200	208-230/460	215T	A7810001006554	6,8	87,5	68
	900	208-230/460	254T	A7810001006608	8,8	86,5	99
7.5	3600	208-230/460	213T	A7810001006549	9,0	88,5	62
	1800	208-230/460	213T	A7810001006551	9,5	89,5	65
	1200	208-230/460	254T	A7810001006559	10,5	89,5	101
	900	208-230/460	256T	A7810001006609	13,0	87,5	113

Figura 5. Motores Eléctricos [24].

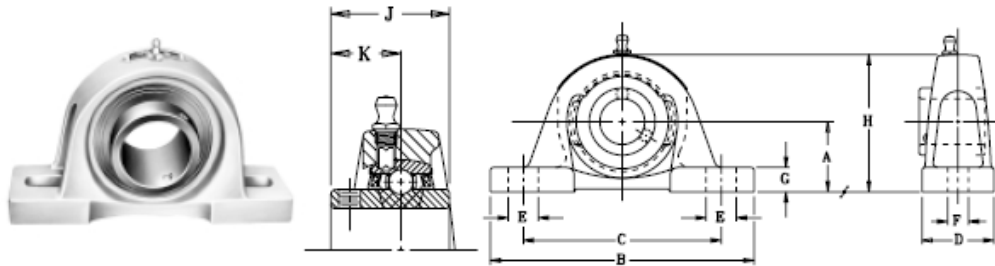


Mounting dimensions			Basic load ratings		Fatigue limit load C_{UF} N	Limiting speed n_G min^{-1}	Reference speed n_B min^{-1}
d_2 min.	D_2 max.	f_a max.	dyn. C_r N	stat. C_{Or} N			
12	24	0,3	4 550	1 960	93	34 000	27 500
12	24	0,3	4 550	1 960	93	19 000	—
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	171	32 000	23 400
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	171	17 000	—
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	171	26 000	23 400
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	171	32 000	23 400
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	171	17 000	—
14,2	25,8	0,6	6 000	2 600	158	17 000	—
14,2	30,8	0,6	8 150	3 450	230	56 000	21 100
14,2	30,8	0,6	8 150	3 450	230	15 000	—
14,2	30,8	0,6	8 150	3 450	230	22 000	21 100
14,2	30,8	0,6	8 150	3 450	230	56 000	21 100
14,2	30,8	0,6	8 150	3 450	230	15 000	—
14	26	0,3	5 100	2 360	130	32 000	25 000
14	26	0,3	5 100	2 360	130	18 000	—
14	26	0,3	5 100	2 360	130	26 000	25 000
14	26	0,3	5 100	2 360	130	32 000	24 200
14	26	0,3	5 100	2 360	130	18 000	—
16,2	27,8	0,6	6 950	3 100	198	30 000	22 200
16,2	27,8	0,6	6 950	3 100	198	16 000	—
16,2	27,8	0,6	6 950	3 100	198	24 000	22 200
16,2	27,8	0,6	6 950	3 100	198	30 000	22 200

Figura 6. Rodamiento de bolas seleccionado [31].



MOUNTED BALL BEARINGS **SEALMASTER®**



NP Series Standard Duty Pillow Blocks...Setscrew Locking

SHAFT DIAM. IN MM	PART NO.	BRG. NO.	Dimensions in Inches										BOLT SIZE IN.	UNIT WT.	
			A	B	C		D	E	F	G	H	J			K
					MIN.	MAX.									
1/2 9/16 5/8 11/16	NP-8 NP-9 NP-10 NP-11	2-08 2-09 2-010 2-011	1 3/16	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	1/2	2 7/16	1 7/32	23/32	3/8	1.7
3/4 20	NP-12 NP-204	2-012 5204	1 5/16	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	1/2	2 9/16	1 7/32	23/32	3/8	1.9
13/16 7/8 15/16 1 25	NP-13 NP-14 NP-15 NP-16 NP-205	2-013 2-014 2-015 2-1 5205	1 7/16	5 1/2	3 7/8	4 3/8	1 1/2	5/8	7/16	1/2	2 13/16	1 3/8	13/16	3/8	2.2
1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4 30	NP-17 NP-18 NP-19 NP-20R NP-206	2-11 2-12 2-13 1-14 5206	1 11/16	6 1/2	4 7/16	5 1/16	1 7/8	13/16	9/16	9/16	3 3/8	1 1/2	7/8	1/2	3.6
1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16 35	NP-20 NP-21 NP-22 NP-23 NP-207	2-14 2-15 2-16 2-17 5207	1 7/8	6 9/16	4 11/16	5 5/16	1 7/8	13/16	9/16	5/8	3 3/4	1 11/16	1	1/2	4.5
1 1/2 1 9/16 40	NP-24 NP-25 NP-208	2-18 2-19 5208	1 15/16	7 1/4	4 7/8	5 7/8	2 1/8	1	9/16	11/16	3 15/16	1 15/16	1 3/16	1/2	5.7
1 5/8 1 11/16 1 3/4 45	NP-26 NP-27 NP-28 NP-209	2-110 2-111 2-112 5209	2 1/8	7 1/2	5 7/16	6 1/16	2 1/8	13/16	9/16	11/16	4 1/4	1 15/16	1 3/16	1/2	6.5

