



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**AUTOR: TORRES JARAMILLO, SANTIAGO RAMIRO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA  
ESTACIÓN DE LIMPIEZA MECÁNICA MEDIANTE EL PROCESO DE  
SANDBLASTING UTILIZANDO GRANALLA MINERAL EN CICLO  
CONTINUO PARA UNA UNIDAD DE MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE**

**DIRECTOR: ING. ACOSTA, MILTON**

**CODIRECTOR: ING. TAPIA, MELTON**

**SANGOLQUÍ, NOVIEMBRE 2013**

# **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA ESTACIÓN DE LIMPIEZA MECÁNICA MEDIANTE EL PROCESO DE SANDBLASTING UTILIZANDO GRANALLA MINERAL EN CICLO CONTINUO PARA UNA UNIDAD DE MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE” fue realizado en su totalidad por el SR. SANTIAGO RAMIRO TORRES JARAMILLO, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Milton Acosta**  
**DIRECTOR**

---

**Ing. Melton Tapia**  
**CO-DIRECTOR**

**Sangolquí, 2013-10-29**

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA ESTACIÓN  
DE LIMPIEZA MECÁNICA MEDIANTE EL PROCESO DE  
SANDBLASTING UTILIZANDO GRANALLA MINERAL EN CICLO  
CONTINUO PARA UNA UNIDAD DE MANTENIMIENTO Y  
TRANSPORTE”**

**ELABORADO POR:**

---

**TORRES JARAMILLO SANTIAGO RAMIRO**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Ing. Ángelo Villavicencio**  
**DIRECTOR DE CARRERA**

**Sangolquí, 2013-10**

## **AUTORIZACIÓN**

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución el proyecto de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA ESTACIÓN DE LIMPIEZA MECÁNICA MEDIANTE EL PROCESO DE SANDBLASTING UTILIZANDO GRANALLA MINERAL EN CICLO CONTINUO PARA UNA UNIDAD DE MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

---

**TORRES JARAMILLO SANTIAGO RAMIRO**

## DEDICATORIA

A:

Dios y la santísima virgencita del Quinche, por brindarme la oportunidad de vivir y por estar a mi lado en cada paso que doy, junto a mis seres queridos, por haberme brindado salud para lograr la culminación de esta etapa de mi vida, además por brindarme fortaleza en los momentos más difíciles a lo largo de mi carrera y en el desarrollo de este proyecto, además por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y ejemplo a seguir, durante todos estos años de estudio.

Mis padres, por todo su amor y cariño, por su invaluable apoyo en todo momento. Gracias por todo queridos papá y mamá por brindarme la oportunidad de estudiar una carrera para mi futuro, por toda su paciencia especialmente en esos momentos duros en este proyecto, y por educarme y prepararme para la vida, por todo esto les agradezco que estén a mi lado.

Mis hermanos, Kathy por todo el apoyo y ejemplo que recibí de ti y de Álex, mi cuñado, gracias por tus consejos y por ser mi modelo a seguir. También a mis queridos sobrinos Tomás y Martín que su vida esté llena de éxitos. A mi hermano Paúl por todas las vivencias que hemos pasado y esperando tu pronta y exitosa culminación como profesional, siempre te estaré apoyando ñaño querido.

Mi novia Marián, por todo tu inmenso amor y apoyo a todo nivel que recibí de ti y de tu familia desde siempre. Por ser una persona llena de vida, amabilidad y gentileza, además de estar siempre llena de anhelos y aspiraciones de superación para la vida, gracias por ayudarme a ser una mejor persona, mil gracias.

**Santiago Ramiro Torres Jaramillo**

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por brindarme la oportunidad de culminar con éxito este proyecto y con ello mi carrera para poder realizarme de manera profesional, cerrando una gran etapa de mi vida.

A mis padres que supieron darme siempre una buena formación para la vida, llena de valores y principios, gracias por estar a mi lado siempre

A mis hermanos y familiares que de una u otra forma influyeron para poder culminar exitosamente con este proyecto y estar siempre a mi lado.

A mis maestros por haberme brindado todos sus conocimientos y ayuda, de manera especial al director de tesis el Ing. Milton Acosta, por toda la ayuda y tiempo brindado para culminar de manera correcta este proyecto, y por impulsar mi desarrollo personal y profesional.

A mis compañeros que se convertirían a la posteridad en grandes amigos, José Luis, Fausto, Andrés Santiago, Andrés Alejandro, Víctor, Patricio, Eder, Marcelo, Oscar; y a todas aquellas personas que formaron parte de mi formación profesional, como compañeros, y que en el momento de esta redacción no los recordé, gracias.

A mi extraordinaria y maravillosa novia Marián, que estuviste a mi lado siempre desde esos momentos de inmensa alegría hasta esos momentos llenos de angustia y desesperación en el desarrollo de este proyecto, gracias por alentarme a seguir adelante cuando todo parecía que iba a salir mal. Siempre puedes contar conmigo no solo como tu novio sino como tu mejor amigo, en tu carrera profesional y en la vida.

**Santiago Ramiro Torres Jaramillo**

## INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
INDICE DE CONTENIDOS.....	vi
INDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
RESUMEN.....	xvii

### CAPITULO 1

#### GENERALIDADES

1.1	ANTECEDENTES	3
1.1.1	HISTORIA	3
1.1.2	APLICACIONES	5
1.1.3	SECTOR INDUSTRIAL	5
1.2	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	6
1.3	META DEL PROYECTO	7
1.4	OBJETIVOS	8
1.4.1	OBJETIVO GENERAL	8
1.4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	8
1.5	JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	9
1.6	ALCANCE	10

### CAPITULO 2

#### MARCO TEÓRICO

2.1	PRINCIPIOS DE LIMPIEZA POR GRANALLADO	12
2.2	FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS DE ARENADO	13
2.2.1	CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS SAND-BLASTING	14
2.3	MÉTODOS ALTERNOS DE LIMPIEZA SUPERFICIAL	17
2.3.1	PREPARACIÓN DE SUPERFICIES	17

2.4	PREPARACIÓN SUPERFICIAL POR CHORRO CON MEDIOS ABRASIVOS	17
2.4.1	LIMPIEZA POR CHORRO EN SECO	18
2.4.2	LIMPIEZA POR CHORRO CON HIELO SECO	21
2.5	TIPOS DE LIMPIEZA EN SUPERFICIES METÁLICAS	21
2.5.1	LIMPIEZA AL METAL BLANCO	22
2.5.2	LIMPIEZA AL METAL CASI BLANCO	22
2.5.3	LIMPIEZA COMERCIAL	23
2.6	ABRASIVOS PARA LIMPIEZA MECÁNICA	23
2.6.1	CLASIFICACIÓN DE ABRASIVOS	23
2.6.2	SELECCIÓN DEL ABRASIVO A UTILIZARSE	24
2.7	NORMAS PARA LIMPIEZA Y PREPARACIÓN SUPERFICIAL	32
2.7.1	CLASIFICACIÓN DE LAS GRANALLAS SEGÚN NORMA SSPC AB-1	33
2.8	APLICACIONES Y RESULTADOS DEL PROCESO DE SANDBLASTING	35
2.8.1	APLICACIONES DE SANDBLASTING	35
2.8.2	RESULTADOS DE SANDBLASTING	37
2.9	FACTORES QUE AFECTAN EL ENTORNO DE TRABAJO	38
2.9.1	RUIDO Y VIBRACIONES	38
2.9.2	CONTAMINACIÓN	39
2.10	TURBINAS	41
2.11	CICLONES	44
2.11.1	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	45
2.11.2	FAMILIAS DE CICLONES	46

### CAPITULO 3

#### DISEÑO DE LA ESTACIÓN DE LIMPIEZA

3.1	DISEÑO DEL EQUIPO SANDBLASTING	50
3.1.1	SISTEMAS DE TRANSPORTE	50
3.1.2	PARTES QUE CONFORMAN EL EQUIPO SANDBLASTING	60
3.1.3	DISEÑO DEL SISTEMA DE CICLO CONTINUO	65
3.1.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE TOLVAS	127
3.1.5	DISEÑO ESTRUCTURAL DEL EQUIPO SANDBLASTING	143
3.1.6	SELECCIÓN DE LOS SENSORES PARA LA TOLVA DE DESCARGA	167
3.1.7	CABINA DE LIMPIEZA	172

3.1.8	DISEÑO DEL CIRCUITO DE POTENCIA Y DE CONTROL PARA LA PLACA DE PASO DE ABRASIVO EN LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN	174
3.1.9	SELECCIÓN DE DIVERSOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL EQUIPO SANDBLASTING	196
3.2	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO	198
3.2.1	PARTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO	198
3.2.2	DISEÑO DE LA CAMPANA EXTRACTORA	199
3.2.3	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL DUCTO DE EXTRACCIÓN	201
3.2.4	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CICLÓN	203
3.2.5	SELECCIÓN DEL VENTILADOR	220
3.2.6	DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO	222
3.3	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO	236
3.3.1	ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA LEVA	238
3.3.2	ANÁLISIS DE LA ACELERACIÓN DE LA LEVA	239
3.3.3	ANÁLISIS DE LA SOBREACELERACIÓN DE LA LEVA	240
3.3.4	PERFIL DE LA LEVA DE SEGUIDOR DE RODILLO RADIAL	240
3.3.5	CÁLCULO DEL ÁNGULO DE PRESIÓN	241
3.3.6	CÁLCULO DE LA FUERZA DINÁMICA	241
3.3.7	CÁLCULO DEL PAR DE TORSIÓN	244
3.3.8	CÁLCULO DEL RADIO DE CURVATURA	244
3.3.9	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CORREA DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO.	245
3.3.10	DISEÑO DE LA FLECHA DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO	259
3.3.11	DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO	277
3.3.12	SELECCIÓN DE LOS TAMICES	286
3.3.13	SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	287
CAPITULO 4		
CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DEL EQUIPO DE LIMPIEZA MECÁNICA		
4.1	LISTA DE MATERIALES	290

4.2	PROTOTIPADO DEL EQUIPO SANDBLASTING	293
4.2.1	DIAGRAMA DE PROCESOS	293
4.3	DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO	310
4.3.1	ETAPA DE CONSTRUCCIÓN	310
4.4	SUBPROGRAMA DE PREVENCIÓN INDUSTRIAL	312
4.4.1	APLICACIÓN DE LA NORMATIVIDAD EXISTENTE	312
4.4.2	EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL - EPP	313
4.4.3	SEÑALIZACIÓN DE SEGURIDAD	314
4.5	INDICES DE SALUD OCUPACIONAL	321
4.5.1	ATENCIÓN A EMERGENCIAS	321
4.6	ÍNDICES DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN	323
4.6.1	ESTRUCTURA DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN	323
4.6.2	TÓPICOS DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN	324

## CAPITULO 5

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

5.1	INVERSIÓN INICIAL DEL PROYECTO	326
5.1.1	COSTOS DIRECTOS	326
5.1.2	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y VALIDACIÓN	328
5.1.3	GASTOS GENERALES	329
5.1.4	PRESUPUESTO TOTAL	329
5.2	ANÁLISIS ECONÓMICO	330
5.2.1	DETERMINACIÓN DE INGRESOS	330
5.2.2	DETERMINACIÓN DE COSTOS	330
5.2.3	BENEFICIO	331
5.3	ANÁLISIS FINANCIERO	331
5.3.1	FLUJO DE CAJA NETO (FCN)	331
5.3.2	TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	332
5.3.3	VALOR ACTUAL NETO (VAN)	332
5.3.4	RELACIÓN BENEFICIO / COSTO	333

## CAPITULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1	CONCLUSIONES	334
-----	--------------	-----

6.2	RECOMENDACIONES	335
6.3	BIBLIOGRAFÍA	337
6.3.1	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	337
6.3.2	CATÁLOGOS	338
6.3.3	DIRECCIONES DE INTERNET	338

## ANEXOS

### Anexo A

Planos

### Anexo B

Información técnica y elementos seleccionados

### Anexo C

Manuales de operación y mantenimiento

### Anexo D

Descripción gráfica del equipo sandblasting

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 - Abrasivos usados en Sandblasting	4
Tabla 2. 1 - Composición química arena de sílice	26
Tabla 2. 2 - Características técnicas arena de sílice	26
Tabla 2. 3 - Características químicas de la granalla mineral	28
Tabla 2. 4 - Características técnicas de la granalla mineral	28
Tabla 2. 5 - Tamaños nominales granalla mineral esférica y angular	31
Tabla 2. 6 - Formas de granalla mineral	32
Tabla 2. 7 - Normas de preparación superficial	33
Tabla 2. 8 - Normas para sandblasting usadas en América Latina	33
Tabla 2. 9 - Intervalo de eficiencia de remoción para las diferentes familias de ciclones	47
Tabla 2. 10 - Parámetros de diseño para los ciclones de entrada tangencial	48
Tabla 3. 1- Capacidades y velocidades de transportadores tornillo sin fin	51
Tabla 3. 2 - Capacidades de transportadores tornillo sin fin	51
Tabla 3. 3 - Reducción de la Capacidad en Transportadores Inclinaados	52
Tabla 3. 4 - Velocidades recomendadas para elevador de cangilones	54
Tabla 3. 5 - Listado de alternativas para transporte de abrasivo	57
Tabla 3. 6 - Criterios de selección vs. escala de valoración - Sistema de transportación de abrasivos	58
Tabla 3. 7 - Matriz de selección de sistema de transportación de abrasivos	59
Tabla 3. 8 - Tipos de cangilones según su aplicación	61
Tabla 3. 9 - Tensiones de Trabajo en Bandas	63
Tabla 3. 10 - Número de telas por ancho de banda	64
Tabla 3. 11 - Deflexiones en la flecha motriz	103
Tabla 3. 12 - Factores de cálculo rodamientos flecha motriz	108
Tabla 3. 13 - Deflexiones en la flecha conducida	123
Tabla 3. 14 - Listado de alternativas para selección de sensores	169
Tabla 3. 15 - Matriz de decisión para selección de sensores de sólidos	170
Tabla 3. 16 - Tamaños de manguera para transmisión de aire comprimido	191
Tabla 3. 17 - Presiones atmosféricas a diferentes elevaciones	193
Tabla 3. 18 - Listado de alternativas para selección de ducto	203
Tabla 3. 19 - Matriz de decisión para selección del ducto	203
Tabla 3. 20 - Cálculo de la eficiencia total del ciclón	213
Tabla 3. 21 – Factor de pérdidas en reducciones	219
Tabla 3. 22 - Condiciones de trabajo del sistema de reutilización de abrasivo	249

Tabla 3. 23 - Coeficientes de rozamiento entre banda y polea motriz	257
Tabla 3. 24 - Deflexiones en la flecha del sistema de reutilización de abrasivo	272
Tabla 3. 25 – Velocidades de motor de CA para corriente de 60 Hz	287
Tabla 3. 26 – Capacidades de motores a voltaje nominal, en corriente trifásica	288
Tabla 4. 1 - Lista de materiales del equipo sandblasting	290
Tabla 4. 2 - Lista de materiales del sistema de extracción de polvo	291
Tabla 4. 3 - Lista de materiales del sistema de reutilización de abrasivo	292
Tabla 4. 4 - Equipo adicional necesario para la operación en el equipo sandblasting	293
Tabla 4. 5 – Materiales utilizados en la construcción del prototipo	311
Tabla 4. 6 – Accesorios utilizados en la construcción del prototipo	311
Tabla 4. 7 - Puntos básicos de seguridad e higiene industrial	313
Tabla 4. 8 - Señales de advertencia para el equipo de limpieza	316
Tabla 4. 9 - Señales de obligación para uso del equipo de limpieza	317
Tabla 4. 10 - Señales de información y seguridad para el equipo de limpieza	319
Tabla 4. 11 - Señales de prohibición para el equipo de limpieza	320
Tabla 4. 12 - Señales de incendio para el equipo de limpieza	321
Tabla 4. 13 – Tópicos del programa de capacitación	324
Tabla 5. 1 - Descripción de gastos de diseño e ingeniería	326
Tabla 5. 2 - Descripción de gastos de equipo y maquinaria	326
Tabla 5. 3 - Descripción de gastos de materiales de construcción	327
Tabla 5. 4 - Descripción de gastos por mano de obra	328
Tabla 5. 5 - Descripción de gastos por puesta a punto	328
Tabla 5. 6 - Descripción de gastos por pruebas de validación	328
Tabla 5. 7 - Descripción de gastos de materiales de operación	328
Tabla 5. 8 - Descripción de gastos generales	329
Tabla 5. 9 - Descripción del presupuesto total	329
Tabla 5. 10 - Análisis de Ingresos	330
Tabla 5. 11 - Análisis de costos de operación	330
Tabla 5. 12 - Análisis de costos generales	330
Tabla 5. 13 - Determinación de beneficio	331
Tabla 5. 14 - Periodo de recuperación de la inversión inicial	331
Tabla 5. 15 - Flujo de caja neto	331
Tabla 5. 16 - Determinación de la TIR	332
Tabla 5. 17 - Determinación del VAN	332
Tabla 5. 18 - Determinación beneficio - costo	333

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 - Aplicación de sandblasting	4
Figura 2. 1 - Ilustración de un equipo de succión	15
Figura 2. 2 - Ilustración de un equipo de presión	16
Figura 2. 3 - Ilustración de arena de sílice	25
Figura 2. 4 - Ilustración de abrasivo granalla mineral	27
Figura 2. 5 - Ilustración tamaños de la granalla mineral	30
Figura 2. 6 - Forma esférica	31
Figura 2. 7 - Forma angular	31
Figura 2. 8 - Sandblasting en aviones	35
Figura 2. 9 - Sandblasting en barcos	36
Figura 2. 10 - Sandblasting en trenes	36
Figura 2. 11 - Resultados de sandblasting en la industria metalmecánica	37
Figura 2. 12 - Resultados de sandblasting en tuberías	37
Figura 2. 13 - Resultados de sandblasting en tanques atmosféricos	38
Figura 2. 14 - Efecto de la silicosis en los pulmones por el uso del sandblasting con arena sílica	41
Figura 2. 15 - Vista microscópica detallada de partículas de sílice en un filtro. (Micrografía electrónica de barrido, por William Jones, Ph.D.)	41
Figura 2. 16 - Turbina de paletas rectas mostrando los abrasivos	42
Figura 2. 17 - Forma e intensidad de un chorro de granallas proyectado sobre una superficie plana	43
Figura 2. 18 - Colección de partículas en un ciclón	44
Figura 2. 19 - Vórtices en el ciclón	46
Figura 3. 1 - Descarga por gravedad periférica con cangilones espaciados	53
Figura 3. 2 - Descarga por gravedad central con cangilones espaciados	53
Figura 3. 3 - Descarga centrífuga con cangilones espaciados	53
Figura 3. 4 - Descarga por gravedad periférica con cangilones continuos	53
Figura 3. 5 - Fuerzas presentes en el elevador de cangilones	55
Figura 3. 6 - Fijación cangilón – banda mediante una fila de pernos	62
Figura 3. 7 - Fijación cangilón – banda mediante dos filas de pernos	62
Figura 3. 8 - Junta para bandas por medio de tornillos y pletinas	64
Figura 3. 9 - Ilustración junta para bandas de tornillos – pletinas	65
Figura 3. 10 – Esquema del sistema elevador de cangilones	69
Figura 3. 11 - Diagrama de cuerpo libre de la flecha motriz	88

Figura 3. 12 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha motriz plano x-y	89
Figura 3. 13 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha motriz plano x-z	89
Figura 3. 14 – Dimensiones de la chaveta de la flecha motriz	92
Figura 3. 15 - Esfuerzos presentes en la chaveta de la flecha motriz	97
Figura 3. 16 - Diagrama límites de resonancia	105
Figura 3. 17 - Diagrama de cuerpo libre de la flecha conducida	111
Figura 3. 18 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha conducida plano x-y	112
Figura 3. 19 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha conducida plano x-z	113
Figura 3. 20 – Dimensiones de la chaveta de la flecha conducida	118
Figura 3. 21 - Diagrama de cuerpo libre de la tolva de alimentación	129
Figura 3. 22 - Componentes de la carga en primera pared crítica de la tolva de alimentación	129
Figura 3. 23 - Carga máxima en la primera pared crítica de la tolva de alimentación	130
Figura 3. 24 - Propiedades geométricas del cono truncado	137
Figura 3. 25 - Esquema dimensional del cono de la tolva de descarga	139
Figura 3. 26 - Diagrama de cuerpo libre de la tolva de descarga	139
Figura 3. 27 - Componentes de la carga en pared crítica de la tolva de descarga	140
Figura 3. 28 - Carga máxima en la pared crítica de la tolva de descarga	140
Figura 3. 29 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de la tolva de alimentación	144
Figura 3. 30 - Diagrama de cuerpo libre de la viga superior de anclaje de la polea motriz	148
Figura 3. 31 - Reacciones en los apoyos de la viga superior de anclaje de la polea motriz	148
Figura 3. 32 - Diagrama de momentos de la viga superior de anclaje de la polea motriz	149
Figura 3. 33 - Diagrama de cuerpo libre de la viga inferior de base de pie	150
Figura 3. 34 - Reacciones en los apoyos de la viga inferior de base de pie	151
Figura 3. 35 - Diagrama de momentos de la viga inferior de base de pie	151
Figura 3. 36 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de la tolva de descarga	153
Figura 3. 37 - Reacciones en los apoyos de la viga de la tolva de descarga	153
Figura 3. 38 - Diagrama de momentos de la viga de la tolva de descarga	154
Figura 3. 39 - Diagrama de cuerpo libre de viga crítica	156
Figura 3. 40 - Sección transversal del perfil estructural	159
Figura 3. 41 - Área de cálculo de la soldadura	163
Figura 3. 42 - Disposición de los sensores en la tolva de descarga	168
Figura 3. 43 - Modelo de sensor de paletas rotativas	171
Figura 3. 44 - Diagrama de control de compuerta de la tolva de alimentación	175
Figura 3. 45 - Diagrama de potencia de compuerta de la tolva de alimentación	176
Figura 3. 46 - Diagrama de cuerpo libre de la placa de paso en la tolva de alimentación	178
Figura 3. 47 - Características técnicas del cilindro FESTO – ADN ISO 21287	181
Figura 3. 48 - Peso del cilindro FESTO – ADN ISO 21287	181

Figura 3. 49 - Capacidad máxima de trabajo en cilindro FESTO – ADN ISO 21287	182
Figura 3. 50 - Diagrama de fuerza transversal admisible en cilindro FESTO – ADN ISO 21287	183
Figura 3. 51 - Ilustración de carga transversal en vástago del actuador lineal	184
Figura 3. 52 - Diagrama de caída de presión	192
Figura 3. 53 - Ilustración del distribuidor con compuerta de mando manual	198
Figura 3. 54 – Diagrama de ángulo de entrada en la campana	215
Figura 3. 55 – Diagrama de factor de pérdidas en la campana	216
Figura 3. 56 - Diagrama de selección de ventilador según pérdidas de presión y caudal de trabajo	222
Figura 3. 57 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de anclaje del ciclón	224
Figura 3. 58 - Diagrama de momento máximo en la viga de anclaje del ciclón	224
Figura 3. 59 - Diagrama de cuerpo libre de la viga base de soporte principal	226
Figura 3. 60 - Diagrama de cuerpo libre de la viga base de soporte del ventilador	228
Figura 3. 61 - Reacciones en los apoyos de la viga base de soporte del ventilador	228
Figura 3. 62 - Diagrama de momentos de la viga superior de anclaje de la polea motriz	229
Figura 3. 63 – Diagrama de desplazamiento de la leva	238
Figura 3. 64 – Diagrama de la velocidad de desplazamiento de la leva	238
Figura 3. 65 – Diagrama de la aceleración de la leva	239
Figura 3. 66 – Diagrama de la sobreaceleración de la leva	240
Figura 3. 67 – Perfil de la leva de seguidor de rodillo radial	240
Figura 3. 68 – Diagrama del ángulo de presión	241
Figura 3. 69 – Diagrama de la fuerza dinámica	243
Figura 3. 70 – Diagrama del par de torsión	244
Figura 3. 71 – Diagrama del radio de curvatura	245
Figura 3. 72 - Diámetro primitivo de las poleas en correas de transmisión	251
Figura 3. 73 – Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema de reutilización	262
Figura 3. 74 – Diagrama de momentos plano x-y de la flecha del sistema de reutilización	263
Figura 3. 75 – Diagrama de momentos plano x-z de la flecha del sistema de reutilización	264
Figura 3. 76 – Diagrama de cuerpo libre de la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo	278
Figura 3. 77 – Diagrama de fuerza cortante de la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo	279
Figura 3. 78 – Diagrama de momento máximo en la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo	279
Figura 3. 79 – Control de motor de corriente alterna con propulsor de velocidad variable	289
Figura 4. 1 - Diagrama de procesos de fabricación de las flechas motriz y conducida.	294

Figura 4. 2 - Diagrama de procesos de fabricación de la polea motriz	295
Figura 4. 3 - Diagrama de procesos de fabricación de polea conducida	296
Figura 4. 4 - Diagrama de procesos de construcción de las tolvas	297
Figura 4. 5 - Diagrama de procesos de construcción de la estructura del equipo sandblasting	298
Figura 4. 6 - Diagrama de procesos de construcción de las mallas de la cabina del equipo sandblasting	299
Figura 4. 7 - Diagrama de procesos de fabricación de las carcasas del equipo sandblasting	300
Figura 4. 8 - Diagrama de procesos de montaje del conjunto banda cangilones	301
Figura 4. 9 - Diagrama de procesos de montaje de los elementos del equipo sandblasting	302
Figura 4. 10 - Diagrama de procesos de fabricación de la campana de extracción – sistema de extracción de polvo	303
Figura 4. 11 - Diagrama de procesos de fabricación del ciclón – sistema de extracción de polvo	304
Figura 4. 12 - Diagrama de proceso de montaje de los elementos constitutivos del sistema de extracción de polvo	305
Figura 4. 13 - Diagrama de proceso de fabricación de las levas de seguidor de rodillo radial	306
Figura 4. 14 - Diagrama de proceso de fabricación de las poleas del sistema de reutilización de abrasivo	307
Figura 4. 15 - Diagrama de proceso de fabricación y montaje de los soportes y tamices del sistema de reutilización de abrasivo	308
Figura 4. 16 - Diagrama de procesos de montaje de los elementos del sistema de reutilización de abrasivo	309
Figura 4. 17 – Diagrama de la estructura de capacitación	325

## **RESUMEN**

El presente proyecto, tiene como fin presentar una alternativa económica pero a la vez eficaz, frente a los ya conocidos equipos de limpieza mediante sandblasting, que se pueden encontrar en el mercado local, estos son equipos de succión y de presión. Siendo los equipos de presión los que presentan mejores resultados en trabajos sobre superficies metálicas aunque a un costo considerablemente alto.

Este proyecto incorpora dos condiciones de aplicación para granalla mineral, abrasivo seleccionado por su alta eficiencia, bajo costo y bajo riesgo para el operador; y son: una cabina de aplicación sandblast a piezas pequeñas, mediante proyección de partículas abrasivas lanzadas por fuerza centrífuga utilizando una turbina de abrasivos, junto a una pistola de aplicación externa, la cual trabaja mediante succión por efecto vórtice, para aplicaciones especialmente de limpieza de nivel comercial según la Norma SSPC6, útil en mantenimiento de nivel 5 (overhaul) de vehículos motorizados, incluye cabinas, tolvas de volquetas, etc.

De este equipo sandblast se realizó la construcción de un prototipo operativo experimental de primera validación, que simula el funcionamiento real.

En conjunto con este equipo sandblast, se presenta el diseño de un sistema de extracción de polvo para partículas de hasta 15  $\mu\text{m}$ , para la extracción de partículas generadas por las superficies tratadas. También se agrega el diseño de un sistema de reutilización de abrasivo, en vista del costo de la granalla mineral, y su posible reemplazo.

Se llega a la conclusión de que la estación de limpieza es rentable según la relación costo beneficio, por lo cual de ser implementada es altamente competitiva, obteniendo beneficios en el tercer año de operación.

### **PALABRAS CLAVE**

- 1. ESTACIÓN DE LIMPIEZA**
- 2. EQUIPO SANDBLASTING**
- 3. GRANALLA MINERAL**
- 4. CICLO CONTINUO**
- 5. NORMA SSPC SP6**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA ESTACIÓN  
DE LIMPIEZA MECÁNICA MEDIANTE EL PROCESO DE SANDBLASTING  
UTILIZANDO GRANALLA MINERAL EN CICLO CONTINUO PARA UNA  
UNIDAD DE MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE

Una Unidad de Mantenimiento y Transporte, se dedica al mantenimiento preventivo y correctivo hasta de cuarto nivel, de toda la maquinaria utilizada en la construcción de obras civiles. Esta maquinaria, abarca equipo pesado, equipo a rueda y equipo complementario; de manera general se puede hablar de volquetas, cabezales, excavadoras, cargadoras, rodillos, tractores, motoniveladoras, pavimentadoras, etc., mismos que de acuerdo a los planes de mantenimiento establecidos por los fabricantes y dependiendo del grado, ingresan a una unidad para el correspondiente mantenimiento, cumpliéndose con las más altas normas de calidad.

El presente proyecto de grado se presenta como una alternativa viable y de bajo costo dentro del proceso de mantenimiento. Con ello se espera no solo optimizar el proceso de la preparación superficial sino tiempo y costo utilizados.

La estación de limpieza a ser diseñada contempla el uso de granalla mineral de escoria de cobre, un abrasivo que puede ser proyectado en la superficie metálica que se desee preparar, para el mantenimiento, de una manera adecuada, eliminando óxidos y restos de pintura. Además de no afectar al operador, tomando las medidas de seguridad apropiadas.

Para el diseño de esta estación de limpieza, se pretende aprovechar la energía de impulsión de un compresor de 3hp y la energía cinética; misma que será generada por una turbina de granallado, que es el principal elemento de proyección del abrasivo. Además de este elemento la estación estará conformada por dos tolvas, una de alimentación y otra de descarga unida a dos distribuidores de apertura manual, de los cuales uno dará paso a la turbina, y el otro dará paso a la conexión de la manguera de aplicación externa; debido a que la tolva de descarga debe estar a mayor altura, para cumplir este propósito, el diseño contempla el uso de un elevador de cangilones, que será justificado en su momento.

Debido a que el equipo a ser diseñado, genera polución procedente de la superficie tratada, se presenta el diseño de un Sistema de Extracción de Polvo, con el fin de no solo disminuir los riesgos en el operador sino también de mantener un ambiente limpio de trabajo del equipo sandblasting.

En vista del abrasivo a ser utilizado y el costo que tiene frente a la arena usualmente utilizada en el proceso, este debe ser reutilizado, pero teniendo en cuenta el tipo de aplicación, no se puede realizar un circuito cerrado de recirculación para el abrasivo, pues este elevaría considerablemente el costo de fabricación del mismo. Es por ello que se va a diseñar, como elemento anexo, un dispositivo vibratorio de separación con una red de tamices que servirán para aprovechar al máximo el abrasivo a ser utilizado y justificar así su costo. Sin tener en cuenta los beneficios para el operador, y la empresa.

# **CAPITULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

#### **1.1.1 HISTORIA**

El primer antecedente del sandblast, se conoce en Inglaterra Reino Unido, en donde en agosto de 1870, Benjamín C. Tilgman, inventó la primer máquina para sopleteo con chorro de abrasivos que patentó con el número 2147. Esta máquina ha sido transformada a través del tiempo para cumplir con diferentes objetivos.

Para la realización de este proceso basado en las necesidades del cliente en cuanto a volumen de trabajo y desempeño requerido del equipo existen dos sistemas: trabajo por succión y por presión del equipo de granallado.

##### **1.1.1.1 Definición de Sandblast**

La palabra en inglés proviene del vocablo Sand: arena, Blast: presión (arena a presión), sin embargo este sistema no emplea necesariamente arena para su funcionamiento, por lo que se definirá como un sistema de sopleteo con chorro de abrasivos a presión.

Este sistema consiste en la limpieza de una superficie por la acción de un abrasivo granulado expulsado por aire comprimido a través de una boquilla. La limpieza con sandblast es ampliamente usada para remover óxido, escama de laminación y preparación de superficies para la aplicación de un recubrimiento.



**Figura 1. 1 - Aplicación de sandblasting**

Dentro de los abrasivos más frecuentemente empleados en este sistema se encuentra:

**Tabla 1. 1 - Abrasivos usados en Sandblasting**

Arena sílica	Perla de vidrio
Óxido de aluminio	Abrasivo plástico
Carburo de silicio	Granalla de acero
Bicarbonato de Sodio	Olote de maíz
Granalla Mineral	Cáscara de nuez

### 1.1.1.2 Principios del Proceso

La limpieza de superficies a través de un chorro de abrasivo puede considerarse como una verdadera operación de "bombardeo", en la que un sinnúmero de partículas abrasivas son lanzadas a alta velocidad contra el objetivo. Inmediatamente antes del choque, las partículas están dotadas de energía cinética, que varía según su cantidad y dimensiones; con una velocidad constante, a menor radio, mayor es la cantidad de partículas lanzadas y es menor su energía cinética.

Las partículas sufren una violenta desaceleración en el instante del impacto, transformando parte de la energía cinética en calor, parte en energía de deformación o de fractura y parte en trabajo de limpieza, restando también una parte de energía cinética que no es transformada (partículas que rebotan).

La eficiencia de la conversión de energía cinética en trabajo efectivo de limpieza depende de factores relacionados con el ángulo de incidencia del chorro, las características del abrasivo utilizado y al tipo de impureza a retirar. Por ejemplo, cuanto más perpendicular sea el chorro con relación a la superficie de trabajo, será mayor el componente de energía disponible para el rompimiento de impurezas sueltas y así el acabado superficial será más áspero.

### **1.1.2 APLICACIONES**

Entre los usos más comunes se encuentran:

- Dar acabados superficiales en metales, madera, acero, resina, plástico, etc.
- Grabar vidrio y cerámica.
- Limpieza de muros de ladrillo y piedra.
- Remoción de graffiti.
- Remoción de escama tratada térmicamente.
- Remoción de marcas de herramientas.
- Limpieza de estructuras metálicas (pintura u óxido)
- Preparación de materiales para aplicación de recubrimientos.

### **1.1.3 SECTOR INDUSTRIAL**

- Industria Textil
- Industria Química

- Industria Metalmecánica
- Industria Automotriz
- Astilleros
- Plantas Petroleras
- Grabado en vidrio y Artículos promocionales
- Industria de la Construcción, entre otras

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Dentro de los procesos de mantenimiento, la limpieza superficial de las maquinarias, todavía se realiza con un proceso de limpieza mecánica manual, específicamente a la aplicación de agua y lija debido a los altos costos de los equipos o de un servicio de alta calidad; lo que implica tiempos muertos y una no optimización en procesos productivos.

Se toma en consideración la necesidad que tiene un taller de mantenimiento de este nivel pues el proceso de limpieza superficial de los elementos mecánicos, así como de las superficies de las máquinas que se encuentran en las instancias finales de mantenimiento, dentro de las instalaciones de la unidad, es precario y se realiza de una manera poco técnica. Es así que se pone a consideración, de las unidades de mantenimiento el diseño de esta Estación de Limpieza, para que pueda ser adoptada y llevada a su construcción e implementación; y ser empleada en la preparación superficial de la carrocería de las diferentes maquinarias.

El uso de la Estación de Limpieza conlleva altas cantidades de escoria, así como de residuos peligrosos, como son rebabas o limallas; se ha dispuesto el uso de GRANALLA MINERAL, como elemento abrasivo de limpieza, sabiendo que pequeños residuos del mismo son biodegradables, al estar bajo ciertas condiciones ambientales adecuadas, como son presión y temperatura, (0.96 atm y 22 C). Bajo estas condiciones los restos de granalla mineral se descompone en aproximadamente 48 horas, sin dejar ningún tipo de residuos; condiciones que se cumplen en la Ciudad de Quito.

Por todo lo citado con anterioridad se procederá a la realización de este trabajo como proyecto de grado, presentando una solución viable a las unidades de mantenimiento y transporte, teniendo en cuenta la economía de la fabricación de este equipo, frente a equipos con fines similares, en el mercado.

### **1.3 META DEL PROYECTO**

Diseñar y construir un prototipo experimental del equipo propuesto en el plan, en el tiempo establecido, para así innovar con una propuesta más económica los equipos de trabajo similar, existentes en las instalaciones de las Unidades de Mantenimiento y Transporte, para aportar de manera particular a un Plan de mejora y optimización de los procesos de mantenimiento que se llevan a cabo en los talleres.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y construir un prototipo experimental de un Equipo de limpieza mecánica mediante el proceso de Sandblasting que utilizará granalla mineral en ciclo continuo, que permita realizar la limpieza de diferentes elementos metálicos con el menor impacto ambiental cumpliendo las normas de seguridad industriales y altos estándares de calidad.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar una Estación de Limpieza utilizando el proceso de Sandblasting para realizar aplicaciones de mantenimiento según la normativa SSPC SP6.
- Mejorar los procesos de limpieza mecánica en talleres que realicen tareas de mantenimiento con limpieza superficial en cualquier tipo de superficies metálicas.
- Reducir o eliminar los tiempos muertos provenientes de la limpieza realizada en superficies metálicas.
- Brindar una preparación superficial de calidad en áreas metálicas según la norma SSPC SP6, a fin de garantizar una buena adherencia de la pintura que será posteriormente aplicada y con ello incrementar la longevidad de dichos elementos.
- Innovar en los equipos sandblasting al incorporar una turbina de granallado con cabina de operación en conjunto con un equipo de succión, apto para limpiar y preparar superficies y elementos metálicos.

- Demostrar la eficiencia del funcionamiento del equipo sandblasting para la norma SSPC SP6 en un prototipo experimental funcional.
- Realizar la construcción de un prototipo experimental que trabaje en ciclo continuo a fin de evidenciar la innovación propuesta.

## **1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

Un taller de mantenimiento en cuyos planes se contemple la limpieza y preparación superficial de las áreas metálicas de carrocerías de maquinaria pesada o de transporte podrá ver la oportunidad de mejorar y optimizar los procesos y aplicaciones de mantenimiento a fin de lograr ser en el futuro mediano líder en centros de mantenimiento, incrementando su área de servicios al incluir la limpieza de elementos metálicos de pequeño tamaño en una cabina que brinda beneficios de alta calidad.

La construcción y operación del prototipo experimental del equipo sandblasting reflejará los beneficios para la unidad de mantenimiento que desee poner en operación esta estación de limpieza, pues con el uso de sandblast en cabina mejora la calidad de los procesos, obteniendo mejores resultados, de mejor calidad y optimiza tiempos de operación y materiales.

El nivel de operatividad del equipo sandblasting permitirá, para una unidad de mantenimiento que ponga en operación este diseño, realizar la limpieza y preparación superficial de dos maquinarias diarias, realizadas por un solo operador. En tanto que con el proceso de limpieza manual el tiempo estimado de limpieza de

una maquinaria, con dos personas, es de dos días, es decir operativamente mejora en un 400 %, sin poner en riesgo la seguridad del operador.

El costo del proceso mediante limpieza manual se resume en la compra de la lija utilizada. En tanto que con el proceso de sandblast se debe invertir en la construcción de la estación, el material abrasivo y mantenimiento del equipo; no obstante el costo es justificado teniendo en cuenta el incremento en la calidad de limpieza superficial, lo cual mejora la adherencia de la nueva pintura, incrementando el tiempo de aparición de corrosión en las maquinarias, problema recurrente con el actual proceso, dando mayor longevidad a todas las maquinarias que entran en este proceso.

## **1.6 ALCANCE**

Diseñar y construir un prototipo experimental de una estación de limpieza, que utilizará granalla mineral en sandblasting, para el arranque de residuos en piezas metálicas tales como pintura, rebabas, óxido de maquinaria en proceso de mantenimiento, cumpliendo con la normativa SSPC SP6 de limpieza comercial, además de incluir normativa de seguridad que permitirá realizar distintas aplicaciones de mantenimiento en superficies metálicas satisfacer las necesidades de reparación y cumplimiento de plazos establecidos incrementando la calidad de los acabados.

Innovar en el diseño de equipos sandblasting, aportando con una alternativa más económica, como una opción de preparación superficial, en un taller de mantenimiento de maquinaria y transporte, con el fin de incrementar la calidad de los procesos, así como reducir los tiempos muertos y disminuir la contaminación existente que se produce con el método de limpieza manual. La estación servirá para la preparación de toda superficie metálica externa de las maquinarias en su proceso final de mantenimiento; es por ello que la estación a ser diseñada no es factible de ser automatizada pues no se aplicará a un solo elemento en una sola posición.

Diseñar una estación de limpieza que contemple todos los sistemas necesarios para poder realizar la aplicación de sandblast, en un entorno seguro y que permita reutilizar el material abrasivo seleccionado sin poner en riesgo la seguridad del operador.

Diseñar el sistema de ciclo continuo en el equipo sandblasting que funcionará en forma semiautomática al incluir una compuerta de paso que estará vinculada con sensores de control.

## CAPITULO 2

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 PRINCIPIOS DE LIMPIEZA POR GRANALLADO

La limpieza de una superficie a través del chorro de granallas puede considerarse como una verdadera operación de bombardeo, en que un sinnúmero de partículas abrasivas son lanzadas en alta velocidad contra el objetivo.

Inmediatamente antes de chocar contra el objetivo, las partículas están dotadas de energía cinética, que es directamente proporcional a la masa de la partícula y al cuadrado de la velocidad, conforme la ecuación:

$$E_c = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

**(Ecuación 2.1)**

Donde:

$E_c$  = energía cinética

$m$  = masa de la partícula

$v$  = velocidad de la partícula

La masa de una partícula esférica es dada por la relación:

$$m = \frac{\rho \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^3)}{3}$$

**(Ecuación 2.2)**

Donde:

$r$  = radio de la partícula

$\rho$  = densidad del material

Por lo tanto, la energía cinética de una partícula esférica es dada por la relación:

$$E_c = \rho \cdot \left(\frac{2}{3}\right) \cdot \pi \cdot r^3 \cdot v^2$$

**(Ecuación 2.3)**

Las ecuaciones arriba indican que pueden ocurrir variaciones significativas de la energía cinética del chorro con pequeñas variaciones en las cantidades y dimensiones de las partículas. De hecho, considerándose que la velocidad de las partículas, independiente de sus tamaños, se mantiene fija, se observa, a través de la relación arriba, que la disminución del radio de una partícula para la mitad de su valor inicial corresponde a una disminución de 8 veces su energía cinética.

Las partículas sufren una violenta desaceleración en el instante del impacto, transformando parte de la energía cinética en calor, parte en energía de deformación o de fractura y parte en trabajo de limpieza, restando también una parte de energía cinética que no es transformada (parte de las granallas sufren rebote).

## **2.2 FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS DE ARENADO**

El arenado o sandblasting consiste en la limpieza superficial de materiales proyectando granos abrasivos por soplo de aire comprimido, o por la fuerza centrífuga de un rotor.

El impacto del medio abrasivo se realiza a través de algún mecanismo o sistema, que lanza el abrasivo a velocidad y a granel para que impacte la superficie que se quiere procesar. El efecto de este choque provoca que las partículas no adheridas a la superficie sean desplazadas (polvo, óxido de corrosión, pintura, etc.) obteniendo como resultado una limpieza profunda.

Se debe mantener el impacto, entonces además de limpiar (por el barrido efectuado), se inicia el proceso de preparación de la superficie áspera favorable para un proceso posterior de aplicación de pintura, este beneficio se consigue al aumentar la rugosidad de la superficie, teniendo como resultado una mayor adherencia de la pintura a la pieza, con lo que el acabado tendrá una vida útil más larga y en mejores condiciones.

## **2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS SAND-BLASTING**

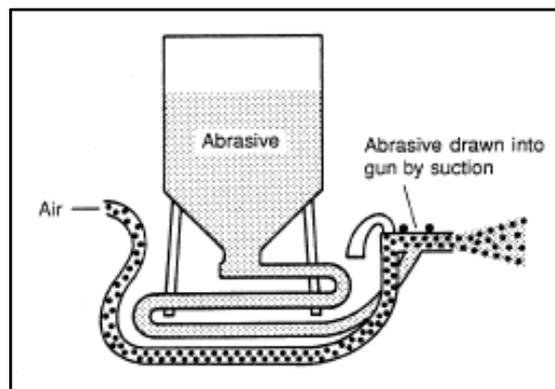
Los equipos de sandblasting usualmente se componen de un contenedor de abrasivo, un dispositivo de propulsión y boquillas para expulsar el abrasivo. El equipo específico a utilizar depende de la aplicación. Existen dos tipos de equipos, de succión y de presión.

### **2.2.1.1 Equipos de Succión**

Un sistema de succión, funciona con el principio venturi, arrastra el abrasivo desde un contenedor no presurizado o directamente desde la manguera, a la cámara de vacío de una pistola, para luego expulsarlo por la boquilla. Este tipo de equipos se usa en cabinas y para trabajo semi pesado, como retoques en materiales blandos,

aluminio, titanio y magnesio; para quitar rebabas y escamas, con una leve penetración en el metal base.

La fuerza de impacto del abrasivo por este método no es tan eficaz como si se utilizare el equipo de presión, siendo de cualquier manera muy efectivo en piezas pequeñas debido a la relación tiempo-área de proceso. Pero dependiendo de la potencia del compresor conectado, este sistema puede ser empleado en la limpieza y preparación de superficies metálicas, siendo como máximo la limpieza superficial hasta el nivel comercial.



**Figura 2. 1 - Ilustración de un equipo de succión**

#### **2.2.1.2 Equipos de Presión**

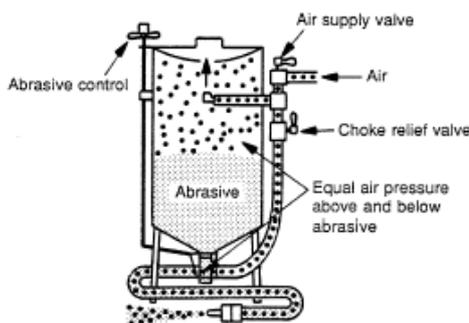
Los equipos de presión alimentan el abrasivo, por medio de una válvula reguladora, a una corriente de aire comprimido en movimiento. El aire y el abrasivo viajan a través de una manguera a alta presión y velocidad. Se utilizan para acero estructural por su alta velocidad de producción, menor consumo de aire y porque generan acabados mas uniformes que los de succión.

En los equipos de sandblasting por presión se presuriza el abrasivo conjuntamente con el aire medioambiental, en un recipiente fabricado para soportar

niveles de presión, que van desde los 9,15Kg/cm<sup>2</sup> o 130 PSI, con el fin de alcanzar velocidades de salida del abrasivo de aproximadamente 90 m/s. Tiene una forma cilíndrica, en cuya sección superior existe un cono inverso y en su centro se abre un orificio que permite el ingreso del abrasivo.

La sección inferior también es de forma cónica, termina en una salida de diámetro similar al de la entrada de abrasivo, con un acople al que se conecta una válvula dosificadora de abrasivo y aire. A esta salida se conecta la manguera por la que se expulsa el abrasivo hacia la pieza a trabajar.

Una ventaja sustancial de este método, es el hecho de poder manejar un mayor volumen de abrasivo y con una fuerza de impacto mayor al de los equipos de succión, logrando más velocidad en el proceso y mayor eficiencia en la limpieza superficial. Las capacidades que se manejan en estos equipos van desde 1 hasta 10 pies cúbicos de capacidad interna de abrasivo.



**Figura 2. 2 - Ilustración de un equipo de presión**

## **2.3 MÉTODOS ALTERNOS DE LIMPIEZA SUPERFICIAL**

### **2.3.1 PREPARACIÓN DE SUPERFICIES**

Una cuidadosa preparación de superficies antes y durante la aplicación de un sistema protector, necesariamente permitirá obtener una mejor protección del sustrato que al final se traducirá en una reducción de costos de mantenimiento.

A continuación se describe los principales métodos de preparación de superficies especificados por el STEEL STRUCTURES PAINTING COUNCIL (SSPC) y la NATIONAL ASSOCIATION OF CORROSION ENGINEERS (NACE), que son las principales organizaciones Internacionales que han normado los grados de preparación.

- Limpieza con Solvente (SSPC – SP1)
- Limpieza Manual (SSPC – SP2)
- Limpieza Mecánica (SSPC – SP3)
- Limpieza con Flama (SSPC – SP4)
- Limpieza por Hydroblast (SSPC – SP6)
- Limpieza Química (SSPC – SP8)
- Limpieza por Ultrasonido

## **2.4 PREPARACIÓN SUPERFICIAL POR CHORRO CON MEDIOS ABRASIVOS**

En la limpieza por aplicación de chorro, varios abrasivos son utilizados para diferentes tipos de limpieza y de resultados. La dureza, la forma, la dimensión y el

tipo de material tienen que ver de manera directa con los resultados de la limpieza. La arena es el abrasivo comúnmente utilizado, debido a su bajo costo, otros materiales abrasivos incluyen escoria de carbón, escoria derretida, abrasivos minerales, abrasivos metálicos y abrasivos sintéticos.

La arena de sílice es usada en este procedimiento en lugares abiertos al ambiente. La arena tiene un alto nivel de fragmentación lo cual puede resultar en una gran generación de polvo, la exposición de los operarios a la sílice cristalina, proveniente de la arena es una preocupación que se tiene cuando se preparan superficies.

Abrasivos sintéticos, tales como el carburo de silicio y óxido de aluminio se están convirtiendo en los sustitutos de la arena, así como la escoria de cobre, conocida como granalla mineral. Estos abrasivos duran más y crean poca cantidad de polvo en comparación con la arena, además se los puede reutilizar, y son libres de sílice.

Conjuntamente a la remoción de contaminantes se da un perfil de rugosidad para mejorar el aspecto visual de la pieza tratada, así como también da un anclaje para aplicar cualquier tipo de revestimiento o pintura.

#### **2.4.1 LIMPIEZA POR CHORRO EN SECO**

La limpieza con chorro en seco es probablemente el método más eficaz, para la limpieza y el acabado de superficies metálicas; sin dejar de lado el aspecto medioambiental, pero aplicando las normas de seguridad industrial con una ventilación apropiada que ayuda a mantener el área de trabajo limpia.

Dentro de la limpieza por chorreado en seco se tiene: al arenado y el granallado.

#### **2.4.1.1 Arenado**

El arenado consiste en la eliminación por medio del impacto de arena a alta velocidad contra la superficie que se desea tratar. El procedimiento consiste en el arrastre de arena por una corriente de aire comprimido a una presión de 90 a 100psi, hasta una boquilla que, dirigida por el operario, permite bombardear y limpiar la superficie metálica.

Este proceso puede ser utilizado también para cambiar de aspecto, ya sea por color o antigüedad, dejando una textura lista para su pintura. Generalmente se utiliza en equipos de transporte, tanques, frentes de edificios o piletas, limpieza de grandes estructuras como un barco o un puente.

La superficie luego del proceso de arenado presenta en una visión al lente del microscopio una serie de valles y picos con profundidades que varían entre 1,5 a 3,5 $\mu$ m perfectamente uniforme. Es en esa base metálica áspera y micro-rugosa que la película de pintura encuentra su mejor anclaje y adherencia. Comúnmente las distancias entre picos y valles es variable según la presión del aire de la tobera, su cono de barrido y la granulometría de la arena proyectada.

Es el abrasivo natural de más amplia disponibilidad y muy bajo costo. La arena es extremadamente frágil y proyectada por equipos de alta producción, solo se puede utilizar una sola vez debido a que más del 80% se transforma en polvo.

### 2.4.1.2 Granallado

El granallado es una técnica de tratamiento de limpieza y preparación superficial por impacto con el cual se puede lograr un excelente grado de limpieza y simultáneamente una correcta terminación superficial.

El granallado es el bombardeo de partículas abrasivas a gran velocidad (65 - 110 m/s) que, al impactar con la pieza tratada, produce la remoción de los contaminantes de la superficie. La rugosidad que logra el granallado dependerá del tipo de abrasivo utilizado como además de la dureza de la superficie a tratar permitiendo lograr rugosidades de 0,75 a 5 $\mu$ m.

El granallado es utilizado para:

- Limpieza de piezas de fundición ferrosas y no ferrosas, piezas forjadas, etc.
- Decapado mecánico de alambres, barras, chapas, etc.
- Limpieza y preparación de superficies donde serán aplicados revestimientos posteriores (pintura, cauchos, etc.)

El granallado utiliza a la granalla como su medio abrasivo. En este caso particular se utilizará granalla mineral la cual se presenta en forma de partículas redondas (shot); la gama de dimensiones está comprendida entre 0,1 y 4 mm. La granalla mineral es producto de la escoria de cobre q luego de ser fundida pasa a una serie de tratamientos térmicos y mecánicos que le confieren características técnicas específicas.