Figura 7. Características de la Chumacera Seleccionada [32].

BIBLIOGRAFÍA

1. Enciclopedia OCEANO Volumen 4 Edición 1991.
2. Online [http://centrodeartigos.com/articulos-utiles/article_105227.html].
3. GARCÍA HORTAL, José A. (2007). Fibras papeleras. Barcelona. Edición UPC.
4. Manual de Operaciones de Guillotinas Trilateral Muller Martini.
5. Manual del cortador con guillotina lineal programable (Ramón c. Solana.)
6. Reglamento del sistema de Auditoria para Riesgos Laborales.
7. Online [<http://www.ecuadorambiental.com>].
8. M.I. Jofré, "Diseño e Implementación de un sistema Experimental para el Transporte Neumático de Materiales Sólidos a Granel", memoria para optar al título de Ingeniero Mecánico Industrial, UTFSM, Oct.2003.
9. TARGHETTA LUIS LOPEZ ROA. Transporte y Almacenamiento de materias primas en la industria, tomo 2, editorial Blume, 1970
10. EUZKADI PRODUCTOS INDUSTRIALES, Manual de Ingeniería para Bandas Transportadoras.
11. Diseño de Fluidodinámico de un Sistema de Extracción de Polvo en un Ingenio Azucarero-Luis AngelBuchelli Carpio.
12. Online [<http://www.capitalfederal.olx.com.ar>].
13. Online [<http://www.violink.metroblog.com>].
14. Catálogo de Sistemas de Conducto NEDERMAN.

15. Air Pollution Control- C. David Cooper and F.C Alley, four Edition volume two.
16. Diseño de un Sistema de Extracción Localizada de Gases y Polvos del Proceso de Reconstrucción Mecánica de Turbinas Hidráulicas y su Manejo para el Control de Impacto Ambiental- Lorena Chimbo y Leandro Ortiz.
17. Norma ASTM- Fabricación de tubería.
18. Catálogo de Bridas de Acero Bipetrol- Argentina, Velez Sarsfield.
19. Introducción a la Mecánica de Fluidos- Fox, Mc Donald- Sexta Edición.
20. Diseño y Cálculo de un Sistema de Extracción Localizada de Humos Metálicos y Gases Provenientes del Proceso de Soldadura- Henry Carrillo.
21. Mecánica de Fluidos de Frank M. White, University of Rhode Island, Sexta Edición.
22. Termodinámica de Cengel, Quinta Edición- Tablas de las propiedades del Aire.
23. Diseño, Construcción e Instalación de un Elevador de Carga en un Centro Comercial de Guayaquil- Francisco Navarro.
24. Industrias- SIEMENS, Catálogo de Motores Eléctricos.
25. Diseño de Maquinas de Robert I. Norton.
26. Catálogo de Aceros DIPAC.
27. Catálogo de Tubos Macizos PROTUBSA.

28. Casillas A.L Maquinas, Cálculos de Taller; Edición Hispanoamericana-España 1958.
29. Diseño y Construcción de Prototipo para Sistema de Recirculación de Granallas para Maquina Limpiadora de Metales-Klebér Barcia, 1989.
30. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava edición.
31. Catálogos de Rodamientos de la Empresa FAG.
32. Catálogos de Chumaceras de la Empresa SEALMASTER.
33. Tutorial N°121-Correas de Transmisión, Cálculo y Diseño-
www.Ingemecanica.com.
34. Catálogos de Productos MASKA.
35. Catálogos de Productos VICTAULIC.
36. Vibrachoc-Suspensiones Metálicas.
37. Resistencia de Materiales, Singer-Cuarta Edición.
38. LIPSON CH. Importancia del Desgaste en el Diseño; Prentice-Hall;
Primera Edición; México, 1970.
39. SHIGLEY, J: Manual de Diseño Mecánico, Editorial McGraw-Hill, Cuarta Edición 1989