## **2.4.2 LIMPIEZA POR CHORRO CON HIELO SECO**

Se trata de una forma de limpieza con chorro abrasivo en la que son propulsadas sobre la superficie a tratar partículas sólidas de CO<sub>2</sub>, con la aplicación de aire o de otros gases.

Algunas piezas pueden ser sensibles a los cambios térmicos que produce la limpieza por granallado, las piezas de grosor fino pueden verse dañadas con el impacto. La granalla puede fabricarse en diferentes tamaños y propulsarse a diferentes velocidades para mejorar los grados de limpieza y reducir los daños superficiales.

Como alternativa se utilizan “copos de nieve” blandos de CO<sub>2</sub> (congelado). La nieve de CO<sub>2</sub> es muy eficaz en la eliminación de partículas. No sirve para eliminar óxido, pintura, grasas o capas gruesas de aceite.

Las cuestiones de seguridad incluyen la ventilación y la protección de las personas respecto del contacto con la nieve fría. Es aconsejable asimismo el uso de gafas de protección. Los niveles de sonido pueden variar entre 60 y 120 decibeles.

## **2.5 TIPOS DE LIMPIEZA EN SUPERFICIES METÁLICAS**

A cada grado de corrosión, se aplican diferentes grados de limpieza, de donde se obtienen diferentes patrones de limpieza.

### **2.5.1 LIMPIEZA AL METAL BLANCO**

Este método se aplica a todos los grados de corrosión, consiste en un tratamiento intenso hasta conseguir la remoción total de la capa de laminación, óxidos y partículas extrañas. Limpieza final con aspirador de polvo, aire comprimido y limpio, o escobilla de acero limpia. Posterior a la limpieza final, la superficie deberá quedar con una coloración ceniza claro metálica uniforme y sin manchas o rayas.

En si en la limpieza al METAL BLANCO todo el óxido visible, restos de pintura y partículas extrañas son removidas de la superficie. El acero totalmente limpio quedará de color gris claro similar al aluminio, ligeramente rugoso, que proporciona un excelente anclaje a los recubrimientos. La pintura primaria debe ser aplicada antes de que el medio ambiente ataque a la superficie preparada.

### **2.5.2 LIMPIEZA AL METAL CASI BLANCO**

Consiste en una limpieza minuciosa, toda cada de laminación, óxido y partículas extrañas, deben ser removidas, de tal modo que los residuos solo aparezcan como leves manchas o decoloraciones en la superficie. Limpiar con aspirador de polvo, aire comprimido limpio y seco o escobillas de fibra. Posterior a la limpieza final, la superficie deberá presentar un color ceniza claro o próximo al blanco, en esta condición el 95% del área uniformemente distribuida, estará limpia sin residuos e impurezas.

De hecho la diferencia entre una limpieza con chorro de arena grado metal blanco y metal cercano al blanco, radica en el tiempo empleado para pintar, ya que el

metal es atacado por el medio ambiente y pasa a ser grado cercana al blanco en poco tiempo.

### **2.5.3 LIMPIEZA COMERCIAL**

Consiste en una limpieza cuidadosa, removiendo prácticamente toda capa de laminación de óxidos y partículas extrañas.

Es permitido que pintura en buen estado e incrustaciones permanezcan adheridas aún después de la preparación de la superficie, siempre y cuando éstas no rebasen la tercera parte de cada superficie.

Posterior a la limpieza comercial se debe observar un tono ligeramente suave de marrón sobre un fondo gris más claro.

## **2.6 ABRASIVOS PARA LIMPIEZA MECÁNICA**

Un abrasivo para sandblasting debe limpiar con rapidez y eficiencia, tener buena durabilidad, desgastar el mínimo posible los componentes internos del equipo y producir el nivel de acabado deseado, al menor costo posible.

### **2.6.1 CLASIFICACIÓN DE ABRASIVOS**

Existen diversos tipos de abrasivos metálicos y no metálicos, muchos de los cuales pueden ser utilizados en una misma aplicación, sin embargo, cada cual presentan propiedades específicas que pueden ser ventajosas o no para cada caso. A continuación se nombrarán algunas de ellas.

- Granalla de Acero
- Granalla de Acero Inoxidable
- Granalla de Acero al Carbono
- Óxido de Aluminio
- Microesferas de Vidrio
- Cascara de Nuez
- Bicarbonato de Sodio (Soda Blast)
- Carburo de Silicio

### **2.6.2 SELECCIÓN DEL ABRASIVO A UTILIZARSE**

Los equipos para limpieza con chorro de abrasivos (sandblast) pueden realizar diversas tareas como limpiar y preparar superficies para aplicación de recubrimientos, grabado de materiales, limpieza de contaminantes de la superficie, proporcionar acabados limpios y estéticos, difuminar defectos y marcas de herramientas, etc.

Un abrasivo para granallado debe limpiar con rapidez y eficiencia, tener buena durabilidad, desgastar el mínimo posible los componentes internos del equipo y producir el nivel de acabado superficial deseado, al menor costo posible.

A continuación se presentan la alternativa tradicional, arena de sílice la cual presenta el principal problema de afectación a la salud de los operadores, y la granalla mineral de escoria de cobre, del cual más adelante se especificarán sus beneficios.

### 2.6.2.1 Arena de Sílice



**Figura 2. 3 - Ilustración de arena de sílice**

Es el abrasivo natural de más amplia disponibilidad y muy bajo costo. Constituye históricamente “el abrasivo”, y le aporta el nombre a todos los procesos de preparación de superficie por proyección de partículas llamados comúnmente “arenado” o “sandblasting”.

La arena de Sílice es un compuesto resultante de la combinación de un átomo de Sílice y dos átomos de Oxígeno, convirtiéndose en una molécula muy estable,  $SiO_2$ .

Para trabajar adecuadamente con la arena, ésta no debe utilizarse a granel sino debe ser tamizada, retirando los finos que no realizan un buen trabajo de arenado sobre la superficie y los gruesos que obturarían el equipo.

También debe ser sometida a un proceso de secado debido a su capacidad de absorber humedad.

Es extremadamente frágil y proyectada por equipos de alta producción, sólo se puede utilizar una vez debido a que más del 80 % se transforma en polvo luego del primer golpe. Crea una gran polución en el ambiente de trabajo por la fragilidad de

sus partículas que, luego del impacto, se convierten en un alto porcentaje en polvo con tamaños inferiores a malla 300 Mesh.

A continuación se puede observar las características mecánicas de la arena usada en el proceso:

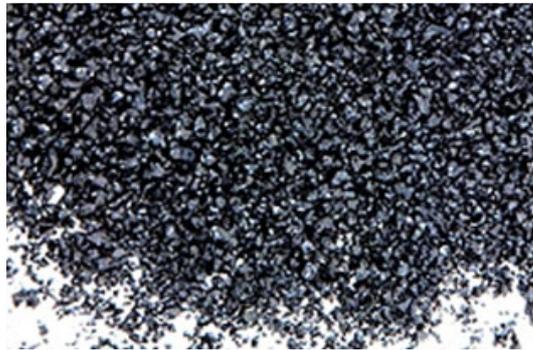
**Tabla 2. 1 - Composición química arena de sílice**

Nombre	Porcentaje
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.047%
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1.18%
SiO <sub>2</sub>	97.5%

**Tabla 2. 2 - Características técnicas arena de sílice**

Descripción	Valor
Humedad	0.05%
Forma	Irregular redondeado
Dureza	5-6 Mohs
Densidad	1600 Kg/m <sup>3</sup>
Sílice Libre	90%
Mallas Disponibles	6 – 300
Factor de Reutilización	x 1

### 2.6.2.2 Granalla Mineral de Escoria de Cobre



**Figura 2. 4 - Ilustración de abrasivo granalla mineral**

Este abrasivo también conocido como "abrasivo negro" o "**abrasivo ecológico**" se obtiene principalmente de la fundición de metal (cobre y níquel). La granalla mineral ha aumentado su demanda debido a su capacidad de limpieza, disponibilidad, bajo contenido de sílice (menos del 1%), gran rango de medidas y su relativo bajo costo. Sus partículas duras y angulares le otorgan gran velocidad y capacidad de corte, haciéndola perfecta para una gran cantidad de usos. La granalla es un excelente abrasivo y supera notablemente a las tradicionales arenas en trabajos de arenado, ya que rinde entre 35 a 40% más que estas y no genera el molesto polvo de los "arenados" creando una atmósfera de trabajo más grato y seguro.

La escoria cumple con las normas internacionales, pues está muy por debajo de los parámetros permitidos para metales pesados.

Una vez usada, puede ser llevada a relleno sanitario, mezclarse con asfalto, agregársele cemento refractario y parchar hornos de cal o cemento entre otros

**Tabla 2. 3 - Características químicas de la granalla mineral**

Nombre	Símbolo Q.	Porcentaje
Hierro	Fe	33,6%
Calcio	Ca	12,7%
Aluminio	Al	6,87%
Sodio	Na	2,6%
Cobre	Cu	2,1%
Potasio	K	1,3%
Magnesio	Mg	1,18%
Manganeso	Mn	1,1%
Zinc	Zn	0,48%

**Tabla 2. 4 - Características técnicas de la granalla mineral**

Descripción	Valor
Abrasivo	Granalla de Escoria de Cobre
Color	Gris oscuro
Olor	No tiene
Densidad aparente (grs/cm <sup>3</sup> )	1.535
Densidad específica (kg/m <sup>3</sup> )	3300 - 3900
Dureza (escala Mohs)	7
Sílice libre	Menor al 0.1%
PH	6,5
Factor de uso (veces)	2 - 3
Humedad	0,3%

### **2.6.2.3 Beneficios del Abrasivo Seleccionado - Granalla Mineral de Escoria de Cobre**

- No hay productos químicos volátiles, tóxicos o vapores
- Residuos reducido drásticamente el volumen y los costes de eliminación
- Baja los gastos de consumo con los medios de reciclables
- Reducción significativa de las necesidades de personal
- Menor tiempo de inactividad - aumento de los ingresos
- Reduce el tiempo de componente de limpieza considerablemente
- Conserva cubiertas, revestimientos anodizado, galvanizado y fosfatado
- Más rápido y más seguro que los productos químicos o lijar
- Minimiza el mantenimiento de los equipos
- No hay peligro de silicosis
- Elimina la fragilidad del metal
- Proporciona superficies superiores de adhesión de la pintura
- Conserva las tolerancias de las piezas y herramientas
- No corrosivo - elimina los problemas químicos atrapamiento
- Hojas de relleno del cuerpo, imprimaciones y capas de gel intactos
- Protege tampones diferentes metales
- No se oxida después de la voladura del flash
- Sin deformación o picaduras de metales duros
- Elimina un manejo especial y las medidas de almacenamiento
- Reduce el consumo de energía

#### 2.6.2.4 Características permisibles del Abrasivo Seleccionado - Granalla Mineral de Escoria de Cobre



**Figura 2. 5 - Ilustración tamaños de la granalla mineral**

Para obtener el mejor resultado en la limpieza de algún producto, es necesario utilizarse de una mezcla de Granalla Esférica con Angular.

De manera general, la granalla esférica, por su masa más grande, rompe las partículas de oxidación del producto a ser limpio y disminuye la rugosidad de la superficie. La granalla angular es más eficaz en la remoción de óxidos incrustados en la superficie y para provocar superficies más rugosas, con el objetivo de mejorar la adherencia de sustancias que serán aplicadas en las superficies preparadas. En estos casos, es importante que los tamaños de granalla sean equivalentes o tengan masas equivalentes, permitiendo tener las mismas tasas de descarte en el separador de la máquina de granallado.

##### 2.6.2.4.1 Tamaños Permisibles de Granalla

En la siguiente tabla puede apreciarse los diferentes tamaños de granalla mineral de escoria de cobre existentes en el mercado ecuatoriano.

En la denominación para granalla esférica, el número característico se preside por la letra “S”. En tanto para granalla angular, le preside la letra “G”, en ambos casos por sus siglas en inglés.

**Tabla 2. 5 - Tamaños nominales granalla mineral esférica y angular**

Tamaño nominal (mm)	Granalla Esférica	Granalla Angular
2.00	S-780	G-10
1.70	S-660	G-12
1.40	S-550	G-14
1.18	S-460	G-16
1.00	S-390	G-18
0.85	S-330	—
0.71	S-280	G-25
0.60	S-230	—
0.42	S-170	Gh40
0.30	S-110	G-50
0.18	S-70	G-80

#### 2.6.2.4.2 Formas Permisibles de Granalla



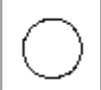
**Figura 2. 6 - Forma esférica**



**Figura 2. 7 - Forma angular**

A continuación se exponen las diferentes formas existentes en las granallas:

**Tabla 2. 6 - Formas de granalla mineral**

<b>Formas aceptables</b>			
	Esfera	Esferoide	Elipsoide
<b>Formas marginales</b>			
	Nodulada	Elongada	Germinada
<b>Formas inaceptables</b>			
	Lágrima	Rota	Mellada
<b>Defectos internos (máximo 15%)</b>			
	Grietas	Huecos	Rechupes

## 2.7 NORMAS PARA LIMPIEZA Y PREPARACIÓN SUPERFICIAL

Los trabajos de preparación de superficies están normalizados por varias asociaciones internacionales. Las normas definen la terminación deseada o sea el grado de granallado a alcanzar.

Algunas normas son de comparación visual utilizando probetas de acero, discos comparadores o fotografías y otras normas solo son escritas. Todas ellas están sujetas a un vasto grado de interpretación y aplicación de las especificaciones dadas por los usuarios, inspectores, aplicadores y otros.

**Tabla 2. 7 - Normas de preparación superficial**

<b>Norma Sueca SIS</b>	<b>Norma Americana</b>	<b>Norma SSPC</b>	<b>Norma Francesa</b>	<b>Norma Inglesa</b>	<b>Norma NACE</b>
SA 3	Metal Blanco	SP 5	DS 3	1st Quality	Nace 1
SA 2 ½	Metal Semi blanco	SP 10	DS 2.5	2nd. Quality	Nace 2
SA 2	Metal Comercial	SP 6	DS 2	3rd Quality	Nace 3
SA 1	Cepillado granallado ligero	SP 7	DS 1		Nace 4

Las normas de mayor utilización en toda América Latina son las siguientes:

**Tabla 2. 8 - Normas para sandblasting usadas en América Latina**

<b>Normas SSPC</b>	<b>Normas SIS</b>
Steel Structures Painting Council	Swedish Standards Institution
Pittsburgh USA	Stockholm Suecia

### **2.7.1 CLASIFICACIÓN DE LAS GRANALLAS SEGÚN NORMA SSPC AB-1**

Según las clasificaciones y normas SSPC AB-1, tomadas y aplicadas para América Latina, las granallas producidas deben tener las siguientes características en su denominación

### **2.7.1.1 Tipo de Abrasivo**

TIPO I: Abrasivos minerales naturales

TIPO II: Escorias abrasivas

### **2.7.1.2 Clase de abrasivo y contenido de sílice**

CLASE A: contiene 1% o menos de sílice cristalina

CLASE B: contiene 5% o menos de sílice cristalina

CLASE C: contiene más de 5% de sílice cristalina

### **2.7.1.3 Grado del abrasivo y rugosidad producida**

GRADO 1: rugosidad superficial entre 0.5 y 1.5 mills ( 13 a 38 mic )

GRADO 2: rugosidad superficial entre 1.0 y 2.5 mills ( 25 a 63 mic )

GRADO 3: rugosidad superficial entre 2.0 y 3.5 mills ( 50 a 89 mic )

GRADO 4: rugosidad superficial entre 3.0 y 5.0 mills ( 75 a 127 mic )

GRADO 5: rugosidad superficial entre 4.0 y 6.0 mills ( 100 a 152 mic )

Según la SSPC AB-1, las granallas producidas pueden llevar la siguiente denominación ejemplificada a continuación:

GR-1: Granalla TIPO 2, CLASE A, Grado 1

GR-3: Granalla TIPO 2, CLASE A, Grado 3

GR-4: Granalla TIPO 2, CLASE A, Grado 4

## 2.8 APLICACIONES Y RESULTADOS DEL PROCESO DE SANDBLASTING

La limpieza y preparación de piezas previas a un proceso de pintado o revestimiento y la aplicación especial para el alargamiento de la vida de las piezas sometidas a fatiga, tienen un amplio campo de aplicación en la industria actual. De todo esto nace la necesidad de diseñar un equipo que facilite tales operaciones.

### 2.8.1 APLICACIONES DE SANDBLASTING

- Fundición
- Estampación metálica
- Bisagras, tornillería, tiradores
- Industria de Herramienta
- Componentes de rodamientos
- Componentes de transmisión y embrague
- Componentes de cerámica, plástico y caucho

#### Aviones Remoción de Pintura



**Figura 2. 8 - Sandblasting en aviones**

Elimina la mayoría de los tipos de pintura a partir de sustratos habituales de aeronaves, dejando las superficies anodizadas y ancladas. Se emplea en una amplia variedad de componentes fuera de la aeronave, que resulta en un ahorro significativo de los productos químicos.

## Barcos



**Figura 2. 9 - Sandblasting en barcos**

Se aplica en la remoción de pintura inferior, extracción de aluminio, limpieza de la fibra de vidrio, y de los cascos de madera densa. La eliminación rápida de los percebes secas. Sirve para limpiar óxidos de cobre y otros revestimientos. Detecta y expone las ampollas en los cascos de fibra de vidrio.

## Remoción de pintura de vehículos terrestres



**Figura 2. 10 - Sandblasting en trenes**

La pintura se quita fácilmente de automóviles, camiones, carros de ferrocarril, y los cuerpos de autobús.

## 2.8.2 RESULTADOS DE SANDBLASTING

En las siguientes imágenes se puede observar la aplicación del sandblasting, así como también el recubrimiento dado de manera inmediata a la preparación superficial con lo cual se evita la corrosión.



**Figura 2. 11 - Resultados de sandblasting en la industria metalmecánica**



**Figura 2. 12 - Resultados de sandblasting en tuberías**



**Figura 2. 13 - Resultados de sandblasting en tanques atmosféricos**

## **2.9 FACTORES QUE AFECTAN EL ENTORNO DE TRABAJO**

### **2.9.1 RUIDO Y VIBRACIONES**

Dado el principio de trabajo de la máquina, inyección de granalla y la presencia de motores eléctricos, hacen que de por sí la máquina genera vibraciones y en consecuencia es relativamente ruidosa. No obstante, no se puede valorar el nivel de ruido generado sin tener presente el resto de elementos que componen la estación de limpieza.

Normalmente para equipos de dimensiones similares a las del presente proyecto, en las que no se ha realizado un diseño contra ruido y vibraciones, el nivel medio de ruido se encuentra entre 60÷65 dB, valores, en un principio, elevados. Es por ello que deberá tomarse las actuaciones de protección adecuadas (Insonorización y protecciones auditivas del equipo de seguridad del operador).

Las lecturas del equipo en planta, deben realizarse a 1 m de distancia de la superficie de la máquina y a una altura desde el suelo de 1,5 m, como mínimo en las cuatro posiciones cardinales y siempre en ausencia de ruidos de fondo.

El nivel de ruido comentado puede no ser idéntico dependiendo del lugar donde se instale la máquina, pero si puede compararse y tomarse como referencia a nivel de control.

### **2.9.2 CONTAMINACIÓN**

Los residuos de una granalladora varían en función de su uso. En el caso de granallado de productos ferrosos, el residuo resultante es el óxido de hierro, tanto en forma de polvo (captador), como partículas de mayor dimensión, procedentes de granalla no reutilizable o partes desprendidas de las piezas al ser bombardeadas. En cualquier caso, todo ello debe ser eliminado como desecho especial o desecho industrial en conformidad a las normativas anti-polución en vigor en el lugar de destinación del equipo. Cuando las piezas a granallar sean de aluminio u otros metales, los residuos generados, aunque resulten ser la mezcla de diversos materiales, se eliminarán de igual forma.

Cuando el objetivo del granallado sea retirar pintura de la superficie de las piezas, se ha de determinar si el residuo, tras la operación de granallado, es peligroso o no. Si el resultado de su análisis da un elevado grado de toxicidad, se tratará como residuo peligroso, procediendo a su eliminación tal y como se legisle en el lugar de destinación del equipo.

### 2.9.2.1 La Silicosis

Cuando los trabajadores inhalan sílice cristalina, utilizado en la limpieza abrasiva, el tejido pulmonar reacciona desarrollando nódulos fibróticos, produciendo una costra alrededor de las partículas de sílice atrapadas. Esta condición fibrótica del pulmón se llama silicosis.

Si los nódulos crecen demasiado grandes, la respiración se hace difícil y puede resultar en muerte. Las víctimas de silicosis también están sometidas a alto riesgo de contraer tuberculosis activa. La arena de sílice utilizada en la limpieza abrasiva se fractura típicamente en partículas finas que pasan al aire, la inhalación de dicho sílice produce una reacción pulmonar más aguda que el sílice que no está recién fracturada.

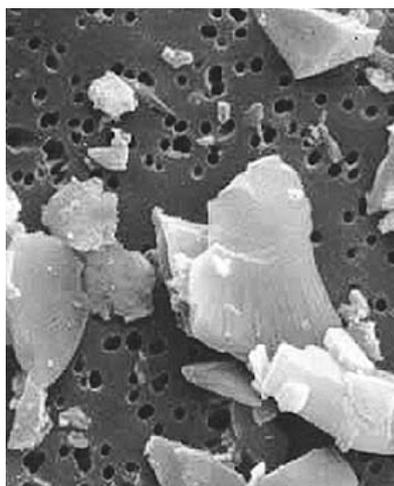
Este factor contribuye a la aparición de formas de silicosis agudas y aceleradas entre los operarios de limpieza a presión de arena. Cuando los trabajadores inhalan sílice cristalina aumenta el tejido pulmonar dañado por el polvo de sílice dando como resultado una respiración más difícil, fiebre, cianosis y presentando dolores de pecho, pudiendo provocar hasta la muerte.

Hay tres tipos de silicosis:

- 1.- Silicosis crónica, que ocurre después de 10 años o más de exposición a concentraciones bajas de sílice cristalina.
- 2.- Silicosis acelerada, que ocurre después de 5 a 10 años de exposición a concentraciones sílice cristalina.
- 3.- Silicosis aguda, que ocurre entre unas semanas y 5 años de exposición a concentraciones de sílice cristalina.



**Figura 2. 14 - Efecto de la silicosis en los pulmones por el uso del sandblasting con arena sílice**

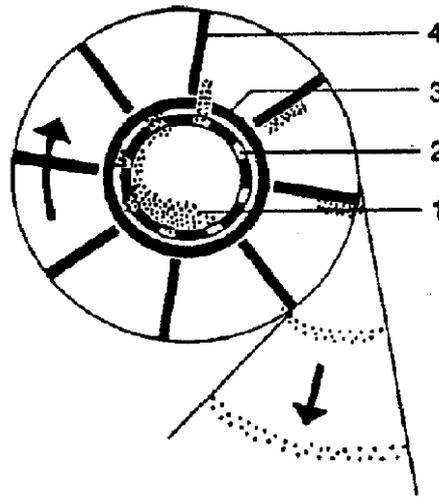


**Figura 2. 15 - Vista microscópica detallada de partículas de sílice en un filtro. (Micrografía electrónica de barrido, por William Jones, Ph.D.)**

## **2.10 TURBINAS**

Las turbinas son los principales componentes de un equipo de limpieza. Tienen la función de acelerar y lanzar los abrasivos contra la superficie por granallar, manteniendo siempre constantes la velocidad y el peso total de las partículas, además de la forma y localización del chorro.

Las partículas aceleradas por la fuerza centrífuga de la turbina alcanzan, normalmente, velocidades del orden de 70 m/seg (252 km/h) a 80 m/seg (288 km/h).



**Figura 2. 16 - Turbina de paletas rectas mostrando los abrasivos**

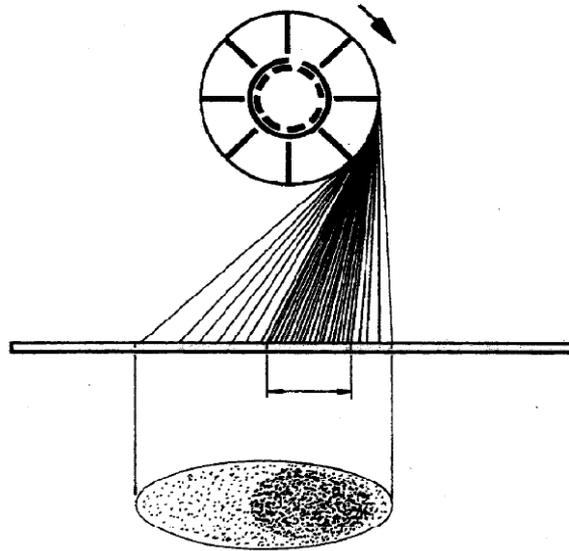
*Descripción de la granalla en la figura 2.16:* (1) siendo captados por el rotor, (2) saliendo por la abertura de la capa del rotor, (3) pasando del agujero del rotor a las paletas y siendo aceleradas y (4) lanzadas por las paletas.

En el caso de equipos dotados de turbinas, cuanto menos esféricas fueran las granallas, más abierto y difuso será el chorro, ya que el rodamiento sobre las paletas será más difícil, aumentando la tasa de desgaste y el tiempo de contacto granalla / paleta. Esto provoca el desplazamiento del “punto caliente” y aumenta la dispersión del chorro, y por consiguiente, altera la eficiencia y la rapidez de limpieza.

El "punto caliente" es la región donde la intensidad del chorro es mayor, o sea, donde la energía acumulada de impactos por unidad de área es mayor. Una turbina lanza las granallas sobre una superficie plana según una distribución aproximadamente elíptica, conforme se puede observar en la figura 2.17

Experimentalmente, se verifica que la intensidad de impacto no es uniforme a lo largo de la proyección del chorro como sería deseable, observándose la máxima

intensidad ("punto caliente") junto a la región central, conforme se presenta en la figura



**Figura 2. 17 - Forma e intensidad de un chorro de granallas proyectado sobre una superficie plana**

Para un mismo equipo de limpieza, la localización y las dimensiones del "punto caliente" pueden variar, por ejemplo, en función del regulado o del desgaste de la capa de rotor, del desgaste del rotor, o del desgaste de las paletas.

El desgaste irregular de las paletas, con la aparición de surcos o la afinación localizada en determinadas regiones, modifica la trayectoria de las partículas desplazando el "punto caliente" del chorro.

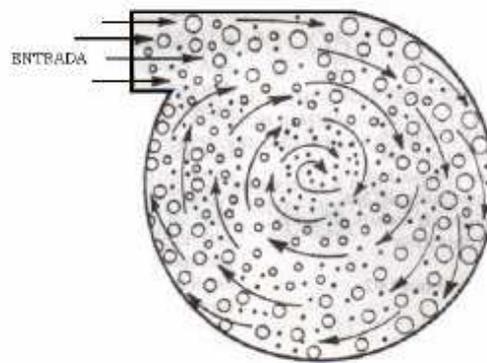
El desplazamiento del "punto caliente" del chorro produce una acentuada reducción de la capacidad de limpieza del equipo. Por consiguiente, se aumenta el tiempo necesario de granallado, el desgaste del equipo y el consumo de abrasivos, elevando, por lo tanto, los costos de la operación de limpieza.

El desgaste excesivo del rotor tiende a disminuir la cantidad de partículas en el chorro, mientras el desgaste excesivo de la capa del rotor tiende a producir, por ejemplo, el desplazamiento del punto caliente y una mayor dispersión del chorro.

## 2.11 CICLONES

Es un equipo recolector y separador de polvo que se usa con mayor frecuencia es el ciclón. Los ciclones remueven el material particulado de la corriente gaseosa, basándose en el principio de impactación inercial, generado por la fuerza centrífuga. La figura 1 muestra el movimiento de las partículas mayores hacia las paredes del ciclón debido a la fuerza centrífuga.

El ciclón es esencialmente una cámara de sedimentación en que la aceleración gravitacional se sustituye con la aceleración centrífuga. Los ciclones constituyen uno de los medios menos costosos de recolección de polvo, tanto desde el punto de vista de operación como de la inversión. Estos son básicamente construcciones simples que no cuentan con partes móviles, lo cual facilita las operaciones de mantenimiento; pueden ser hechos de una amplia gama de materiales y pueden ser diseñados para altas temperaturas (que ascienden incluso a 1,000 °C) y presiones de operación.



**Figura 2. 18 - Colección de partículas en un ciclón**

Los ciclones son adecuados para separar partículas con diámetros mayores de 5  $\mu\text{m}$ ; aunque partículas muchos más pequeñas, en ciertos casos, pueden ser separadas.

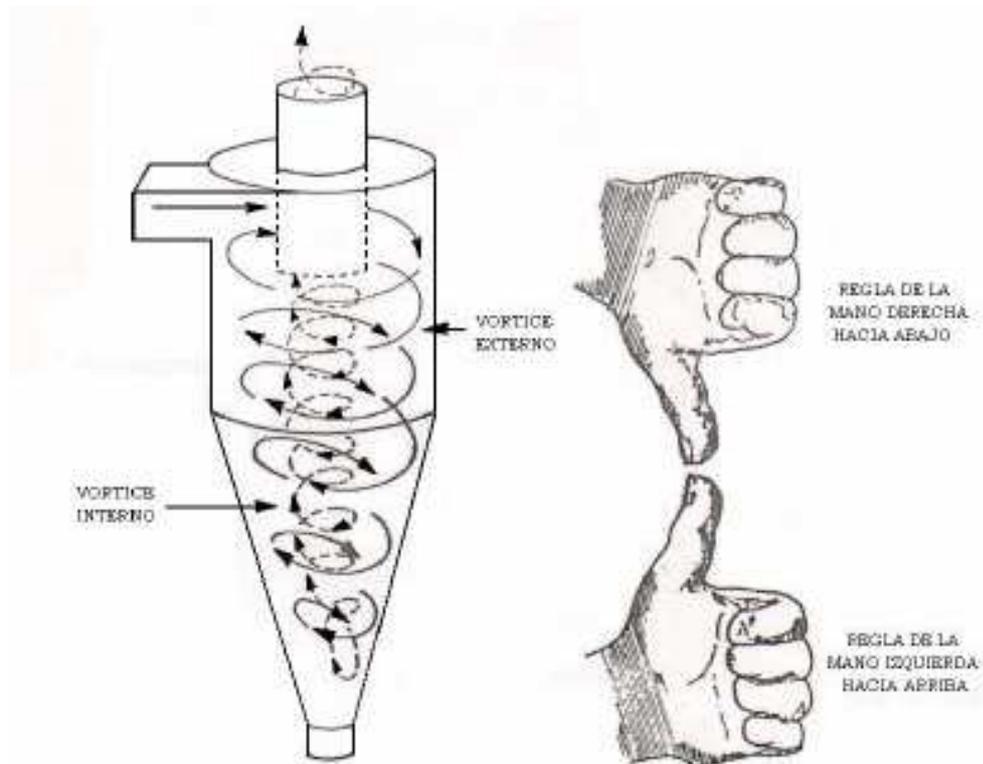
Los ciclones presentan eficiencias mayores que la cámara de sedimentación gravitacional y eficiencias menores que los filtros de talegas, lavadores y precipitadores electrostáticos.

La fuerza centrífuga generada por los giros del gas dentro del ciclón puede ser mucho mayor que la fuerza gravitacional, ya que la fuerza centrífuga varía en magnitud dependiendo de la velocidad de giro del gas y del radio de giro. Teóricamente el aumento de la velocidad de entrada al ciclón implicaría un aumento de la fuerza centrífuga y por lo tanto un aumento de la eficiencia, sin embargo velocidades de entrada muy altas generan la resuspensión de material particulado de las paredes internas del ciclón, lo cual disminuye la eficiencia del ciclón; adicionalmente aumentar la velocidad de entrada implica mayor consumo de energía.

### **2.11.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

En un ciclón, la trayectoria del gas comprende un doble vórtice, en donde el gas dibuja una espiral descendente en el lado externo y ascendente en el lado interno. La figura 2. \_ ilustran dichos vórtices.

En un ciclón el gas entra en la cámara superior tangencialmente y desciende en espirales hasta el ápice de la sección cónica; luego asciende en un segundo espiral, con diámetro más pequeño, y sale por la parte superior a través de un ducto vertical centrado. Los sólidos se mueven radialmente hacia las paredes, se deslizan por las paredes, y son recogidos en la parte inferior.



**Figura 2. 19 - Vórtices en el ciclón**

El diseño apropiado de la sección cónica del ciclón obliga al cambio de dirección del vórtice descendente, el vórtice ascendente tiene un radio menor, lo que aumenta las velocidades tangenciales; en el cono se presenta la mayor colección de partículas, especialmente de las partículas pequeñas al reducirse el radio de giro.

### **2.11.2 FAMILIAS DE CICLONES**

Los ciclones son un dispositivo de control de material particulado bastante estudiado, el diseño de un ciclón se basa normalmente en familias de ciclones que tienen proporciones definidas.

Las principales familias de ciclones de entrada tangencial son:

- Ciclones de alta eficiencia
- Ciclones convencionales
- Ciclones de alta capacidad

La tabla 2.9 presenta el intervalo de eficiencia de remoción para las diferentes familias de ciclones.

**Tabla 2. 9 - Intervalo de eficiencia de remoción para las diferentes familias de ciclones**

Familia de ciclones	Eficiencia de remoción (%)		
	PST	PM10	PM2.5
Convencionales	70 – 90	30 – 90	0 – 40
Alta eficiencia	80 – 99	60 – 95	20 – 70
Alta capacidad	80 – 99	10 – 40	0 – 10

Una caída de presión máxima permisible correspondiente a una velocidad de entrada al ciclón dentro del intervalo de 15.2 a 27.4 m/s. Por consiguiente, los ciclones se suelen diseñar para una velocidad de entrada de 22 m/s, aunque no es necesario apearse estrictamente a este valor.

El procedimiento general de diseño es el siguiente:

- Seleccionar el tipo de ciclón, dependiendo del funcionamiento o necesidades requeridas.
- Obtener un estimativo de la distribución de tamaño de las partículas en la corriente gaseosa a ser tratada.

- Calcular el diámetro del ciclón para una velocidad de entrada de 22 m/s (opcional), y determinar las otras dimensiones del ciclón con las relaciones establecidas para las familias de ciclones con base en el diámetro.
- Calcular la eficiencia del ciclón.
- Calcular la caída de presión del ciclón.

Los ciclones generalmente tienen como parámetros de diseño el diámetro del ciclón, la caída de presión y la velocidad de entrada.

**Tabla 2. 10 - Parámetros de diseño para los ciclones de entrada tangencial**

Parámetro	Valor
Diámetro del ciclón (Dc)	< 1.0 m
Caída de presión ( $\Delta P$ )	< 2.488.16 Pa
Velocidad de entrada (Vt)	15.2 – 27.4 m/s

## CAPITULO 3

### DISEÑO DE LA ESTACION DE LIMPIEZA

La estación de limpieza contempla tres sistemas que serán independientes, pero que en caso de ser construido el presente proyecto de tesis, se recomienda se fabrique todos ellos y estén listos antes del primer uso de la estación completa, pues se mejora el ambiente de trabajo y se logra reutilizar el material abrasivo. Los tres sistemas son: el Equipo Sandblasting, el Sistema de Extracción de Polvo y el Sistema de Reutilización de Abrasivo, siendo el principal el equipo.

El equipo sandblasting será el encargado de realizar la limpieza y preparación superficial, disminuyendo los riesgos para el operador, siempre que este se encuentre con el equipo de seguridad. El sistema de Extracción de Polvo servirá para disminuir aún más los riesgos al operador y mantener un ambiente de trabajo limpio, específicamente en lo referente a lo visual. El Sistema de Reutilización de Abrasivo, servirá para poder separar la granalla todavía útil de contaminantes producto de la aplicación del sistema principal, y de restos de granalla que ya se han fragmentado y ya no son de utilidad para el proceso.

El propósito del presente proyecto, equipo sandblasting es realizar el diseño de una estación que funcione en ciclo continuo, para lo cual se requiere del uso de dos tolvas, la primera será la tolva de alimentación, y la segunda será la tolva de descarga, la cual debe estar elevada del suelo en aproximadamente 3 metros, altura necesaria para alimentar la turbina (elemento dotador de fuerza centrífuga para las

granallas), que trabajará en la cabina, además en este mismo punto se podrá acoplar la manguera de aplicación externa y que trabajará en conjunto con aire comprimido.

### **3.1 DISEÑO DEL EQUIPO SANDBLASTING**

#### **3.1.1 SISTEMAS DE TRANSPORTE**

El abrasivo será colocado en la tolva de alimentación de forma manual por el operador, de aquí será llevado hacia una segunda tolva mediante un mecanismo. Para la alimentación constante del abrasivo en la tolva de descarga, se utilizará un sistema de giro continuo, para ello existen dos sistemas que se ajustan más a las necesidades del presente proyecto: transportación mediante tornillo sin fin y transportación mediante elevador de cangilones. A continuación se presentan las características de los dos sistemas y la selección del más idóneo.

##### **3.1.1.1 Transportación mediante tornillo sin fin**

Este tipo de elementos mecánicos, están formados por aspas helicoidales o seccionales montadas en una tubería o eje que gira en una artesa. Sus capacidades máximas llegan a 280 m<sup>3</sup>/h. Su conformación es hecha a partir de una hélice laminada a partir de una barra plana de acero, o bien mediante secciones individuales cortadas y formadas en hélices a partir de una placa plana. A continuación se puede observar en las siguientes tablas las capacidades y velocidades de los transportadores horizontales.

**Tabla 3. 1- Capacidades y velocidades de transportadores tornillo sin fin**

Grupo	Porcentaje máximo de sección transversal ocupada por el material	Densidad máxima del material. Kg/m <sup>3</sup>	Revoluciones por minuto máximas para diámetros de:	
			15 cm	50 cm
			1	45
2	38	801	120	75
3	31	1200	90	60
4	25	1600	70	50
5	12 ½	—	30	25

**Tabla 3. 2 - Capacidades de transportadores tornillo sin fin**

Tamaño del sin fin	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3	Grupo 4	Grupo 5
$\Phi$ (cm)	m <sup>3</sup> /h				
15	9.9	6.2	4.2	2.5	0.56
23	31	19.8	13	8.5	1.9
25	45	27	17.5	11.3	2.5
30	71	45	31	18	4.5
35	113	68	45	28	6.8
40	156	96	62	42	10
45	215	127	90	56	14
50	283	170	113	73	18

El Grupo 1 es para materiales ligeros, no corrosivos y no abrasivos que corren libremente.

El Grupo 2 es para materiales finos y granulares.

El Grupo 3 es para materiales pequeños mezclados con finos.

El Grupo 4 es para materiales semiabrasivos, finos, granulares, pequeños.

El Grupo 5 es para materiales abrasivos, en tamaños no excesivos a los 5 mm.

**Tabla 3. 3 - Reducción de la Capacidad en Transportadores Inclinados**

Inclinación en Grados	Porcentaje de Reducción de la Capacidad
10	10
15	26
20	45
25	58
30	70
35	78

### 3.1.1.2 Transportadores elevadores de cangilones

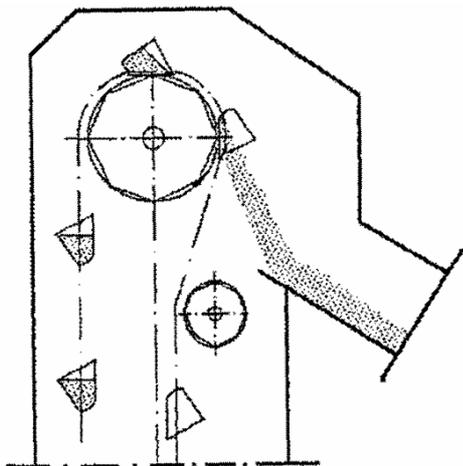
Los elevadores de cangilones son unidades sencillas y seguras para transporte vertical de materiales. Existen varios tipos y de diferentes capacidades, pueden funcionar al aire libre o en una cámara cerrada.

Estos elevadores pueden ser con banda o cadena. Los de banda son más recomendados para el transporte de materiales abrasivos, pues estos desgastarían excesivamente las cadenas.

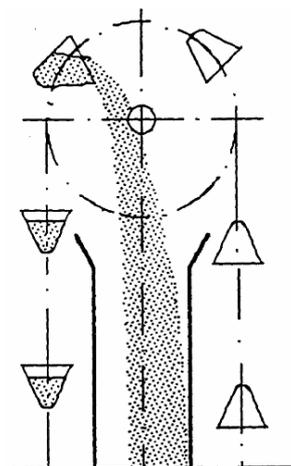
Existen tres tipos de descarga q se pueden emplear con cangilones espaciados, de los cuales se tienen:

- Descarga por gravedad periférica
- Descarga por gravedad central
- Descarga centrífuga periférica

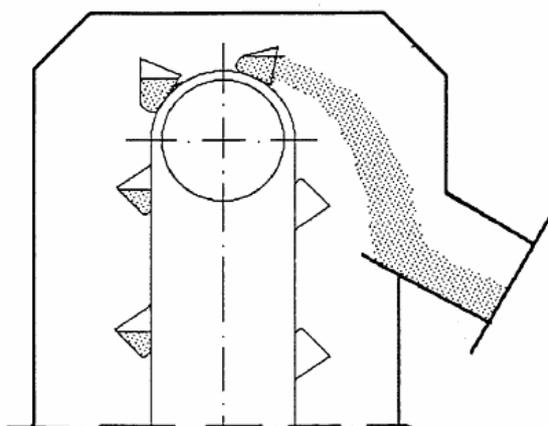
Además existe la Descarga por gravedad periférica con cangilones continuos.



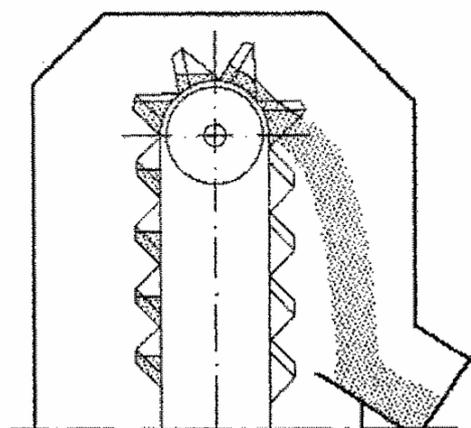
**Figura 3. 1 - Descarga por gravedad periférica con cangilones espaciados**



**Figura 3. 2 - Descarga por gravedad central con cangilones espaciados**



**Figura 3. 3 - Descarga centrífuga con cangilones espaciados**



**Figura 3. 4 - Descarga por gravedad periférica con cangilones continuos**

La siguiente tabla da una orientación general sobre las velocidades a elegir, según el diámetro del tambor y los materiales a elevar.

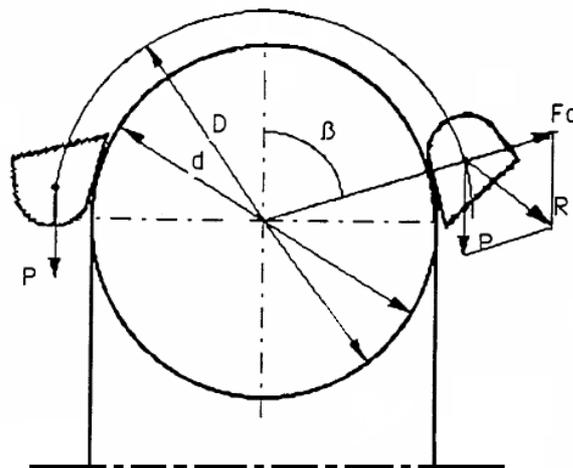
**Tabla 3. 4 - Velocidades recomendadas para elevador de cangilones**

Características del material	Material	Tipo de Elevador	Tipo de Cangilón	Velocidad de la banda (m/s)
Pulverulento	Polvo de carbón	Baja velocidad, descarga por gravedad	Profundo	—
	Cemento, yeso, fosfatos	Alta velocidad, descarga centrífuga	Profundo	1.25 – 1.8
Granular, pequeños (<60mm), medianamente abrasivos	Arcilla seca en trozos, carbón	Alta velocidad, descarga centrífuga	Profundo	1.25 – 2
Ídem muy abrasivos	Grava, mineral	Baja velocidad, descarga directa por gravedad	Tipo en V	0.8 – 1
	Arena, ceniza, tierra, rocas	Alta velocidad, descarga centrífuga	Profundo	1.6 – 1.8
Tamaños medios y grandes (> 60 mm) medianamente abrasivos	Carbón	Baja velocidad, descarga directa por gravedad	Tipo en V	—
	Carbón en trozos, elementos frágiles	Baja velocidad, descarga centrífuga	Tipo en V	0.6 – 0.8
Ídem muy abrasivos	Rocas trituradas, mineral	Baja velocidad, descarga centrífuga directa	Tipo en V	—

**Tabla 3.4 - Velocidades Recomendadas para Elevador de Cangilones  
(continuación)**

Características del material	Material	Tipo de Elevador	Tipo de Cangilón	Velocidad de la banda (m/s)
Polvoriento, en granos, húmedo	Tierra, arena húmeda, yeso polvoriento o húmedo	Alta velocidad, descarga centrífuga	Abierto	1.25 – 1.8
	Muchos productos químicos	Baja velocidad, descarga por gravedad	Abierto	—

La velocidad presente en el cangilón, al pasar por el tambor motriz genera una fuerza centrífuga, con dirección radial, la cual en el instante en el que el abrasivo se desprende del mismo, forma una resultante en conjunto con el peso del cangilón y el material transportado (abrasivos, de alta fluencia).



**Figura 3.5 - Fuerzas presentes en el elevador de cangilones**

En su punto más alto la resultante de las fuerzas, coincidirá con la vertical. Haciendo un análisis en el instante en el cual el peso del cangilón es igual a la fuerza centrífuga, se podrá determinar el tipo de descarga.

Es así que de este conjunto de elementos se puede obtener una ecuación que relaciona las revoluciones por minuto (rpm) del eje motriz y el diámetro del tambor motriz. De este valor se puede determinar si la descarga es centrífuga o por gravedad.

$$n = \frac{42.5}{\sqrt{D}}$$

**(Ecuación 3.1)1**

Donde:

n: revoluciones por minuto de la flecha

D: Diámetro del tambor motriz en m

Además se puede obtener la velocidad mínima de rotación de dicho tambor motriz de la siguiente ecuación:

$$V_t = 2.22 * \sqrt{D}$$

**(Ecuación 3.2)2**

Donde:

Vt: velocidad total de rotación del tambor en m/seg

Al realizar un análisis de igualar la fuerza centrífuga, con la componente radial del peso del material, con el fin de asegurar la descarga del abrasivo, se tiene:

$$\cos \beta = 0.00056 * D * n^2$$

---

<sup>1,2</sup> (Catálogo de diseño de elevadores de cangilones, 2004), Goodyear C.A.

Donde:

n: es el número de revoluciones por minuto, del tambor motriz

$\beta$ : es el ángulo de descarga del abrasivo

### 3.1.1.3 Estudio de alternativas para diseño del equipo

El diseño del presente proyecto presenta dos alternativas de solución para el transporte de la granalla mineral de escoria de cobre. Es por ello que se realizará un estudio para seleccionar cual es la alternativa más idónea, técnica, operativa y económicamente.

Se ha presentado las dos opciones ideales para ser empleado en el transporte de la granalla mineral de escoria de cobre, a continuación se hará el análisis y se seleccionará el sistema a ser empleado en el diseño y construcción de la estación de limpieza.

Se enlistan las opciones para transportar el material hacia la tolva de dosificación

**Tabla 3. 5 - Listado de alternativas para transporte de abrasivo**

A	Transportación por Recolectores Tornillo Sin Fin
B	Transportación por elevador de Cangilones

**Tabla 3. 6 - Criterios de selección vs. escala de valoración - Sistema de transportación de abrasivos**

#	CRITERIOS DE VALORACIÓN	1 - 2	3 - 4	5 - 6	7 - 8	9 - 10
		No tan importante	Poco importante	Importante	Muy importante	De gran importancia
I	Costo de los elementos	Muy costoso	Costoso	Aceptable	Económico	Barato
II	Facilidad de construcción	Muy difícil	Difícil	Normal	Fácil	Muy fácil
III	Facilidad de montaje	Muy difícil	Difícil	Normal	Fácil	Muy fácil
IV	Facilidad de adquisición de materiales	Muy difícil	Difícil	Normal	Fácil	Muy fácil
V	Capacidad de transporte de abrasivo	Muy Malo	Malo	Bueno	Muy Bueno	Excelente
VI	Mantenimiento	Muy Complejo	Complejo	Moderado	Medio	Baja Complejidad
VII	Seguridad y Nivel de Ruido	Muy Malo	Malo	Bueno	Muy Bueno	Excelente
VII I	Transportación	Muy difícil	Difícil	Normal	Fácil	Muy fácil
IX	Facilidad de operación	Muy difícil	Difícil	Normal	Fácil	Muy fácil
X	Vida útil	Corta	Baja	Moderada	Media	Larga

**Tabla 3. 7 - Matriz de selección de sistema de transportación de abrasivos**

Criterios de Selección	Ponderación (%)	Alternativa A		Alternativa B	
		Prioridad	Prior. x %	Prioridad	Prior. x %
Costo de los elementos	15	7	<b>1.05</b>	8	<b>1.20</b>
Facilidad de construcción	15	6	<b>0.9</b>	6	<b>0.9</b>
Facilidad de montaje	10	5	<b>0.5</b>	6	<b>0.6</b>
Facilidad de adquisición de materiales	15	5	<b>0.75</b>	6	<b>0.9</b>
Capacidad de Transporte de abrasivo	10	5	<b>0.5</b>	10	<b>1.0</b>
Mantenimiento	5	7	<b>0.35</b>	7	<b>0.35</b>
Seguridad y Nivel de Ruido	5	6	<b>0.3</b>	6	<b>0.3</b>
Transportación	10	8	<b>0.8</b>	8	<b>0.8</b>
Facilidad de operación	10	7	<b>0.7</b>	7	<b>0.7</b>
Vida útil	5	6	<b>0.3</b>	7	<b>0.35</b>
<b>TOTAL</b>	100	62	<b>6.15</b>	68	<b>7.15</b>

Según el resultado de la tabla, se determina que la alternativa A, sistema de transporte de abrasivos por elevador de cangilones, es la más idónea para el diseño del proyecto.

Se ha calificado con 8 al criterio de *costo* debido a que los equipos accionados con bandas son más baratos respecto de un tornillo sin fin.

Respecto a la capacidad de transporte de abrasivo se ha calificado con 10 porque la eficiencia en este tipo de transporte es del 90 %, mientras que el tornillo sin fin va perdiendo eficiencia a medida que tenga una inclinación respecto de la horizontal.

### **3.1.2 PARTES QUE CONFORMAN EL EQUIPO SANDBLASTING**

#### **3.1.2.1 Sistema de ciclo continuo**

##### **3.1.2.1.1 Forma de los cangilones**

La forma de los cangilones depende grandemente de los materiales a transportar, así como de la velocidad del elevador. La tabla 1 que se muestra en la página siguiente, extraída de las normas DIN 15230, muestra los tipos corrientemente empleados.

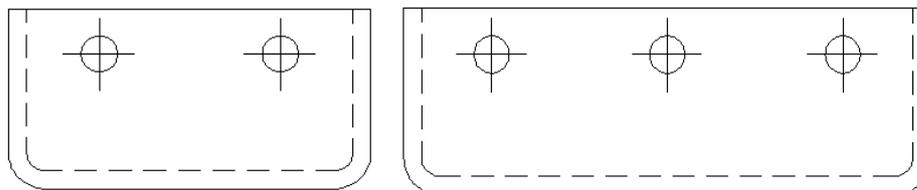
Los materiales empleados en la fabricación suele ser de aceros altamente resistentes a la abrasión como es el acero al manganeso. Este es un acero austenítico que es relativamente suave, pero se endurece al trabajarlo superficialmente cuando se le somete a abrasión severa, por lo cual es en extremo útil para esta aplicación. En su forma fundida, esta aleación es parcialmente martensítica y, por tanto, es dura y quebradiza.

Sin embargo los cangilones de acero, debido a su naturaleza son capaces de almacenar energía estática, por ello tienen una alta posibilidad de causar un accidente como una explosión. Con estos antecedentes se optará por un cangilón de polipropileno, que evita esta circunstancia, aunque para su selección se tomará en cuenta las características presentadas en la siguiente tabla.

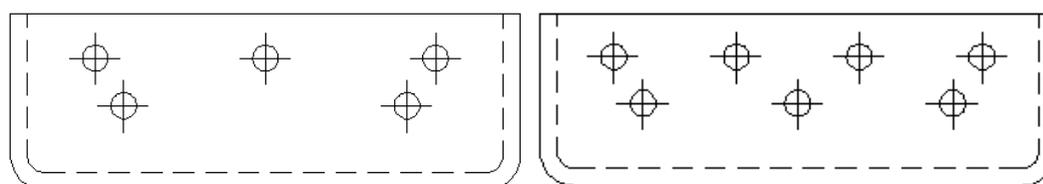
**Tabla 3. 8 - Tipos de cangilones según su aplicación**

DIN	15231	15241	15232	15242	15233	15243	15234	15244	15235	15245
Ejecución	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición
Forma	Altura reducida		Altura reducida redondeada		Semiprofundos		Profundo		Profundo	
Figura										
Apropiados para	Materiales sueltos, harina, sémola		Materiales en trozos pequeños, cereales		Materiales pegajosos, azúcar en caña, finos de carbón, húmedos		Materiales pesados, pulverulentos o en trozos grandes, arena, cemento, carbón		Materiales ligeros y fluidos o rodantes, cenizas o patatas	

La sujeción de los cangilones a la banda puede hacerse, para materiales ligeros mediante una sola fila de tornillos y en los pesados, dos filas, colocadas como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 3. 6 - Fijación cangilón – banda mediante una fila de pernos**



**Figura 3. 7 - Fijación cangilón – banda mediante dos filas de pernos**

Sin embargo esto es solo una recomendación, pues en el mercado nacional existen proveedores de cangilones que ofrecen productos de alta resistencia y pueden ser sujetos mediante una sola fila de pernos.

#### 3.1.2.1.2 Bandas

Los cangilones se sujetan regularmente espaciados sobre una banda de algodón y goma, dependiendo de los materiales a transportar y de la velocidad. Los principales factores a tener en cuenta al elegir una banda para elevador son:

- Debilitamiento de la banda por las perforaciones de los pernos de fijación de los cangilones.
- Erosión de la cara exterior de la banda, al incidir el material sobre ella en la zona de carga.
- Acción cortante de la arista de la parte posterior del cangilón sobre la banda, al pasar por el tambor motriz.

Las bandas corrientemente empleadas son las de 28,32, 36 y 42 onzas/duck (unidad de fuerza, en onzas, a soportar por cada duck, que en español significa literalmente "tela"), pero con igual resistencia en trama<sup>3</sup> que en urdimbre<sup>4</sup>, y las tensiones de trabajo no deben exceder los siguientes valores.

**Tabla 3. 9 - Tensiones de Trabajo en Bandas**

Onzas/Duck	Tensión de Trabajo
—	<b>Kg/cm (en tela)</b>
28	4.5
32	5.3
36	5.7
42	7.1

Otras consideraciones a tener en cuenta son la elección del número de telas en función del material; la siguiente tabla es una guía para seleccionar correctamente.

<sup>3</sup> **Trama:** resistencia a la tracción en sentido transversal

<sup>4</sup> **Urdimbre:** resistencia a la tracción en sentido longitudinal

**Tabla 3. 10 - Número de telas por ancho de banda**

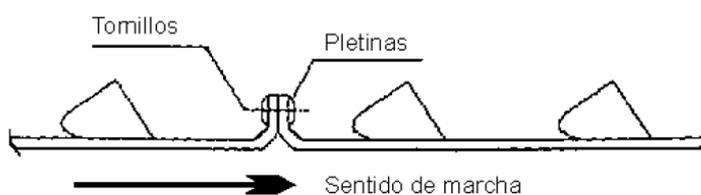
Ancho de Banda	Materiales medios	Materiales pesados y abrasivos
	Número de telas	
Hasta 300 mm	3 – 5	5
300 – 500	5 – 6	6
500 – 800	6	7
Más de 800	7	8

### 3.1.2.1.3 Juntas o Empalmes

Los elevadores de cangilones tienen una longitud restringida para el tensado; ello obliga a más frecuentes empalmes que en una cinta transportadora. Por consiguiente, no es recomendable el empleo de juntas vulcanizadas, que son engorrosas de realizar y caras. Tampoco son recomendables los empalmes por grapas corrientes. A continuación se muestra la junta acreditada, con mejor eficiencia para este sistema y que además presenta menor desgaste sobre la banda:

#### 3.1.2.1.3.1 Junta por medio de tornillos y pletina

Esta junta es muy resistente, pero se limita su empleo a 5 telas, por adquirir demasiada rigidez.



**Figura 3. 8 - Junta para bandas por medio de tornillos y pletinas**



**Figura 3. 9 - Ilustración junta para bandas de tornillos – pletinas**

#### 3.1.2.1.4 Dispositivos de Seguridad

En caso de existir una rotura de los mecanismos de accionamiento o falta de energía eléctrica en el motor, provocaría que los cangilones llenos retrocedan, y al entrar en contacto con el material alimentado en el pie del elevador se produzca un choque y el deterioro de los mismos, Es por ello que en el motor de accionamiento del sistema elevador, debe estar incluido un sistema anti retroceso, que si existe en varios tipos de motores eléctricos, de preferencia utilizar un motorreductor.

### 3.1.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE CICLO CONTINUO

El diseño del sistema de ciclo continuo se lo hará, como ya se determinó, por medio de un elevador de cangilones. Diseño que se hará en base a los requerimientos de flujo de material que se necesita en la turbina y la alimentación de material necesaria para la segunda tolva.

La turbina manejará un caudal de 20 kilos por minuto (20 kilos/min), caudal suficiente para realizar un trabajo de limpieza según la normativa SSP6 a metal

comercial, con granalla mineral. El otro factor importante es la altura de descarga de la granalla de la segunda tolva, la cual se fija en 2.5 m; respecto a esto, la distancia entre el tambor motriz y el tambor de pie, debe ser todavía un poco más grande para que pueda ocurrir la descarga, por lo cual se fija también en 3.0 m.

Además la capacidad del elevador debe ser mayor a la de la turbina, para garantizar el ciclo continuo.

Para este tipo de maquinaria, y con el caudal a usar, es recomendable el empleo de bandas de la serie CORREAS ELEVADORAS EP 630/3, fabricadas por The Goodyear Tire And Rubber Company, basados en las normas RMA (PLYLON®) DIN 21102 e ISO R-283 (PLYLON® EP) reconocidas internacionalmente. Esta banda soporta un máximo de tensión de 240 lbf/plg y está constituida por 3 telas, una lona superior, otra inferior y una intermedia, todas con espesor de 3/16" y el resto es una capa de material denominado Pylon que es una goma que le da la flexibilidad a la banda, además esta banda es de alta resistencia a materiales abrasivos.

En su momento será analizada si es adecuada para la tensión máxima requerida en el elevador para transportar la carga. El diseño del conjunto de elevación, se lo hará tal que la descarga del material abrasivo sea por fuerza centrífuga y no por gravedad.

### **3.1.3.1 Elección del cangilón**

Como primera decisión de diseño se selecciona un cangilón. Este por las características que ya fueron señaladas será de polipropileno. En el mercado local se

pueden encontrar de diversas marcas, para el caso se escoge la marca TAPCO INC. Por las certificaciones de calidad que posee nacional e internacionalmente.

De la Tabla 3.8, se escoge un cangilón tipo profundo, ya que la granalla es un material a transportar pesado y pulverulento. Después de la Tabla 3.4, para materiales granulares muy abrasivos, se tiene un cangilón tipo profundo P, con un rango de velocidad lineal para banda entre 1.0 - 1.6 (m/seg).

Se selecciona un cangilón Tipo CC-HD de 5 x 4 pulgadas, y cuyo ancho máximo es de 5.25 pulgadas, las demás características se encuentran en el anexo N°, más adelante se determinará si la decisión es correcta.

### 3.1.3.2 Geometría de los tambores

Con el valor del ancho del cangilón, se procede al cálculo del ancho de la polea motriz, que por el tipo de aplicación será plana. Según el mismo fabricante de cangilones recomienda que el ancho de la banda empleada no sea menor a una pulgada más ancho que el cangilón, es decir 6.3 pulgadas. Con todos estos datos y utilizando la siguiente ecuación se determina el ancho de la polea:

$$L_{polea} = [1.2 \cdot (a + e)]$$

**(Ecuación 3.3)<sup>5</sup>**

Donde:

$L_{polea}$ : ancho de la polea en plg.

a: ancho de la banda = 6.3 plg.

e: espesor de banda = 0.4 plg

---

<sup>5</sup> ()REPRINTER SA, Varona Juan, Diseño de Elevadores de Cangilones, 2012

El valor del espesor fue tomado del catálogo de bandas industriales, teniendo como referencia el número de lonas que estipula la tabla 3.10, 3 lonas.

Reemplazando valores:

$$L_{\text{polea}} = [1.2 \cdot (6.3 + 0.4)]$$

$$L_{\text{polea}} = 8.4 \text{ in}$$

$$L_{\text{polea}} = 0.204 \text{ m.}$$

Ahora dado el tipo de aplicación y de servicio, INNOVA INGENIERIA fabricante de poleas recomienda un diámetro mínimo de  $\frac{3}{4}$  el ancho de la polea. El valor a considerarse es válido tanto para el tambor motriz como para el de pie.

$$D_{\text{polea}} = \frac{3}{4} \cdot L_{\text{polea}}$$

**(Ecuación 3.4)<sup>6</sup>**

Donde:

$D_{\text{polea}}$ : diámetro de la polea motriz

$$D_{\text{polea}} = \frac{3}{4} \cdot 0.204 \text{ m}$$

$$D_{\text{polea}} = 0.153 \text{ m}$$

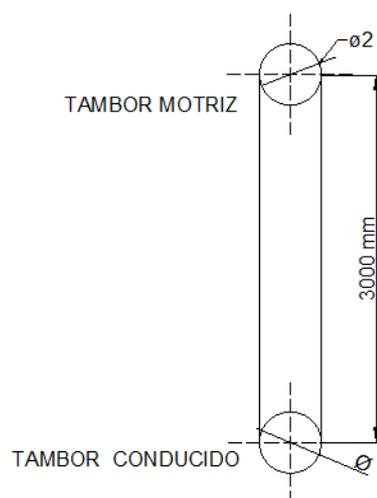
Este diámetro se considera tanto para la polea motriz como para la polea conducida. INNOVA recomienda que la polea motriz sea hecha de fundición de aluminio, en tanto que la polea conducida sea de construcción mixta, por su constitución, pues tiene la finalidad de ser autolimpiante. Además con el fin de evitar

---

<sup>6</sup> (Catálogo de diseño de elevadores de cangilones, 2004) Goodyear CA

deslizamientos de la banda, se debe colocar a la polea motriz, en su superficie, un revestimiento antideslizante acanalado con dibujo de diamante o chevron.

### 3.1.3.3 Longitud de la banda de los cangilones



**Figura 3. 10 – Esquema del sistema elevador de cangilones**

Con la altura de 3.0 m. entre ambos tambores y el diámetro de los mismos se puede hacer el cálculo de la longitud total de la banda que se requiere.

Al ser las dos poleas de igual diámetro, se determina la longitud de la banda que abarca una sola polea, hallando su perímetro:

$$L1 = \pi \cdot D_{polea}$$

**(Ecuación 3.5)<sup>7</sup>**

$$L1 = \pi \cdot 0.153 \text{ m}$$

$$L1 = 0.481 \text{ m}$$

<sup>7</sup> ( )CALVACHE G, Geometría Plana y del Espacio, Ed. Mc Graw Hill, México, 2006

La longitud de la banda que recorre los tres metros de distancia entre centros de poleas es:

$$L2 = 2 \cdot 3 \text{ m}$$

$$L2 = 6 \text{ m}$$

Por lo tanto la longitud total será la sumatoria de las dos longitudes ya halladas:

$$L3 = L1 + L2$$

$$L3 = 6.481 \text{ m}$$

Es decir se necesitarán 7 m de banda, teniendo en cuenta una longitud extra para emplear en la junta.

#### 3.1.3.4 Cálculo de la velocidad de la flecha motriz

Como ya se mencionó la descarga del material desde el conjunto de elevación, en la tolva de descarga será por fuerza centrífuga, por lo tanto se necesita determinar la velocidad de la banda, que tiene que ver con la velocidad del eje motriz. Utilizando la ecuación 3.1 se determina la velocidad mínima para que la descarga sea por fuerza centrífuga.

$$n = \frac{42.5}{\sqrt{D_{\text{polea}}}}$$

Donde:

n: velocidad angular del eje motriz en r.p.m.

$$n = \frac{42.5}{\sqrt{0.153}}$$

$$n = 108.596 \text{ rpm}$$

Por lo tanto se dispone que la velocidad angular del eje sea de 110 rpm. Más adelante se comprobará si este valor es adecuado mediante análisis de fuerzas.

### 3.1.3.5 Cálculo de la capacidad del elevador

#### 3.1.3.5.1 Velocidad de la banda

La velocidad de la banda será la misma velocidad ejercida en la superficie de la polea, por lo tanto se determina la velocidad lineal mediante la siguiente ecuación:

$$V_{\text{banda}} = L1 \cdot n \cdot 60$$

(Ecuación 3.6)<sup>8</sup>

Donde:

$V_{\text{banda}}$ : velocidad lineal de la banda en m/h

$L1$ : perímetro de la polea = 0.481 m

Reemplazando valores:

$$V_{\text{banda}} = 0.481 \cdot 110 \cdot 60$$

$$V_{\text{banda}} = 3176 \text{ m/h}$$

#### 3.1.3.5.2 Capacidad del elevador

Para el cálculo de la capacidad del elevador, se tiene la siguiente ecuación compartida por REPRINTER S.A.

$$Q1 = V_{\text{banda}} \cdot \lambda \cdot f\mu$$

(Ecuación 3.7)<sup>9</sup>

---

<sup>8</sup> ()CALVACHE G, Geometría Plana y del Espacio, Ed. Mc Graw Hill, México, 2006, pp86

Donde:

V<sub>banda</sub>: velocidad lineal de la banda en m/h

$\lambda$ : separación entre cangilones = 7 pulgadas = 0.177 m

f <sub>$\mu$</sub> : factor de llenado del cangilón = 75%

TAPCO INC, recomienda colocar estos cangilones, espaciados a una distancia mínima de 5" (0.127 m), en este se escoge una separación de 7" (0.1778 m). El factor de llenado es una recomendación que da REPRINTER SA

Aunque para optimizar este cálculo se debe incluir el valor de la densidad de la granalla mineral que es 3.6 kg/dm<sup>3</sup>. Por lo tanto la ecuación quedará, incluyendo el número de cangilones por metro de banda:

$$Q1 = V_{banda} \cdot f_{\mu} \cdot \delta \cdot num1$$

**(Ecuación 3.8)**

Donde:

$\delta$ : densidad del material = 3.6 kg/dm<sup>3</sup>

num1: número de cangilones por metro de banda

El número de cangilones por metro de banda, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$num1 = \frac{1}{\lambda}$$

**(Ecuación 3.9)<sup>10</sup>**

---

<sup>9</sup> (GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN, 2009, pp67-82

<sup>10</sup> (TAPCO INC, Cangilones y pernos para elevadores, St. Louis, 2009, pp6

$$\text{num1} = \frac{1}{0.177}$$

$$\text{num1} = 5.624 \frac{\text{cangilones}}{\text{m}}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.7, se obtiene que:

$$Q1 = 3176 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot 0.75 \cdot 3.6 \text{ kg/dm}^3 \cdot 5.624$$

$$Q1 = 48230 \text{ kg/h}$$

Cambiando de unidades equivale a:

$$Q1 = \frac{48230 \text{ kg/h}}{1000 * 60}$$

$$Q1 = 0.804 \text{ ton/min}$$

### 3.1.3.6 Cálculo de los cangilones

Se debe determinar el número de cangilones que serán empleados en la banda, para ello se utiliza el número de cangilones por metro de banda, en función de la longitud total de la banda.

$$\text{num2} = \text{num1} \cdot L3$$

**(Ecuación 3.10)**

Donde:

num2: número necesario de cangilones

num1: número de cangilones por metro de banda = 5.624

L3: longitud total de la banda = 6.481 m.

Por lo tanto el número de cangilones es:

$$\text{num2} = 5.624 \cdot 6.481$$

$$\text{num2} = 36.452$$

Es decir que el número de cangilones necesarios son 37

De igual forma para 100 m. de banda se tendrán 563 cangilones. Ahora si se divide la cantidad a suministrar por el número de cangilones, se tendrá el peso que debe llevar cada cangilón, es decir:

$$m1 = \frac{0.804 \text{ ton}}{563 \text{ cangilones}}$$

$$m1 = 0.00142 \frac{\text{ton}}{\text{cangilón}}$$

$$m1 = 1.428 \frac{\text{Kg}}{\text{cangilón}}$$

Con este valor se puede determinar el volumen mínimo que deberá tener cada cangilón:

$$\delta = \frac{m1}{V}$$

**(Ecuación 3.11)**

$$V = \frac{m1}{\delta}$$

$$V = \frac{1.428 \text{ Kg}}{3.6 \text{ Kg/dm}^3}$$

$$V = 0.397 \text{ lts.}$$

De acuerdo al catálogo de TAPCO INC, el volumen máximo que puede transportar cada cangilón Tipo CC-HD 5x4 es de 0.6456 lts, por lo tanto se acepta el cangilón.

#### 3.1.3.6.1 Sujeción de los cangilones a la banda

La sujeción del cangilón a la banda se hará mediante una sola fila de dos pernos; según los fabricantes esta disposición ofrece mejores resultados. Para lograr un tensado de banda correcto y regulable, y evitar el deslizamiento de la misma con los tambores, se colocará tensores, solidarios al tambor conducido. Además se recomienda el uso de lona antideslizante que debe ser colocada en la superficie de la polea para evitar deslizamientos y desgastes prematuros.

Los pernos empleados en la sujeción de los cangilones los de tipo occidental, según indica TAPCO INC. Zincados de dimensiones SAE J429 Grado2 de  $\frac{1}{4}$  - 20 x 1 pulgadas, con un diámetro de cabeza de  $\frac{7}{8}$  de pulgada.

#### 3.1.3.6.2 Elección del tipo de junta para la banda

Al ser la banda seleccionada de 3 telas, la junta ideal y recomendada es la junta para bandas por medio de tornillos y pletinas. Para el tipo de aplicación no debe usarse juntas de grapas o vulcanizadas.

### 3.1.3.7 Condiciones de funcionamiento del elevador de cangilones

#### 3.1.3.7.1 Cálculo de la velocidad de descarga en tolva superior

Con el fin de lograr una descarga centrífuga, a continuación se determinará la velocidad mínima para que ocurra la descarga centrífuga, utilizando la ecuación 3.2:

$$V_d = 2.22 \cdot \sqrt{D_{\text{polea}}}$$

Donde:

$V_d$ : velocidad de descarga de abrasivo desde el cangilón en m/s

$$V_d = 2.22 \cdot \sqrt{0.153}$$

$$V_d = 0.869 \text{ m/s}$$

$$V_d = 52.129 \text{ m/min}$$

#### 3.1.3.7.2 Cálculo del ángulo de descarga en tolva superior

Utilizando la siguiente ecuación, se puede determinar el ángulo de descarga a la segunda tolva.

$$\cos \beta = 0.00056 \cdot D_{\text{polea}} \cdot n^2$$

**(Ecuación 3.12)<sup>11</sup>**

Donde:

$\beta$ : ángulo de descarga respecto a la horizontal en grados

$n$ : velocidad angular de la polea = 110 rpm

---

<sup>11</sup> ( ) GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN, 2009, pp 32

En la ecuación dada  $n$  se expresa en rad/seg. Por lo tanto y reemplazando valores da:

$$\cos \beta = 0.00056 \cdot 0.153 \cdot 110 \left( \frac{2\pi}{60} \right)$$

$$\cos \beta = 9.87 \times 10^{-4}$$

$$\beta = 89.94 \text{ grados}$$

### 3.1.3.7.3 Cálculo de la fuerza preponderante en la descarga

Como ya se tiene el ángulo de descarga, es necesario determinar la fuerza centrífuga en ese punto. Para lo cual se debe igualar el peso de la granalla en el cangilón con dicha fuerza, según:

$$W = F_c = \frac{m_1 \cdot V_d^2}{\frac{D_{polea}}{2}}$$

**(Ecuación 3.13)<sup>12</sup>**

Donde:

$F_c$ : fuerza centrífuga de descarga en N

$m_1$ : carga máxima de cada cangilón = 1.428 kg

$V_d$ : velocidad de descarga de abrasivo desde el cangilón = 0.869 m/s

$D_{polea}$ : diámetro de la polea = 0.153 m

Reemplazando valores resulta:

$$F_c = \frac{1.428 \text{ Kg} \cdot (0.869 \text{ m/seg})^2}{\frac{0.153 \text{ m}}{2}}$$

<sup>12</sup> (MERCURIO, Manual de Cintas Transportadoras, 2008, pp70

$$F_c = 14.072 \text{ N}$$

Ahora se determinará el peso de la granalla en el momento de la descarga.

$$W = m \cdot g$$

**(Ecuación 3.14)**

Donde:

W: peso de la granalla en N

m: masa de la granalla almacenada en un cangilón = 1.428 kg

g: valor de la gravedad =  $9.81 \text{ m/s}^2$

$$W = 1.428 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$W = 14.005 \text{ N}$$

Al ser la fuerza centrífuga mayor que el peso del material, se comprueba que la descarga del abrasivo en el ángulo determinado, es decir 89.89 grados, es centrífuga.

### **3.1.3.8 Cálculo de la potencia del motor**

Teniendo en cuenta que el sistema deberá minimizar cualquier tipo de vibraciones y que además deberá contar con un sistema antiretroceso para el elevador de cangilones, reduciendo el desgaste, se decide que el elemento que transmita la potencia al eje sea un Motorreductor, que cumple con todas las funciones descritas.

Para el cálculo de esta potencia se tiene en cuenta las revoluciones a las que debe girar el eje motriz, 110 rpm; en vista de que se dispone del peso de los cangilones se utilizará la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \zeta}{270} \cdot [1 + (2 \cdot \mu_1 \cdot \rho_c \cdot H)]$$

(Ecuación 3.15)<sup>13</sup>

Donde:

P: potencia del motorreductor en CV

Q: capacidad del elevador = 48230 kg/h = 48.23 ton/h

H: Altura del elevador = 3.0 m

$\zeta$ : factor de seguridad = 1.6

$\mu_1$ : coeficiente de fricción = 0.2

$\rho_c$ : peso de los cangilones por metro de banda

$$\rho_c = \text{num1} \cdot \text{m1}$$

$$\rho_c = 5.624 \frac{\text{cang}}{\text{m}} \cdot 1.428 \frac{\text{kg}}{\text{cang}}$$

$$\rho_c = 8.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 8 \times 10^{-3} \text{ ton/m}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.14:

$$P = \frac{48.23 \cdot 3 \cdot 1.6}{270} \cdot [1 + (2 \cdot 0.2 \cdot (8.03 \times 10^{-3}) \cdot 3)]$$

$$P = 0.865 \text{ CV}$$

<sup>13</sup> ( ) Catálogo de diseño de elevadores de cangilones, 2004, Goodyear C.A, pp48

$$P = 0.865 \text{ CV} \left| \frac{0.9862 \text{ HP}}{1 \text{ CV}} \right|$$

$$P = 0.8537 \text{ HP}$$

Ahora se realiza el cálculo de la misma potencia, pero en esta ocasión se emplea una ecuación compartida por REPRINTER SA:

$$P1 = \frac{H \cdot Q}{170}$$

**(Ecuación 3.16)**

Donde:

P1: potencia del motorreductor en HP

H: altura del elevador = 3 m

Q: capacidad del elevador = 48.23 ton/h

170: coeficiente de conversión para capacidades mayores a 20 ton/h

Reemplazando valores da:

$$P1 = \frac{3 \cdot 48.23}{170}$$

$$P1 = 0.851 \text{ HP}$$

Por lo tanto se selecciona un motorreductor de 1 HP que cumple con los requerimientos obtenidos en el diseño del elevador de cangilones. Siguiendo la recomendación de Mott, se selecciona un motor monofásico de 220 v, con corriente alterna de 4 polos; la sección del reductor es de tipo magnético y estará acoplado a un propulsor de velocidad variable que otorgará las 110 rpm necesarias.

### 3.1.3.9 Cálculo de la tensión de la banda

#### 3.1.3.9.1 Tensión de la banda debido a su propio peso

Para empezar se debe calcular las tensiones de la banda debido a su propio peso y del peso del cangilón. Dada la siguiente fórmula:

$$T_B = B \cdot H$$

(Ecuación 3.17)<sup>14</sup>

Donde:

$T_B$ : tensión de la banda debido a su propio peso en lbf

B: peso de la banda por pie de longitud = 1.1 lb/pie (catálogo)

H: Altura del elevador = 3 m = 9.842 pies

$$T_B = 1.1 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \cdot 9.842 \text{ pies}$$

$$T_B = 10.826 \text{ lbf}$$

#### 3.1.3.9.2 Tensión de la banda debido al peso de los cangilones

Empleando la siguiente fórmula se puede obtener la tensión de la banda debido al peso del cangilón:

$$T_b = \frac{12 \cdot b \cdot H}{s}$$

(Ecuación 3.18)<sup>15</sup>

---

<sup>14</sup> (CALERO Roque, Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, Ed. Mc Graw Hill, 1999, pp 254

Donde:

$T_b$ : Tensión de la banda debido al peso del cangilón en lbf

b: peso del cangilón = 0.46 lbs. (catálogo TAPCO INC)

s: ancho de la banda = 6.3 plg.

Reemplazando valores da:

$$T_b = \frac{12 \cdot 0.46 \cdot 9.842}{6.3}$$

$$T_b = 8.623 \text{ lbf}$$

### 3.1.3.9.3 Tensión efectiva de la banda

Seguido se debe calcular la tensión efectiva, que es producto de la suma del peso de la carga, la fuerza de tomar la carga y la fricción de las poleas conductoras. Para el efecto se debe hallar dos valores en distintas condiciones de las cuales se debe tomar la mayor:

- a) Tensión en términos de espaciado de los cangilones y carga en cada cangilón.

$$Te_1 = \frac{12 \cdot W}{s} (H + H_0)$$

**(Ecuación 3.19)<sup>16</sup>**

Donde:

W: peso del material en el cangilón en libras = 1.428 Kg = 3.147 lbs.

---

<sup>15</sup> CALERO Roque, Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, Ed. Mc Graw Hill, 1999, pp 255

<sup>16</sup> CALERO Roque, Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, Ed. Mc Graw Hill, 1999, pp 255

Ho: constante que depende del espaciamiento de los cangilones = 20

Para elevadores con cangilones de separación considerable se asume Ho=30; y de ser un elevador con poca separación se considera Ho=20. La distancia de separación planteada es relativamente corta por ello se toma Ho=20

Reemplazando valores da:

$$Te_1 = \frac{12 \cdot 3.147}{6.3} (9.842 + 20)$$

$$Te_1 = 178.853 \text{ lbf}$$

b) Tensión en términos de la velocidad y capacidad de la banda

$$Te_2 = \frac{100 \cdot Q}{3 \cdot Vd} (H + Ho)$$

**(Ecuación 3.20)<sup>17</sup>**

Donde:

Q: capacidad de los cangilones = 48.23 ton/h

Vd: Velocidad de la banda = 52.129 m/min = 171.027 pie/min

Reemplazando valores da:

$$Te_2 = \frac{100 \cdot 60}{3 \cdot 171.027} (9.842 + 20)$$

$$Te_2 = 280.491 \text{ lbf}$$

---

<sup>17</sup> GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN, 2009, pp 96

De los dos valores se toma el mayor, por lo tanto:

$$T_e = 280.491 \text{ lbf}$$

#### 3.1.3.9.4 Tensión máxima de la banda

Ahora se debe hallar la tensión a la que está sometida la banda, para ello se debe calcular la tensión máxima de la banda, que similar al caso anterior se debe analizar bajo dos circunstancias, y el mayor valor se tomará como válido.

a)

$$T_{m_1} = T_B + T_b + T_e$$

**(Ecuación 3.21)<sup>18</sup>**

$$T_{m_1} = 10.86 \text{ lbf} + 8.623 \text{ lbf} + 280.491 \text{ lbf}$$

$$T_{m_1} = 299.941 \text{ lbf}$$

b)

$$T_{m_2} = (1 + K) \cdot T_e$$

**(Ecuación 3.22)<sup>19</sup>**

Donde:

K: factor motriz que depende del tipo de superficie de las poleas. K es igual a 0.97 con tambor desnudo ó 0.80 si el tambor es revestido

Se determina para una situación extrema por lo tanto  $K = 0.97$

$$T_{m_2} = (1 + 0.97) \cdot 280.491$$

$$T_{m_2} = 552.567 \text{ lbf}$$

---

<sup>18</sup> GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN,2009, pp 97

<sup>19</sup> GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN,2009, pp 97

De los dos valores se toma el mayor, por lo tanto:

$$T_m = 552.567 \text{ lbf}$$

### 3.1.3.9.5 Tensión real de la banda

Como paso final se debe hallar la tensión real a la que está sometida la banda, para saber si está sobrepasa o no, los valores permisibles dados por el fabricante. Se usa la siguiente ecuación:

$$PIW = \frac{T_m}{s}$$

**(Ecuación 3.23)<sup>20</sup>**

$$PIW = \frac{552.567 \text{ lbf}}{6.3 \text{ plg}}$$

$$PIW = 87.709 \text{ lbs/plg de ancho}$$

Según el catálogo de bandas Elevadoras EP de The Goodyear Tire And Rubber Company, la banda tiene una tensión de trabajo permisible para empalme mecánico de 240 lbf/plg de ancho, es decir la banda seleccionada si soportará la tensión de trabajo con un amplio margen respecto al exigido.

---

<sup>20</sup> (ROLDAN José, 30 tipos de motores eléctricos, Ed. Paraninfo, 2006, pp 34

### 3.1.3.10 Diseño de la flecha del tambor motriz

Para empezar este diseño se plantearán las fuerzas presentes en el eje, las mismas que son producidas por la banda, así como por el motorreductor.

Se calculan las fuerzas generadas por la banda en la polea motriz

- 1) Tensión del lado flojo de la polea motriz (sin carga)

$$F1 = Tm - Te$$

$$F1 = 552.567 \text{ lbf} - 280.491 \text{ lbf}$$

$$F1 = 272.076 \text{ lbf}$$

$$F1 = 1210 \text{ N}$$

- 2) Tensión del lado apretado de la polea motriz (con carga)

$$F2 = Tm$$

$$F2 = 552.567 \text{ lbf}$$

$$F2 = 2458 \text{ N}$$

- 3) Peso del tambor y eje en conjunto (valor estimado)

$$F3 = 10 \text{ Kgf}$$

$$F3 = 98.1 \text{ N}$$

Las tres fuerzas se dirigen hacia abajo, por lo cual se puede obtener la resultante con la sumatoria de las mismas.

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3$$

$$F_T = 1210 + 2458 + 98.1$$

$$F_T = 3766 \text{ N}$$

La potencia del motorreductor es de 1 HP que equivale a 0.746 KW, y brindará al eje 110 rpm.

Se determina el torque que da el motorreductor mediante la siguiente ecuación:

$$T_p = 9550 \cdot \frac{P_1}{n}$$

**(Ecuación 3.24)<sup>21</sup>**

Donde:

$T_p$ : torque brindado a la flecha en N-m

$P_1$ : potencia del motorreductor = 0.746 KW

$n$ : velocidad del eje motriz = 110 rpm

Reemplazando valores da:

$$T_p = 9550 \cdot \frac{0.746 \text{ KW}}{110 \text{ rpm}}$$

$$T_p = 64.741 \text{ N. m}$$

Debido a las fuerzas presentes en la banda y la distancia de estas a la fibra neutra de la flecha, se genera un torque que equivale a la diferencia de las tensiones en la banda por el radio de la polea.

---

<sup>21</sup> GUSMEROLI Dardo, Máquinas de Elevación y Transporte, Ed. UTN, 2009, pp 243

$$Tr = (F_2 - F_1) \cdot \frac{D_{polea}}{2}$$

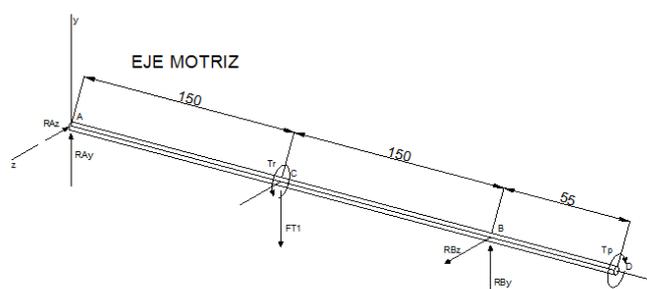
(Ecuación 3.25)<sup>22</sup>

$$Tr = (2458 \text{ N} - 1210 \text{ N}) \cdot \frac{0.153 \text{ m}}{2}$$

$$Tr = 95.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 3.1.3.10.1 Cálculo de las reacciones

Con todas las cargas que soporta la flecha, se procede a determinar las reacciones en los apoyos:



**Figura 3. 11 - Diagrama de cuerpo libre de la flecha motriz**

Utilizando las ecuaciones de equilibrio, se determina los valores de las reacciones que son:

$$RA_y = 1986 \text{ N}$$

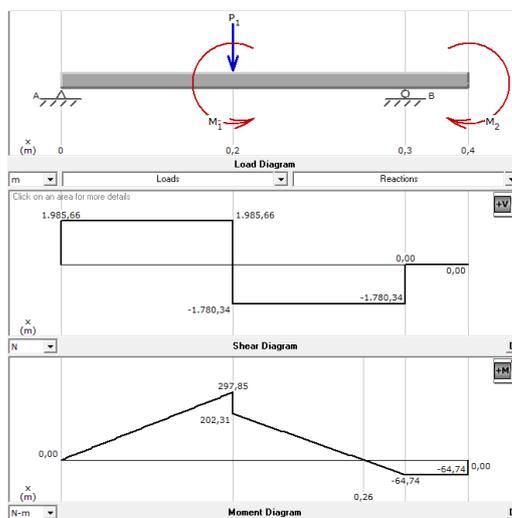
$$RB_y = 1780 \text{ N}$$

$$RB_x = 102.676 \text{ N}$$

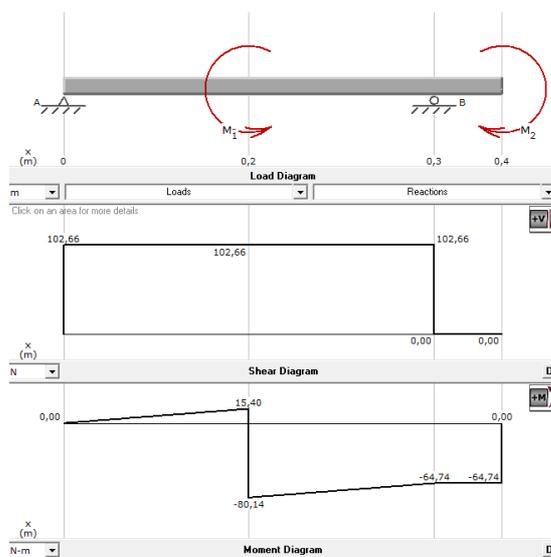
$$RB_z = 102.676 \text{ N}$$

Con la ayuda del software MD Solid 3.5 se determina los diagramas de fuerza cortante y de momentos.

<sup>22</sup> (DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp692



**Figura 3. 12 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha motriz plano X-y**



**Figura 3. 13 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha motriz plano X-z**

De las gráficas de momentos en cada plano se obtienen los momentos máximos y mínimos generados por el sistema.

*Momento Máximo*

$$M_{\max} = \sqrt{297.85^2 + 15.40^2}$$

$$M_{\max} = 298.248 \text{ N.m}$$

*Momento Mínimo*

$$M_{\min} = 64.74 \text{ N.m}$$

Además los torques máximos y mínimos que se da al sistema:

*Torque Máximo*

$$T_{\max} = T_r$$

$$T_{\max} = 95.544 \text{ N.m}$$

*Torque Mínimo*

$$T_{\min} = T_p$$

$$T_{\min} = 64.741 \text{ N.m}$$

De estos se obtienen las siguientes variables que servirán para la determinación del diámetro de la flecha.

$$M_a := \frac{(M_{\max} - M_{\min})}{2}$$

$$M_a = 116.754 \quad \text{N-m}$$

$$T_a := \frac{(T_{\max} - T_{\min})}{2}$$

$$T_a = 15.401 \quad \text{N-m}$$

$$M_m := \frac{(M_{\max} + M_{\min})}{2}$$

$$M_m = 181.494 \quad \text{N-m}$$

$$T_m := \frac{(T_{\max} + T_{\min})}{2}$$

$$T_m = 80.143 \quad \text{N-m}$$

### 3.1.3.10.2 Cálculo del diámetro de la flecha motriz

Para el cálculo del diámetro se debe identificar qué tipo de aplicación tiene el elevador de cangilones. Debido a que se estima un trabajo de 8 – 10 horas día, como máximo se considera que tendrá un servicio normal. Por lo tanto se debe aplicar la Teoría de Falla de Energía de Distorsión.

Se plantea un factor de seguridad para el diseño:  $FS = 2.25$

Se realiza la selección del material, que será uno existente en el mercado, generalmente empleado en la constitución de flechas y de propiedades mecánicas medias. Así se selecciona un acero SAE 1020 CD, cuyas propiedades son:

$$S_u = 469 \text{ MPa}$$

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

A continuación se plantean los factores de diseño así como los concentradores de esfuerzo, de acuerdo al trabajo que presentará la flecha:

Concentrador de esfuerzo en fatiga para chavetas de largo mayor a 15 mm<sup>23</sup>

$$K_f = 2.2$$

Factor de temperatura del material de la flecha. Se seleccionó rolado en frío<sup>24</sup>

$$K_{ts} = 3$$

---

<sup>23</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp364

<sup>24</sup> ( ) NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp578

Factor de superficie:

$$K_a = 4.51 \cdot S_u^{-0.265}$$

(Ecuación 3.26)<sup>25</sup>

$$K_a = 4.51 \cdot 469^{-0.265}$$

$$K_a = 0.884$$

Factor de diámetro, para condiciones de trabajo normales

$$K_b = 0.9$$

Factor de carga (es una suposición, considerando que no existe sobrecarga)<sup>26</sup>

$$K_c = 1$$

Factor de confiabilidad, (estimado)

$$K_{conf} = 0.753$$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.8 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_{conf}$$

(Ecuación 3.27)<sup>27</sup>

$$S_e = 0.8 \cdot 469 \cdot 0.884 \cdot 0.9 \cdot 1 \cdot 0.753$$

$$S_e = 224.707 \text{ MPa}$$

---

<sup>25</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp37

<sup>26</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp930

<sup>27</sup> ( ) SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp810

Con todos los factores y concentradores planteados se determina el valor del diámetro mediante la siguiente ecuación, según indica Norton.

$$d1 = \left\{ 16 \cdot \frac{FS}{\pi} \cdot \left[ \frac{1}{[S_e \cdot 10^6]} \cdot [4(K_f \cdot M_a)^2 + 3(K_{ts} \cdot T_a)^2]^{\frac{1}{2}} \right] + \left[ \frac{1}{[S_e \cdot 10^6]} \cdot [4(K_f \cdot M_m)^2 + 3(K_{ts} \cdot T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \cdot 10^3$$

**(Ecuación 3.28)<sup>28</sup>**

$$d1 = 36.473 \text{ mm}$$

En el mercado local se encuentran ejes (flechas) dados en pulgadas y como se ha utilizado un criterio conservador se elige un diámetro comercial.

$$D1 = 1.5 \text{ pulg}$$

$$D1 = 38.1 \text{ mm}$$

### 3.1.3.10.3 Relación de Diámetros

El diámetro calculado es el estipulado para la sección de la polea, se permite hacer reducciones del mismo, según la siguiente ecuación:

$$\frac{D}{d} \leq 1.3$$

**(Ecuación 3.29)<sup>29</sup>**

Donde:

<sup>28</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp808

<sup>29</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECOSA, Séptima Edición, pp366

D: diámetro calculado

d: reducción de diámetro permitida

$$d = \frac{38.1 \text{ mm}}{1.3}$$

$$d = 29.308 \text{ mm}$$

#### 3.1.3.10.4 Diseño de la chaveta de la flecha motriz

Para empezar el diseño de las chavetas se considera que el material de las mismas debe tener menores propiedades mecánicas que los de la flecha, para que en caso de falla, sea esta la afectada disminuyendo los costos por mantenimiento correctivo.

En este diseño se consideran los valores extremos de momentos brindados al eje y el diámetro de la flecha.

$$T_{\max} = 95.544 \text{ N.m}$$

$$T_{\min} = 64.741 \text{ N.m}$$

$$D_1 = 0.0381 \text{ m}$$

Con estos valores se determina los valores máximo y mínimo de fuerza aplicados en la flecha:

$$F_{\min\_ch} = \frac{T_{\min}}{\frac{D_1}{2}}$$

**(Ecuación 3.30)<sup>30</sup>**

Donde:

---

<sup>30,31</sup> NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp569

Fmin\_ch: fuerza mínima aplicada en la chaveta

$$F_{\min\_ch} = \frac{64.741 \text{ N.m}}{\frac{0.0381 \text{ m}}{2}}$$

$$F_{\min\_ch} = 3398 \text{ N}$$

$$F_{\max\_ch} = \frac{T_{\max}}{\frac{D_1}{2}}$$

**(Ecuación 3.31)<sup>31</sup>**

Donde:

Fmax\_ch: fuerza máxima aplicada en la chaveta

$$F_{\max\_ch} = \frac{95.544 \text{ N.m}}{\frac{0.0381 \text{ m}}{2}}$$

$$F_{\max\_ch} = 5015 \text{ N}$$

De estas fuerzas se determina la combinación mínima y máxima de fuerzas:

$$F_{m\_ch} = \frac{F_{\max\_ch} + F_{\min\_ch}}{2}$$

**(Ecuación 3.32)**

$$F_{m\_ch} = \frac{5015 + 3398}{2}$$

$$F_{m\_ch} = 4207 \text{ N}$$

$$F_{a\_ch} = \frac{F_{\max\_ch} - F_{\min\_ch}}{2}$$

**(Ecuación 3.33)**

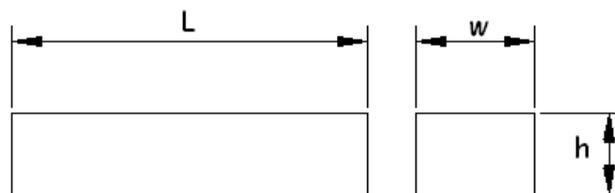
---

$$F_{a_{ch}} = \frac{5015 - 3398}{2}$$

$$F_{a_{ch}} = 808.474 \text{ N}$$

#### 3.1.3.10.4.1 Dimensiones de la chaveta

H	W	L
mm	mm	mm
$h_C := 10$	$w_C := 10$	$LC := 30$



**Figura 3. 14 - Dimensiones de la chaveta de la flecha motriz**

Donde:

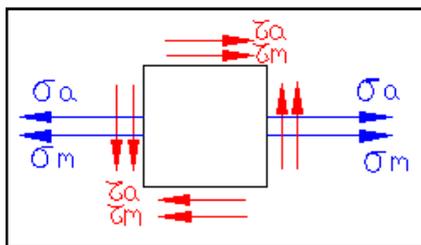
$h_{ch}$ : altura de la chaveta = 10 mm

$L_{ch}$ : longitud de la chaveta = 30 mm

$w_{ch}$ : ancho de la chaveta = 10 mm

Las dimensiones de la chaveta son recomendadas y normalizadas por la ISO 2491B

## 3.1.3.10.4.2 Factor de seguridad de la chaveta



**Figura 3. 15 - Esfuerzos presentes en la chaveta de la flecha motriz**

Ahora se determina los esfuerzos de aplastamiento en la chaveta, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{m_{ch}} = \frac{2 \cdot F_{m_{ch}}}{h_{ch} \cdot L_{ch}}$$

**(Ecuación 3.34)<sup>32</sup>**

Donde:

$\sigma_{m_{ch}}$ : esfuerzo máximo de aplastamiento en la chaveta

$$\sigma_{a_{ch}} = \frac{2 \cdot F_{a_{ch}}}{h_{ch} \cdot L_{ch}}$$

**(Ecuación 3.35)<sup>33</sup>**

Donde:

$\sigma_{a_{ch}}$ : esfuerzo mínimo de aplastamiento en la chaveta

Reemplazando valores en la ecuación 3.33

$$\sigma_{m_{ch}} = \frac{2 \cdot 4207 \text{ N}}{10 \cdot 30}$$

$$\sigma_{m_{ch}} = 28.046 \text{ MPa}$$

<sup>32,33</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp381

Reemplazando valores en la ecuación 3.34

$$\sigma_{a_{ch}} = \frac{2 \cdot 808.747 \text{ N}}{10 \cdot 30}$$

$$\sigma_{a_{ch}} = 5.39 \text{ MPa}$$

Se determina los esfuerzos cortantes en la chaveta, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{vm_{ch}} = \frac{F_{m_{ch}}}{w_{ch} \cdot L_{ch}}$$

**(Ecuación 3.36)<sup>34</sup>**

Donde:

$\tau_{vm_{ch}}$ : esfuerzo máximo cortante en la chaveta

$$\tau_{va_{ch}} = \frac{F_{a_{ch}}}{w_{ch} \cdot L_{ch}}$$

**(Ecuación 3.37)<sup>35</sup>**

Donde:

$\tau_{va_{ch}}$ : esfuerzo mínimo cortante en la chaveta

Reemplazando valores en la ecuación 3.35

$$\tau_{vm_{ch}} = \frac{4207 \text{ N}}{10 \cdot 30}$$

$$\tau_{vm_{ch}} = 14.023 \text{ MPa}$$

---

<sup>34,35</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp387

Reemplazando valores en la ecuación 3.36

$$\tau v_{a_{ch}} = \frac{808.747 \text{ N}}{10 \cdot 30}$$

$$\tau v_{a_{ch}} = 2.695 \text{ MPa}$$

Ahora se determina los esfuerzos equivalentes máximo y mínimo, que resulta producto de la combinación de esfuerzos de aplastamiento y cortante.

$$\sigma_{m_{eq}} = (\sigma_{m_{ch}}^2 + \tau v_{m_{ch}}^2)^{\frac{1}{2}}$$

**(Ecuación 3.38)<sup>36</sup>**

Donde:

$\sigma_{m_{eq}}$ : esfuerzo equivalente máximo en la chaveta de la flecha motriz

$$\sigma_{a_{eq}} = (\sigma_{a_{ch}}^2 + \tau v_{a_{ch}}^2)^{\frac{1}{2}}$$

**(Ecuación 3.39)<sup>37</sup>**

Donde:

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo equivalente mínimo en la chaveta de la flecha motriz

Reemplazando valores en la ecuación 3.37

$$\sigma_{m_{eq}} = (28.046^2 + 14.023^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = 37.102 \text{ MPa}$$

---

<sup>36,37</sup> NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp592

Reemplazando valores en la ecuación 3.38, da:

$$\sigma_{a_{eq}} = (5.39^2 + 2.695^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = 7.13 \text{ MPa}$$

Ahora se selecciona un material con menor resistencia a la fluencia que el material de la flecha motriz: SAE 1006 HR. Cuya resistencia es:

$$S_{ut} = 300 \text{ MPa}$$

Se plantea los factores y concentradores de esfuerzo propios de la chaveta, según:

Factor de superficie:

$$K_{a_{ch}} = 57.7 \cdot S_{ut}^{-0.718}$$

**(Ecuación 3.40)<sup>38</sup>**

$$K_{a_{ch}} = 57.7 \cdot 300^{-0.718}$$

$$K_{a_{ch}} = 0.961$$

Concentrador por dimensión de la chaveta:

$$d_{e_{ch}} = 0.808 \cdot h_{ch}$$

**(Ecuación 3.41)**

$$d_{e_{ch}} = 0.808 \cdot 10$$

$$d_{e_{ch}} = 8.08$$

---

<sup>38</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECSA, Séptima Edición, pp931-934, para ecuaciones 3.39 -3.41

Factor de diámetro, para condiciones de trabajo normales

$$K_{b_{ch}} = 1.24 \cdot d_{ch}^{-0.157}$$

**(Ecuación 3.42)**

$$K_{b_{ch}} = 1.24 \cdot 8.08^{-0.157}$$

$$K_{b_{ch}} = 0.893$$

Factor de carga, se estima condiciones normales, aunque para chavetero fresado.

Según Peterson.

$$K_{C_{ch}} = 0.58$$

Factor de confiabilidad, (estimado)

$$K_{conf_{ch}} = 0.753$$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$S_{e_{ch}} = 0.5 \cdot S_u \cdot K_{a_{ch}} \cdot K_{b_{ch}} \cdot K_{C_{ch}} \cdot K_{conf_{ch}}$$

**(Ecuación 3.43)<sup>39</sup>**

$$S_{e_{ch}} = 0.5 \cdot 300 \cdot 0.961 \cdot 0.893 \cdot 0.58 \cdot 0.753$$

$$S_{e_{ch}} = 56.218 \text{ MPa}$$

El valor de 0.5 en la ecuación, hace referencia al esfuerzo de fluencia del material a cortante.

Se procede a determinar el factor de carga según las propiedades del material:

---

<sup>39</sup> DEUTSCHMAN Aaron, Diseño de Máquinas, Ed. CECOSA, Séptima Edición, pp388

$$C_{ch} = \frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_{e_{ch}}} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}}$$

(Ecuación 3.44)<sup>40</sup>

Donde:

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo equivalente mínimo en la chaveta de la flecha motriz

$\sigma_{m_{eq}}$ : esfuerzo equivalente máximo en la chaveta de la flecha motriz

$S_{e_{ch}}$ : límite de resistencia a la fatiga del material

$S_{ut}$ : resistencia última a la fluencia del material

Reemplazando valores en la ecuación 3.43, da:

$$C_{ch} = \frac{7.13 \text{ MPa}}{56.218 \text{ MPa}} + \frac{37.102 \text{ MPa}}{300 \text{ MPa}}$$

$$C_{ch} = 0.251$$

Finalmente se halla el factor de seguridad, mediante la siguiente ecuación:

$$FS_{ch} = \frac{1}{C_{ch}}$$

(Ecuación 3.45)<sup>41</sup>

$$FS_{ch} = \frac{1}{0.251}$$

$$FS_{ch} = 3.99$$

Este factor de seguridad indica que el material escogido es adecuado para la chaveta, con las dimensiones planteadas.

---

<sup>40</sup> NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp593

<sup>41</sup> NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp593

### 3.1.3.10.5 Análisis de la vibración natural de la flecha motriz

Se debe realizar un estudio de las deflexiones presentadas en la flecha, a fin de determinar si trabajará en velocidades de resonancia. Las deflexiones presentes en la flecha debido a las cargas, se obtienen del software MD Solid 3.5, y se encuentran en el anexo B, aunque esas deflexiones se encuentran sin el valor del módulo elástico del acero que es  $E = 27'000000 \text{ lbf}$ . Para hallar las verdaderas deflexiones se divide el valor dado por la gráfica para el módulo de elasticidad. En la siguiente tabla se presentan los valores de las deflexiones según su distancia.

**Tabla 3. 11 - Deflexiones en la flecha motriz**

PUNTO	DISTANCIA EN X	Plano X-Y	Plano X-Z	Total Deflexión (mm)
A	0	0,00000	0,00000	0,0000
C	150	-0,02280	0,00554	0,0235
B	300	0,00000	0,00000	0,0000
D	355	0,00833	0,00671	0,0107

Por lo tanto la máxima deflexión se presentará en el punto C, es decir en donde se encuentra la polea motriz.

$$\delta_p = 0.0235 \text{ mm}$$

Para este análisis se considera el valor estimado de la carga que representa la polea y la flecha juntas, que anteriormente fue presentado como F3.

$$W_p = F_3$$

$$W_p = 98.1 \text{ N}$$

La densidad del acero es:

$$\rho_{\text{acero}} = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$n_A = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{acero}} \cdot W_p \cdot \delta p}{W_p \cdot \delta p^2}}$$

**(Ecuación 3.46)**<sup>42</sup>

Donde:

$n_A$ : revoluciones por minuto considerando cargas y propiedades del material

$$n_A = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{7870 \cdot 98.1 \cdot 0.0235}{98.1 \cdot 0.0235^2}}$$

$$n_A = 2641 \text{ rpm}$$

Se plantea una relación entre la frecuencia crítica a torsión ( $n_A$ ) de la flecha motriz con la frecuencia forzada valor calculado, en rev/min:

$$\omega_n = n_A \cdot \frac{2\pi}{60}$$

**(Ecuación 3.47)**

$$\omega_n = 2641 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega_n = 276.554 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

---

<sup>42</sup> NORTON Robert, Diseño de Máquinas, 1999, Ed. Pearson, pp624

$$\omega_o = n \cdot \frac{2\pi}{60}$$

(Ecuación 3.48)

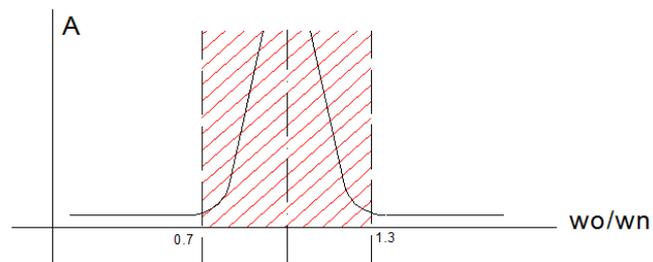
$$\omega_o = 110 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega_o = 11.519 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$\frac{\omega_o}{\omega_n} = \frac{11.519}{276.554}$$

$$\frac{\omega_o}{\omega_n} = 0.042$$

Con este valor se ingresa al diagrama presentado por Shigley<sup>43</sup>, en donde especifica los límites de resonancia:



**Figura 3. 16 - Diagrama límites de resonancia**

La relación hallada es menor que 0.7, por lo tanto se sabe que la flecha no se encuentra en resonancia y que es completamente confiable.

<sup>43</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp332

### 3.1.3.10.6 Cálculo y selección de los rodamientos de la flecha motriz

Para la selección adecuada de los rodamientos, se empleará las reacciones ya determinados:

#### PUNTO DE APOYO A

Fuerza Resultante Radial

Fuerza Resultante Axial

$$F_{rad\_A} := \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$F_{ax\_A} := 0$$

$$F_{rad\_A} = 1.988 \times 10^3 \quad \text{N}$$

#### PUNTO DE APOYO B

Fuerza Resultante Radial

Fuerza Resultante Axial

$$F_{rad\_B} := \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$F_{ax\_B} := 0$$

$$F_{rad\_B} = 1.783 \times 10^3 \quad \text{N}$$

El sistema funciona con velocidades superiores a los 50rpm, por lo tanto los rodamientos serán analizados para cargas dinámicas (falla por fatiga). Dado el tipo de aplicación se considera trabajo ligero, es decir el sistema trabajará hasta 12 horas diarias, durante 345 días al año y su periodo de vida es de tres años.

#### 3.1.3.10.6.1 Rodamiento en A

Se determina la duración del rodamiento:

$$rod_A = 12 \cdot 345 \cdot 3 \cdot 60$$

$$rod_A = 745200 \text{ min}$$

En el medio comercial, los rodamientos que más se pueden encontrar son de la marca SKF, por lo tanto se usa su método de cálculo para seleccionar el adecuado.

Para poder escoger el rodamiento indicado se debe ingresar con dos valores: el primero es el valor del diámetro y el segundo es la capacidad de carga dinámica (C).

Para determinar este valor se halla el siguiente coeficiente:

$$\text{coef}_{\text{rod}} = \frac{\text{rod}_A \cdot n}{10^7}$$

**(Ecuación 3.49)<sup>44</sup>**

Donde:

$\text{coef}_{\text{rod}}$ : coeficiente de rodadura

$\text{rod}_A$ : periodo de vida del rodamiento

n: número de revoluciones de la polea motriz = 110 rpm

Reemplazando los valores da:

$$\text{coef}_{\text{rod}} = \frac{745200 \cdot 110}{10^7}$$

$$\text{coef}_{\text{rod}} = 8.197$$

Ahora se debe hallar un valor producto de la relación existente entre la fuerza axial y radial en la flecha:

$$\frac{F_{ax\_A}}{F_{rad\_A}} = 0$$

Con esta relación se debe escoger una forma de solución de acuerdo a:

---

<sup>44</sup> ([www.skf.com/bearing&housing/](http://www.skf.com/bearing&housing/))

$P = F_{rad}$  cuando  $F_{ax}/F_{rad} \leq e$

$P = X F_{rad} + Y F_a$  cuando  $F_{ax}/F_{rad} > e$

El valor de “e” se lo obtiene de la siguiente tabla, brindada por el proveedor:

**Tabla 3. 12 - Factores de cálculo rodamientos flecha motriz**

Tabla 5: Factores de cálculo para rodamientos rígidos de una hilera de bolas dispuestos individualmente o apareados en tándem									
$f_0 F_a / C_0$	Juego Normal			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Los valores intermedios se obtienen por interpolación lineal

Se observa que “e” no está contemplado según lo hallado, por tanto se opta por  $P = F_{rad}$ . Entonces la capacidad de carga se obtiene mediante:

$$CC_A = \text{coef}_{rod}^{\frac{1}{3}} \cdot P$$

(Ecuación 3.50)<sup>45</sup>

Donde:

$CC_A$ : capacidad de carga dinámico en el punto de apoyo A

P: fuerza radial en el punto A = 1988 N

$$CC_A = 8.197^{\frac{1}{3}} \cdot 1988$$

$$CC_A = 4009 \text{ N}$$

<sup>45</sup> () [www.skf.com/bearing&housing/](http://www.skf.com/bearing&housing/)

Con este valor se ingresa al catálogo en donde se selecciona el rodamiento más adecuado. Por lo tanto se elige el SKF-61806, que tiene una capacidad de carga de 4.49 kN. Anexo B

### 3.1.3.10.6.2 Rodamiento en B

Para determinar el rodamiento en el punto de apoyo B, se sigue un procedimiento similar al ya realizado, pero teniendo en cuenta que en este tampoco existe carga radial, el cálculo se limita a determinar la capacidad de carga dinámica:

$CC_B$ : capacidad de carga dinámico en el punto de apoyo B

P: fuerza radial en el punto B = 1783 N

$$CC_B = 8.197^{\frac{1}{3}} \cdot 1783$$

$$CC_B = 3596 \text{ N}$$

Como el valor no es muy diferente al hallado en el punto de apoyo A, se elige el mismo rodamiento SKF-61806.

### 3.1.3.11 Diseño de la flecha del tambor conducido

En esta flecha las dimensiones del tambor son similares a las ya planteadas en el tambor motriz, con la cualidad de que este tambor es del tipo autolimpiante, es decir a medida que avanza la banda los residuos de abrasivo se desprenderán aquí. Para ello el

fabricante de poleas INNOVA INGENIERIA, recomienda que este tambor sea Tipo Jaula de Ardilla.

Las condiciones de funcionamiento por tanto son iguales, es decir su velocidad también será de 110 rpm.

Para el diseño de esta flecha se seguirá un procedimiento similar al realizado en el cálculo de la flecha motriz

A continuación, se presentan las cargas aplicadas sobre este eje:

- 1) Las tensiones ejercidas por la banda en este tambor son iguales en ambos lados, debido a que no existe el momento ejercido por el motorreductor, por lo tanto equivale a dos veces la tensión del lado flojo de la banda.

$$F_1 = 1210 \text{ N}$$

$$F_{1B} = 2 \cdot F_1$$

**(Ecuación 3.51)**

Donde:

$F_{1B}$ : fuerza generada por la banda en la polea conducida

$$F_{1B} = 2410 \text{ N}$$

- 2) Peso del tambor y eje en conjunto (valor estimado)

$$F_{3B} = 10 \text{ Kgf}$$

$$F_{3B} = 98.1 \text{ N}$$

De las dos fuerzas, la ejercida por la banda tiene dirección hacia arriba, mientras que la fuerza ejercida por el peso propio del tambor y flecha tiene dirección hacia abajo, por lo cual para obtener la resultante es necesario una diferencia de los mismos.

$$FT_B = F1_B - F3_B$$

$$FT_B = 2410 - 98.1$$

$$FT_B = 2322 \text{ N}$$

Por ser un tambor conducido no tiene el momento torsor generado por un motor. El único momento inducido es el de la banda que es el resultado de la diferencia entre el torque propio de la banda menos el torque del motorreductor.

$$Tp = 64.741 \text{ N. m}$$

$$Tr = 95.544 \text{ N. m}$$

#### 3.1.3.11.1 Cálculo de las reacciones

Con todas las cargas que soporta la flecha, se procede a determinar las reacciones en los apoyos:

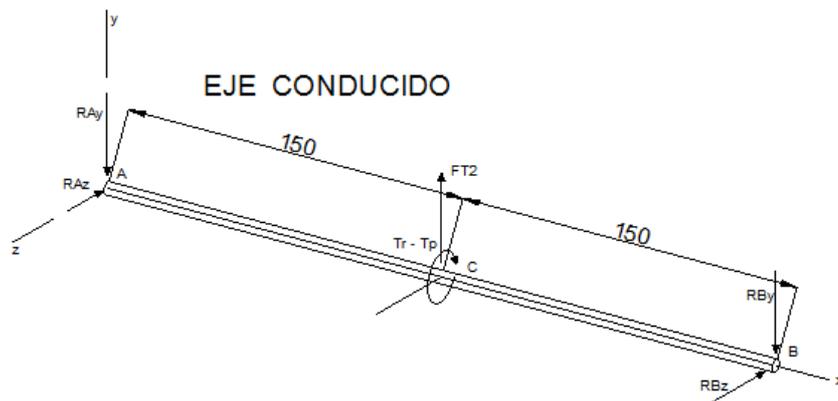


Figura 3. 17 - Diagrama de cuerpo libre de la flecha conducida

Utilizando las ecuaciones de equilibrio, se determina los valores de las reacciones que son:

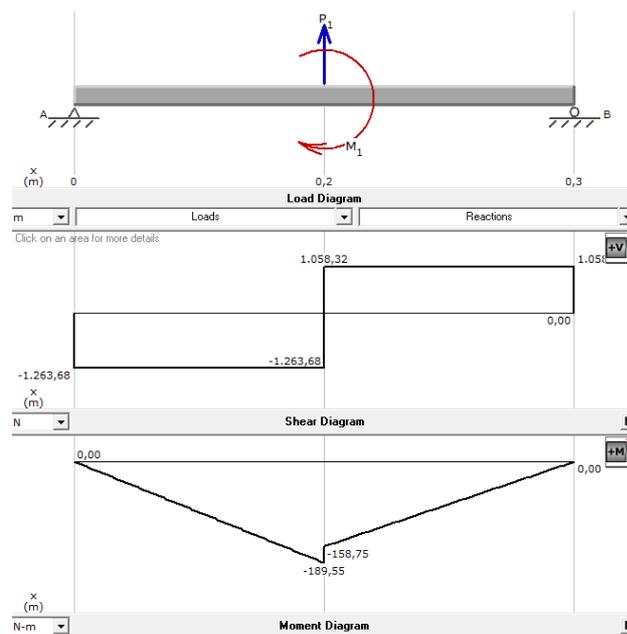
$$R_{A_y} = 1263.68 \text{ N}$$

$$R_{B_y} = 1058.32 \text{ N}$$

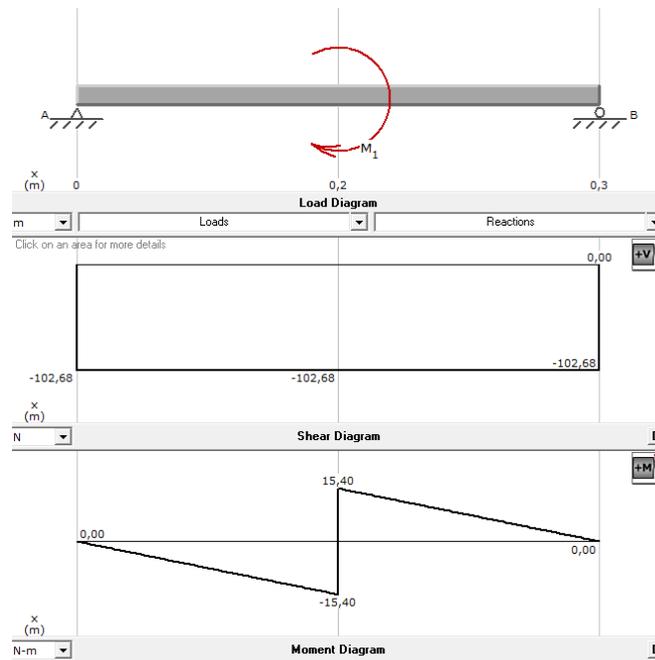
$$R_{B_z} = 102.68 \text{ N}$$

$$R_{B_z} = 102.68 \text{ N}$$

Con la ayuda del software MD Solid 3.5 se determina los diagramas de fuerza cortante y de momentos.



**Figura 3. 18 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha conducida plano x-y**



**Figura 3. 19 - Diagrama cortante y de momentos de la flecha conducida plano x-z**

De las gráficas de momentos en cada plano se obtienen los momentos máximos y mínimos generados por el sistema.

*Momento Máximo*

$$M_{\max B} = \sqrt{189,55^2 + 15,42^2}$$

$$M_{\max B} = 190,176 \text{ N. m}$$

*Momento Mínimo*

$$M_{\min} = 0 \text{ N. m}$$

Además los torques máximos y mínimos que se da al sistema:

*Torque Máximo*

$$T_{\max} = T_r - T_p$$

$$T_{\max} = 30,803 \text{ N. m}$$

*Torque Mínimo*

$$T_{\min} = T_p$$

$$T_{\min} = 0 \text{ N.m}$$

De estos se obtienen las siguientes variables que servirán para la determinación del diámetro de la flecha.

$$M_{a2} := \frac{(M_{\max\_2} - M_{\min\_2})}{2}$$

$$T_{a2} := \frac{(T_{\max\_2} - T_{\min\_2})}{2}$$

$$M_{a2} = 95.088 \quad \text{N-m}$$

$$T_{a2} = 15.401 \quad \text{N-m}$$

$$M_{m2} := \frac{(M_{\max\_2} + M_{\min\_2})}{2}$$

$$T_{m2} := \frac{(T_{\max\_2} + T_{\min\_2})}{2}$$

$$M_{m2} = 95.088 \quad \text{N-m}$$

$$T_{m2} = 15.401 \quad \text{N-m}$$

### 3.1.3.11.2 Cálculo del diámetro de la flecha conducida

Se aplica la misma teoría de Falla de Energía de Distorsión. Se plantea un factor de seguridad para el diseño:  $FS = 1.75$ , este valor se otorga al no ser el elemento que lleva la carga de manera directa.

Se realiza la selección del material, que es el mismo empleado en la flecha motriz. Aunque refiriéndose al lado de la seguridad, el elemento que debe fallar en primer lugar son las chavetas y después puede considerarse la flecha conducida, disminuyendo cualquier costo incurrido por mantenimiento correctivo emergente. Entonces el material es SAE 1020 HR, se escoge uno de propiedades mecánicas

ligeramente menores es por ello que se especifica rolado en caliente. Las propiedades mecánicas son:

$$S_{u_B} = 329 \text{ MPa}$$

$$S_{y_B} = 207 \text{ MPa}$$

A continuación se plantean los factores de diseño así como los concentradores de esfuerzo, de acuerdo al trabajo que presentará la flecha, son similares a los ya planteados en el diseño de la flecha motriz:

$$\text{Concentrador de esfuerzo en: } K_f = 2.2$$

$$\text{Factor de temperatura: } K_{ts} = 3$$

Factor de superficie, se determina empleando la ecuación 3.25:

$$K_a = 4.51 \cdot S_{u_B}^{-0.265}$$

$$K_a = 4.51 \cdot 329^{-0.265}$$

$$K_a = 0.935$$

$$\text{Factor de diámetro: } K_b = 0.9$$

$$\text{Factor de carga (es una suposición, carga normal): } K_c = 0.75$$

$$\text{Factor de confiabilidad: } K_{conf} = 0.753$$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente ecuación 3.26, aplicada a esta flecha:

$$S_{e_B} = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_{conf}$$

$$S_{e_B} = 0.5 \cdot 329 \cdot 0.935 \cdot 0.9 \cdot 0.75 \cdot 0.753$$

$$S_{e_B} = 90.063 \text{ MPa}$$

Empleando la ecuación 3.27, se determina el diámetro de la flecha:

$$d_2 = \left\{ 16 \cdot \frac{FS}{\pi} \cdot \left[ \frac{1}{[S_{eB} \cdot 10^6]} \cdot [4(K_f \cdot M_{a2})^2 + 3(K_{ts} \cdot T_{a2})^2]^{\frac{1}{2}} \right] + \left[ \frac{1}{[S_{eB} \cdot 10^6]} \cdot [4(K_f \cdot M_{m2})^2 + 3(K_{ts} \cdot T_{m2})^2]^{\frac{1}{2}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \cdot 10^3$$

$$d_2 = 36.726 \text{ mm}$$

Las dimensiones son similares a las determinadas en el diseño de la flecha motriz, por lo tanto se escoge según un criterio conservador, valores comerciales:

$$D_2 = 1.5 \text{ pulg}$$

$$D_2 = 38.1 \text{ mm}$$

#### 3.1.3.11.3 Relación de Diámetros

Como las medidas son iguales, la relación de diámetros también lo son, aplicadas al material seleccionado.

$$d = 29.308 \text{ mm}$$

#### 3.1.3.11.4 Diseño de la chaveta de la flecha conducida

Para empezar el diseño de las chavetas se considera que el material de las mismas debe tener menores propiedades mecánicas que los de la flecha, para que en caso de falla, sea esta la afectada disminuyendo los costos por mantenimiento correctivo.

En este diseño se consideran los valores extremos de momentos brindados al eje y el diámetro de la flecha.

$$T_{\max_B} = 30.803 \text{ N.m}$$

$$T_{\min_B} = 0 \text{ N.m}$$

$$D_2 = 0.0381 \text{ m}$$

Con estos valores se determina los valores máximo y mínimo de fuerza aplicados en la flecha, utilizando las ecuaciones 3.29 y 3.30:

$$F_{\min\_ch_B} = \frac{T_{\min_B}}{\frac{D_2}{2}}$$

Donde:

$F_{\min\_ch_B}$ : fuerza mínima aplicada en la chaveta de la flecha conducida

$$F_{\min\_ch_B} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\max\_ch_B} = \frac{T_{\max_B}}{\frac{D_2}{2}}$$

Donde:

$F_{\max\_ch_B}$ : fuerza máxima aplicada en la chaveta de la flecha conducida

$$F_{\max\_ch_B} = \frac{30.803 \text{ N.m}}{\frac{0.0381 \text{ m}}{2}}$$

$$F_{\max\_ch} = 1617 \text{ N}$$

De estas fuerzas se determina la combinación mínima y máxima de fuerzas, utilizando la ecuación 3.31:

$$F_{m_{chB}} = \frac{F_{max\_chB} + F_{min\_chB}}{2}$$

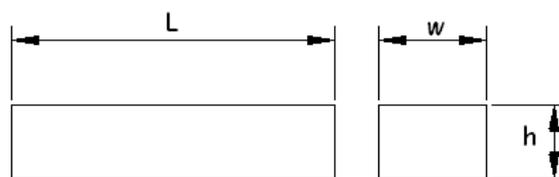
$$F_{m_{chB}} = \frac{1617 + 0}{2}$$

$$F_{m_{chB}} = 808.474 \text{ N}$$

$$F_{a_{chB}} = F_{m_{chB}}$$

#### 3.1.3.11.4.1 Dimensiones de la chaveta de la flecha conducida

H mm	W mm	L mm
hC2 := 8	wC2 := 8	LC2 := 20



**Figura 3. 20 – Dimensiones de la chaveta de la flecha conducida**

Donde:

$h_{chB}$ : altura de la chaveta de la flecha conducida = 8 mm

$L_{chB}$ : longitud de la chaveta de la flecha conducida = 20 mm

$w_{chB}$ : ancho de la chaveta de la flecha conducida = 8 mm

### 3.1.3.11.4.2 Factor de seguridad de la chaveta

Se determina los esfuerzos de aplastamiento en la chaveta, utilizando las ecuaciones 3.33 y 3.34:

$$\sigma_{m_{chB}} = \frac{2 \cdot F_{m_{chB}}}{h_{chB} \cdot L_{chB}} = \frac{2 \cdot 808.474 \text{ N}}{8 \cdot 20}$$

$$\sigma_{m_{chB}} = 10.106 \text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma_{m_{chB}}$ : esfuerzo máximo de aplastamiento en la chaveta de la flecha conducida

$$\sigma_{a_{chB}} = \frac{2 \cdot F_{a_{chB}}}{h_{chB} \cdot L_{chB}} = \sigma_{m_{chB}}$$

$$\sigma_{a_{chB}} = 10.106 \text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma_{a_{chB}}$ : esfuerzo mínimo de aplastamiento en la chaveta de la flecha conducida

Se determina los esfuerzos cortantes en la chaveta, mediante ecuaciones 3.35 y 3.36:

$$\tau_{vm_{chB}} = \frac{F_{m_{chB}}}{W_{chB} \cdot L_{chB}}$$

Donde:

$\tau_{vm_{chB}}$ : esfuerzo máximo cortante en la chaveta de la flecha conducida

$$\tau_{va_{chB}} = \frac{F_{a_{chB}}}{W_{chB} \cdot L_{chB}}$$

Donde:

$\tau_{va_{chB}}$ : esfuerzo mínimo cortante en la chaveta de la flecha conducida

Reemplazando valores en la ecuación 3.35

$$\tau_{vm_{chB}} = \frac{808.474 \text{ N}}{8 \cdot 20}$$

$$\tau_{vm_{chB}} = 5.052 \text{ MPa}$$

De igual manera el esfuerzo cortante máximo será igual al esfuerzo cortante mínimo:

$$\tau_{va_{chB}} = \tau_{vm_{chB}}$$

$$\tau_{va_{chB}} = 5.052 \text{ MPa}$$

Ahora se determina los esfuerzos equivalentes máximo que es igual al mínimo, empleando la ecuación 3.37:

$$\sigma_{m_{eqB}} = (\sigma_{m_{chB}}^2 + \tau_{vm_{chB}}^2)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$\sigma_{m_{eqB}}$ : esfuerzo equivalente máximo en la chaveta de la flecha conducida

$$\sigma_{a_{eq}} = (\sigma_{a_{ch}}^2 + \tau_{va_{ch}}^2)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo equivalente mínimo en la chaveta de la flecha motriz

$$\sigma_{m_{eqB}} = (10.106^2 + 5.052^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{m_{eqB}} = 13.369 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_{eqB}} = \sigma_{m_{eqB}}$$

$$\sigma_{a_{eqB}} = 13.369 \text{ MPa}$$

El material de la chaveta utilizado en esta flecha es el mismo que fue seleccionado para la flecha motriz SAE 1006 HR. Cuya resistencia es:

$$S_{ut} = 300 \text{ MPa}$$

Se plantea los factores y concentradores de esfuerzo propios de la chaveta, según:

Factor de superficie:  $K_{a_{ch}} = 0.961$

Concentrador por dimensión de la chaveta:

$$d_{e_{ch}} = 0.808 \cdot h_{ch}$$

$$d_{e_{ch}} = 0.808 \cdot 8$$

$$d_{e_{ch}} = 6.464$$

Factor de diámetro, para condiciones de trabajo normales

$$K_{b_{ch}} = 1.24 \cdot d_{e_{ch}}^{-0.157}$$

$$K_{b_{ch}} = 1.24 \cdot 6.464^{-0.157}$$

$$K_{b_{ch}} = 0.925$$

Factor de carga:  $K_{c_{ch}} = 0.58$

Factor de confiabilidad:  $K_{conf_{ch}} = 0.753$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente ecuación 3.42:

$$Se_{chB} = 0.5 \cdot Su \cdot Ka_{ch} \cdot Kb_{ch} \cdot Kc_{ch} \cdot Kconf_{ch}$$

$$Se_{chB} = 0.5 \cdot 300 \cdot 0.961 \cdot 0.925 \cdot 0.58 \cdot 0.753$$

$$Se_{chB} = 58.222 \text{ MPa}$$

Se procede a determinar el factor de carga según las propiedades del material, según la ecuación 3.43, aplicada a esta flecha:

$$C_{chB} = \frac{\sigma_{a_{eqB}}}{Se_{chB}} + \frac{\sigma_{m_{eqB}}}{Sut}$$

Donde:

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo equivalente mínimo en la chaveta de la flecha conducida

$\sigma_{m_{eq}}$ : esfuerzo equivalente máximo en la chaveta de la flecha conducida

$Se_{ch}$ : límite de resistencia a la fatiga del material

$Sut$ : resistencia última a la fluencia del material

Reemplazando valores da:

$$C_{chB} = \frac{13.369 \text{ MPa}}{58.222 \text{ MPa}} + \frac{13.369 \text{ MPa}}{300 \text{ MPa}}$$

$$C_{chB} = 0.274$$

Finalmente se halla el factor de seguridad, mediante la ecuación 3.44:

$$FS_{chB} = \frac{1}{C_{chB}}$$

$$FS_{chB} = \frac{1}{0.274}$$

$$FS_{chB} = 3.647$$

Este factor de seguridad indica que el material escogido es adecuado para la chaveta, con las dimensiones planteadas.

### 3.1.3.11.5 Análisis de la vibración natural de la flecha conducida

Se debe realizar un estudio de las deflexiones presentadas en la flecha, a fin de determinar si trabajará en velocidades de resonancia. Las deflexiones presentes en la flecha debido a las cargas, se obtienen del software MD Solid 3.5, y se encuentran en el anexo B.

**Tabla 3. 13 - Deflexiones en la flecha conducida**

PUNTO	DISTANCIA EN X	Total Deflexión	
		Plano X-Y	Plano X-Z
A	0	0,00000	0,00000
C	150	0,01680	0,00000
B	300	0,00000	0,00000

Por lo tanto la máxima deflexión se presentará en el punto C, es decir en donde se encuentra la polea conducida.

$$\delta p_B = 0.0168 \text{ mm}$$

Se determina la relación de velocidades para confirmar que la flecha no entrará en resonancia.

$$W_p = F3$$

$$W_p = 98.1 \text{ N}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Empleando la ecuación 3.45

$$n_B = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{acero}} \cdot W_p \cdot \delta p}{W_p \cdot \delta p^2}}$$

Donde:

$n_A$ : revoluciones por minuto considerando cargas y propiedades del material

$$n_B = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{7870 \cdot 98.1 \cdot 0.0168}{98.1 \cdot 0.0168^2}}$$

$$n_B = 915.313 \text{ rpm}$$

Se plantea una relación entre las revoluciones mínimas necesarias de la flecha motriz con el valor calculado, en rev/min, según la ecuación 3.46:

$$w_n = n_B \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$w_n = 915.313 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$w_n = 95.851 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$w_o = 11.519 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$\frac{w_o}{w_n} = \frac{11.519}{95.851}$$

$$\frac{w_o}{w_n} = 0.12$$

De acuerdo al diagrama 3.16 de los límites de resonancia, se determina que la flecha no se encuentra en resonancia y el sistema es confiable.

### 3.1.3.11.6 Cálculo y selección de los rodamientos en la flecha conducida

Para la selección adecuada de los rodamientos, se empleará las reacciones ya determinados:

#### PUNTO DE APOYO A

Fuerza Resultante Radial

Fuerza Resultante Axial

$$F_{rad\_A2} := \sqrt{R_{Ay\_2}^2 + R_{Az\_2}^2}$$

$$F_{ax\_A2} := 0$$

$$F_{rad\_A2} = 1.268 \times 10^3 \quad \text{N}$$

#### PUNTO DE APOYO B

Fuerza Resultante Radial

Fuerza Resultante Axial

$$F_{rad\_B2} := \sqrt{R_{By\_2}^2 + R_{Bz\_2}^2}$$

$$F_{ax\_B2} := 0$$

$$F_{rad\_B2} = 1.064 \times 10^3 \quad \text{N}$$

La flecha es solidaria a la flecha motriz, por lo tanto los rodamientos serán analizados para cargas dinámicas (falla por fatiga).

### 3.1.3.11.6.1 Rodamiento en A

Las condiciones de análisis para la selección de los rodamientos no han variado respecto de la flecha motriz, la durabilidad es la misma, así como la velocidad angular de la flecha, por lo tanto el análisis se limita a determinar el coeficiente de capacidad de carga dinámica, para ello se utilizará la ecuación 3.48

$$\text{coef}_{\text{rod}} = 8.197$$

$$CC_{A2} = \text{coef}_{\text{rod}}^{\frac{1}{3}} \cdot P$$

$CC_{A2}$ : capacidad de carga dinámico en el punto de apoyo A de la flecha conducida

P: fuerza radial en el punto A = 1268 N

$$CC_A = 8.197^{\frac{1}{3}} \cdot 1268$$

$$CC_A = 2556 \text{ N}$$

Con este valor se ingresa al catálogo de SKF en donde se selecciona el rodamiento más adecuado. Las propiedades son similares a las empleadas para la selección de los rodamientos en la flecha motriz. Se elige el SKF-61806

### 3.1.3.11.6.2 Rodamiento en B

En este caso se debe realizar un análisis a fin de determinar el coeficiente de capacidad e carga dinámica, sin embargo la diferencia de fuerzas implicadas en el análisis respecto del punto A, no son muy diferentes. A todo esto se decide que el rodamiento en este punto también sea un SKF- 61806

### 3.1.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TOLVAS

#### 3.1.4.1 Diseño de la tolva de alimentación

Para el dimensionamiento de la tolva es necesario considerar la capacidad del elevador de cangilones, 804 kg/min o 48230 kg/h, también se debe tener en cuenta el volumen que arroja la turbina que es de 20 kg/min o 1200 kg/h.

Con el fin de disminuir el número de cargas manuales, se decide que la capacidad de la tolva de alimentación sea de 375 kg, es decir que en 1 hora se deben realizar 3.2 cargas manuales (de ser usado el equipo de manera continua).

Para la tolva de descarga se escoge una capacidad de 220 Kg, es decir que la alimentación a la misma será cada 2.5 mins, por lo tanto en una hora se realizan 24 cargas, no existe mayor dificultad de alimentación por parte del elevador de cangilones pues su caudal en kg/seg es de 13.4, esto quiere decir que la tolva de descarga se llenará completamente en 11.2 seg.

Dado que la capacidad del elevador de cangilones es 16 veces la de la turbina, no existe mayor inconveniente para que el sistema funcione de manera continua.

##### 3.1.4.1.1 Cálculo del volumen de la tolva de alimentación

Para el cálculo del volumen que almacenará la granalla mineral, se utiliza la siguiente ecuación:

$$V = \frac{m_{\text{granalla}}}{\rho_{\text{granalla}}}$$

**(Ecuación 3.51)**

Donde:

$m_{\text{granalla}}$ : masa de la granalla en la tolva = 375 kg

$\rho_{\text{granalla}}$ : densidad de la granalla mineral = 3600 kg/m<sup>3</sup>

Reemplazando los valores se tiene que:

$$V = \frac{375 \text{ kg}}{3600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V = 0.1041 \text{ m}^3$$

#### 3.1.4.1.2 Cálculo del espesor de la primera pared crítica de la tolva de alimentación

El esquema de la tolva de alimentación se encuentra en el anexo A. La forma de la tolva de alimentación es asimétrica<sup>46</sup>, pero optimiza el flujo de entrada de la granalla mineral hacia el elevador de cangilones. El diseño de la tolva se hizo siguiendo las recomendaciones de REPRINTER S.A. Dada la forma de la tolva existen fuerzas en la pared externa de la parte cónica, las cuales serán analizadas.

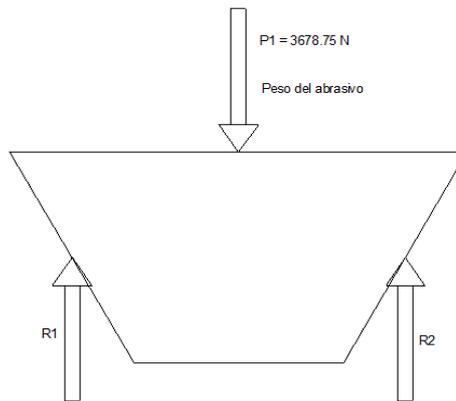
Se procede a hallar el peso de la granalla, en la tolva, multiplicando la masa establecida por la gravedad.

$$P1 = 375 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P1 = 3678.75 \text{ N}$$

---

<sup>46</sup> HORNOS MAERS RCE, Tecnología de la Calcinación y el Sinterizado, pp.18



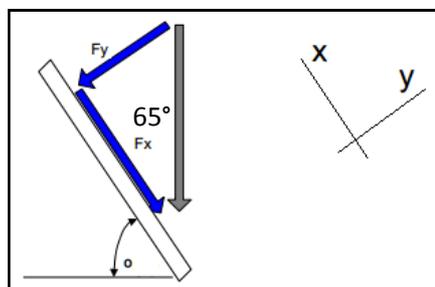
**Figura 3. 21 - Diagrama de cuerpo libre de la tolva de alimentación**

Mediante las ecuaciones de equilibrio, se tiene que:

$$R1 = R2$$

$$R1 = \frac{3678.75 \text{ N}}{2}$$

$$R1 = 1839.375 \text{ N}$$

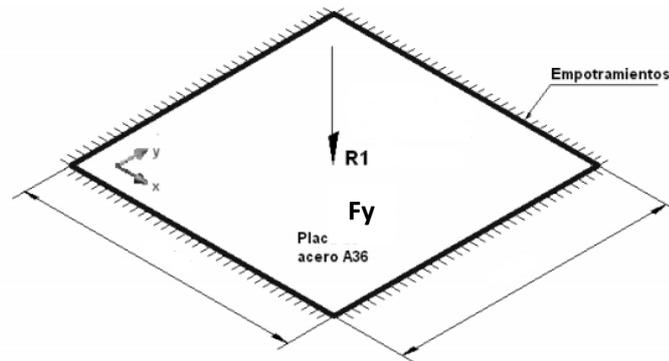


**Figura 3. 22 - Componentes de la carga en primera pared crítica de la tolva de alimentación**

Bajo estas condiciones se considera que la componente de la fuerza en  $y$  es la que produce flexión en la pared lateral de la tolva, por lo tanto se tiene:

$$Fy = 1839.375 \text{ N} \cdot \cos 65$$

$$Fy = 777.353 \text{ N}$$



**Figura 3. 23 - Carga máxima en la primera pared crítica de la tolva de alimentación**

A continuación se procede al cálculo del momento máximo, utilizando la siguiente ecuación para placas planas.

$$M \max_x = \frac{F \cdot l}{8}$$

(Ecuación 3.52)<sup>47</sup>

Donde:

$M \max_x$ : momento máximo en la placa

F: fuerza perpendicular en la placa =  $F_y$

l: longitud mayor de la placa<sup>48</sup> en el eje x = 0.290 m

Reemplazando se tiene que:

$$M \max_x = \frac{777.353 \text{ N} \cdot 0.290 \text{ m}}{8}$$

$$M \max_x = 29.179 \text{ N} \cdot \text{m}$$

<sup>47</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, México pp. 218

<sup>48</sup> Diseño de la tolva de alimentación, Solidworks 2010, Aut. Propia

Ahora que se ha obtenido el momento máximo se calcula el esfuerzo máximo, con la siguiente ecuación, en placas planas.

$$\sigma_{\max_x} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{I}$$

**(Ecuación 3.53)<sup>49</sup>**

Donde:

$\sigma_{\max_x}$ : esfuerzo máximo en la placa

6: constante de placas planas

e: espesor de la placa

I: momento de inercia de la placa

Para calcular la inercia de la placa se emplea la siguiente ecuación:

$$I = L \cdot e^3$$

**(Ecuación 3.54)<sup>50</sup>**

Donde:

I: momento de inercia

L: longitud de la placa

e: espesor de la placa

Reemplazando la ecuación 3.54 en la 3.53 se tiene que:

$$\sigma_{\max_x} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{L \cdot e^3}$$

**(Ecuación 3.55)**

$$\sigma_{\max_x} = \frac{28.179 \cdot 6 \cdot e}{0.290 \cdot e^3}$$

<sup>49</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, México pp. 408

<sup>50</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.697

$$\sigma_{\max_x} = \frac{583.015 \text{ N}}{e^2}$$

Se debe realizar un cálculo similar del esfuerzo máximo presente en el eje  $y$ , más en este la diferencia existente se refiere a la longitud respecto al eje  $x$ , en 50 mm, siendo una longitud mayor más crítica, se tomará la misma ya analizada. Por lo tanto el máximo esfuerzo de la placa en el eje  $y$ , será el mismo del eje  $x$ .

$$\sigma_{\max_y} = \frac{583.015 \text{ N}}{e^2}$$

Debido al estado biaxial de esfuerzos, se debe calcular los esfuerzos primarios mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

**(Ecuación 3.56)<sup>51</sup>**

Como  $\sigma_x = \sigma_y$  en magnitud, se tiene que:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_x = \sigma_y$$

Se aplica un factor de seguridad de  $n = 5$ , y se selecciona el material de la plancha, Acero ASTM A36, apto para las condiciones de trabajo de la granalla mineral.

Mediante la siguiente ecuación se puede comprobar que la placa no va a fallar

$$\sigma_{1,2} \leq \frac{S_y}{n}$$

**(Ecuación 3.57)<sup>52</sup>**

---

<sup>51</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.82

Donde:

Sy: esfuerzo de fluencia del material<sup>53</sup> =  $248.2 \times 10^6$  Pa

Reemplazando los valores obtenidos, bajo el análisis realizado, en la ecuación 3.57, se tiene que:

$$\frac{583.015 \text{ N}}{e^2} = \frac{248.2 \times 10^6 \text{ Pa}}{5}$$

Despejando el valor del espesor, se tiene que:

$$e = \sqrt{\frac{583.015 \cdot 5}{248.2 \times 10^6}}$$

$$e = 0.003427 \text{ m}$$

Por lo tanto la placa seleccionada, será de Acero ASTM A36 de 4 mm de espesor.

#### 3.1.4.1.3 Cálculo del espesor de la segunda pared crítica de la tolva de alimentación

En esta pared también se considera que la componente, de la fuerza aplicada, en y es la que produce flexión en la pared lateral de la tolva, por lo tanto:

$$F_y = 1839.375 \cdot \cos 20$$

$$F_y = 1728.447 \text{ N}$$

---

<sup>52</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.362

<sup>53</sup> DEUSTCHMAN A. Diseño de Elementos de Máquinas, pp. 906. Tabla A-1

Se procede al cálculo del momento máximo utilizando la ecuación 3.52, siendo la longitud mayor en  $x$ , 0.3 m.

$$M_{\max_x} = \frac{F \cdot l}{8}$$

$$M_{\max_x} = \frac{1728.447 \cdot 0.3}{8}$$

$$M_{\max_x} = 64.816 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ahora se calcula el esfuerzo máximo, utilizando la ecuación 3.53

$$\sigma_{\max_x} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{0.25 \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max_x} = \frac{64.816 \cdot 6 \cdot e}{0.3 \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max_x} = \frac{1296.335 \text{ N}}{e^2}$$

Similar al anterior proceso realizado, se considerará el estado biaxial de esfuerzos, y se plantea un factor de seguridad, que es  $n = 3$ , y el material de la plancha es Acero ASTM A36

Utilizando la ecuación 3.57, se determina el espesor requerido de la placa.

$$\sigma_{1,2} \leq \frac{S_y}{n}$$

Reemplazando es esfuerzo máximo y el factor de seguridad se tiene que:

$$\frac{1296.335 \text{ N}}{e^2} = \frac{248.2 \times 10^6 \text{ Pa}}{3}$$

Despejando el valor del espesor, se tiene que:

$$e = \sqrt{\frac{1296.335 \cdot 3}{248.2 \times 10^6}}$$

$$e = 0.00395 \text{ m}$$

Por lo tanto la placa seleccionada en el análisis de la primera pared crítica, será la misma que será empleada en esta pared y por lo tanto, y con el fin de optimizar recursos y procesos, toda la tolva podrá estar constituida de Acero ASTM A36 de 4 mm de espesor.

### 3.1.4.2 Diseño de la tolva de descarga

Para empezar el diseño de esta tolva, se debe tener en cuenta la carga máxima que podrá almacenar esta. Este valor ya fue especificado y tiene un valor de 220 kg.

Con el fin de optimizar la descarga y eliminar la posible acumulación de material en las aristas de una tolva rectangular, se escoge el diseño de una tolva cilíndrica simétrica<sup>54</sup>.

#### 3.1.4.2.1 Cálculo del volumen de la tolva de descarga

Se aplica la ecuación 3.51

$$V = \frac{m_{\text{granalla}}}{\rho_{\text{granalla}}}$$

---

<sup>54</sup> HORNOS MAERS RCE, Tecnología de la Calcinación y el Sinterizado, pp.15

$$V = \frac{220 \text{ kg}}{3600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V = 0.061 \text{ m}^3$$

#### 3.1.4.2.2 Geometría de la tolva de descarga

Para determinar la geometría de la tolva, tanto en la parte cilíndrica como en la cónica, se procederá a determinar el radio de la base mayor del cono que también será el radio del cilindro.

Para este cálculo en el cono, se emplea la siguiente ecuación de geometría.

$$V = \frac{\pi \cdot h}{3} \cdot (R^2 + r^2 + R \cdot r)$$

**(Ecuación 3.58)<sup>55</sup>**

Donde:

V: volumen que se almacenará en el cono = 8.5 lts = 0.0085 m<sup>3</sup>

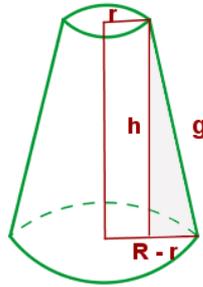
R: radio de la base mayor del cono

r: radio de la base menor del cono = 0.025 m

h: altura del cono = 0.25 m

---

<sup>55</sup> CALVACHE G, Geometría Plana y del Espacio, Ed. Mc Graw Hill, México, 2006, pp142



**Figura 3. 24 - Propiedades geométricas del cono truncado**

Despejando el valor de la base mayor se tiene que:

$$R^2 + R \cdot r + \left( r^2 - \frac{3V}{\pi h} \right) = 0$$

**(Ecuación 3.59)**

Reemplazando valores:

$$R^2 + 0.025 \cdot R + \left( 0.025^2 - \frac{3 \cdot 0.0085}{\pi \cdot 0.25} \right) = 0$$

$$R^2 + 0.025 \cdot R - 0.0318 = 0$$

Utilizando la ecuación de solución para ecuaciones de segundo grado, se tiene que:

$$R1 = -0.191 \text{ m}$$

$$R2 = 0.166 \text{ m}$$

Por lo tanto el radio de la base mayor del cono de la tolva tiene un valor de 0.166 m.

Ahora como ya se conoce el valor del radio de la base mayor del cono, esta se utiliza para el cálculo de la altura del cilindro. Para lo cual se utiliza la siguiente ecuación de volumen del cono:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot h$$

**(Ecuación 3.60)<sup>56</sup>**

Donde:

V: volumen almacenado en el cilindro = 52.5 lts. = 0.0525 m<sup>3</sup>

r: radio obtenido = 0.166 m.

h: altura del cilindro

El valor del volumen en el cilindro se obtiene de la diferencia que queda entre el volumen total almacenado menos el volumen de la parte cónica

Despejando el valor de **h**, se tiene que:

$$h = \frac{V}{\pi \cdot r^2}$$

**(Ecuación 3.61)**

$$h = \frac{0.0525}{\pi \cdot 0.166^2}$$

$$h = 0.606 \text{ m}$$

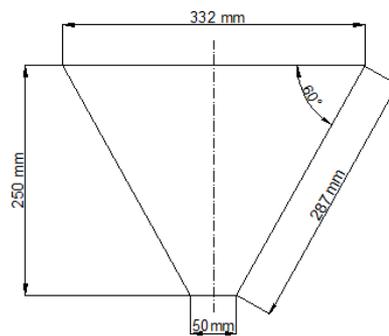
#### 3.1.4.2.3 Cálculo del espesor de la pared crítica de la tolva de descarga

El esquema de la tolva de alimentación se encuentra en el anexo B

El diseño de la parte cónica de la tolva se ha hecho con una pared cónica a 30°, respecto de la vertical, y esta es representada por un cuadrado de largo máximo de 287 mm.

---

<sup>56</sup> CALVACHE G, Geometría Plana y del Espacio, Ed. Mc Graw Hill, México, 2006, pp144



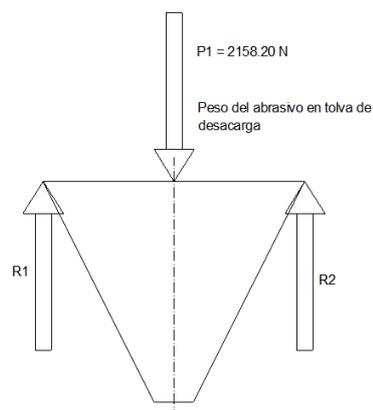
**Figura 3. 25 - Esquema dimensional del cono de la tolva de descarga**

Debido a la inclinación de la pared, la carga se concentrará en esta, por lo tanto, el análisis de espesor de la pared crítica será en la pared cónica de la tolva.

Se procede a hallar el peso de la granalla en la tolva, multiplicando la masa establecida por la gravedad.

$$P1 = 220 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P1 = 2158.20 \text{ N}$$



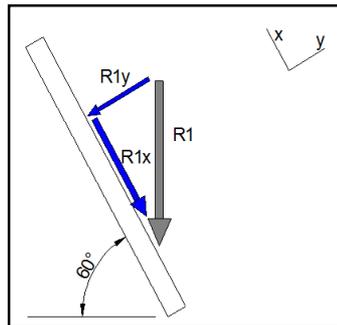
**Figura 3. 26 - Diagrama de cuerpo libre de la tolva de descarga**

Utilizando las ecuaciones de equilibrio, se tiene que:

$$R1 = R2$$

$$R1 = \frac{2158.20 \text{ N}}{2}$$

$$R1 = 1079.10 \text{ N}$$

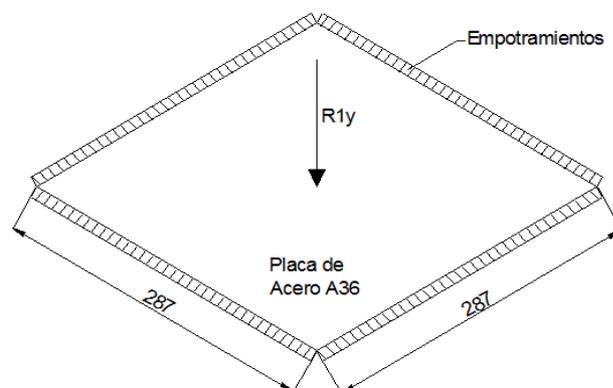


**Figura 3. 27 - Componentes de la carga en pared crítica de la tolva de descarga**

La componente de la fuerza en y es la que produce flexión en la pared lateral de la tolva, por lo tanto se tiene:

$$Fy = 1079.10 \text{ N} \cdot \cos 60$$

$$Fy = 539.55 \text{ N}$$



**Figura 3. 28 - Carga máxima en la pared crítica de la tolva de descarga**

A continuación se procede al cálculo del momento máximo, utilizando la ecuación 3.52.

$$M_{\max_x} = \frac{F \cdot l}{8}$$

Donde:

l: longitud mayor de la placa<sup>57</sup> en el eje x = 0.287 m

Reemplazando se tiene que:

$$M_{\max_x} = \frac{539.55 \text{ N} \cdot 0.287 \text{ m}}{8}$$

$$M_{\max_x} = 19.356 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo máximo, con la ecuación 3.53

$$\sigma_{\max_x} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{L \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max_x} = \frac{19.356 \cdot 6 \cdot e}{0.287 \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max_x} = \frac{404.663 \text{ N}}{e^2}$$

Se debe realizar un cálculo similar del esfuerzo máximo presente en el eje y, pero considerando que la longitud máxima en este eje es igual a la del eje x se toma el mismo valor.

$$\sigma_{\max_y} = \frac{404.663 \text{ N}}{e^2}$$

---

<sup>57</sup> Diseño de la tolva de alimentación, Solidworks 2010, Aut. Propia

Por el análisis del estado biaxial de esfuerzos, se tiene que:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_x = \sigma_y$$

Se aplica un factor de seguridad de  $n = 3$ , y se selecciona el material de la plancha, Acero ASTM A36.

Mediante la ecuación 3.57, se puede comprobar que placa no va a fallar

$$\sigma_{1,2} \leq \frac{S_y}{n}$$

Donde:

$S_y$ : esfuerzo de fluencia del material =  $248.2 \times 10^6$  Pa

Reemplazando los valores obtenidos, bajo el análisis realizado, en la ecuación 3.55, se tiene que:

$$\frac{404.663 \text{ N}}{e^2} = \frac{248.2 \times 10^6 \text{ Pa}}{3}$$

Despejando el valor del espesor, se tiene que:

$$e = \sqrt{\frac{404.663 \cdot 3}{248.2 \times 10^6}}$$

$$e = 0.00221 \text{ m}$$

Por lo tanto la placa para la tolva de descarga, será de Acero ASTM A36 y tendrá un espesor necesario de 3 mm.

### **3.1.5 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL EQUIPO SANDBLASTING**

En el diseño de la estructura se toma en cuenta dos tipos de cargas generales, las cuales son la carga viva y la carga muerta.

La carga viva corresponde al peso total del abrasivo, que estará en la tolva de alimentación, así como en la tolva de descarga, y en los cangilones. Las dos juntas dan un valor de 525 kg.

La carga muerta corresponde al peso total de las tolvas, elevador de cangilones, poleas, carcasas, granalladora y otros accesorios adicionales. El valor de la carga muerta es de 419 kg, valor tomado del software Solidworks 2010.

La presencia de la carga viva y de la carga muerta, representan un valor de 944 kg, para fines de cálculo se toma una carga de 1000 kg.

Debido a la funcionalidad del equipo, el diseño de la estructura es asimétrico, por lo tanto para un análisis eficiente se realizará un estudio en las vigas que presentan mayor carga. Para seleccionar el perfil más adecuado, se ha tomado en cuenta la variabilidad de las partes de la estructura, la polifuncionalidad de un tipo específico de perfil, así como su rigidez estructural, por lo tanto se ha seleccionado un perfil de tipo cuadrado. Este perfil será analizado si es ideal para el sistema.

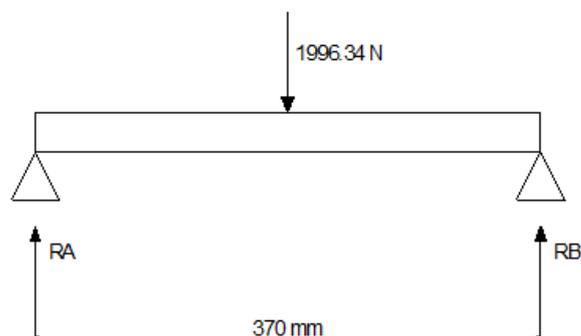
### 3.1.5.1 Diseño de las vigas principales

El diseño de la sección necesaria, se realizará en cuatro vigas, las de mayor importancia, es decir las que llevan una carga mayor. Estas son, la viga de la tolva de alimentación, la viga superior de anclaje de la polea motriz, la viga inferior de base de pie, la viga de la tolva de descarga.

Al culminar el análisis se seleccionará a la viga que predomine, esto con el fin de optimizar la estructura con un solo tipo de perfil.

#### 3.1.5.1.1 Diseño de la viga de la tolva de alimentación

Para empezar el análisis de esta viga se establece el peso máximo que soporta esta, en donde el peso muerto de la tolva es 32 kg, más el peso del abrasivo en máxima carga que es 375 kg. Por lo tanto la carga que soporta esta viga equivale a la mitad del valor total, por tener la tolva doble anclaje, es decir 407 kg. Que puede considerarse una carga puntual de 1996.34 N



**Figura 3. 29 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de la tolva de alimentación**

A continuación se detallan las ecuaciones necesarias para el diseño de la estructura.

$$\sigma \max = \pm \frac{M \max}{S_{xx}}$$

(Ecuación 3.62)<sup>58</sup>

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

(Ecuación 3.63)<sup>59</sup>

$$[\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

(Ecuación 3.64)<sup>60</sup>

Donde:

$\sigma \max$ : esfuerzo normal máximo

$M \max$ : momento máximo presente

$S_{xx}$ : módulo de la sección del elemento utilizado

Mediante las ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$R_A = 998.17 \text{ N}$$

$$R_B = 998.17 \text{ N}$$

El momento máximo de la sección tiene el valor de:

$$M \max = \frac{F \cdot l}{4}$$

(Ecuación 3.65)<sup>61</sup>

---

<sup>58</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Russell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.468

<sup>59</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Russell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.456

<sup>60</sup> SHIGLEY J, Diseño en Ingeniería Mecánica, 5ª Edición, Editorial Mc Graw-Hill, México, 1989, pp240.

Donde:

F: fuerza máxima aplicada en la sección

l: distancia entre apoyos (m)

$$M_{\max} = \frac{998.17 \text{ N} \cdot 0.37 \text{ m}}{4}$$

$$M_{\max} = 92.33 \text{ N.m}$$

El esfuerzo máximo presente en la sección, está dado por la ecuación 3.62

$$\sigma_{\max_x} = \pm \frac{92.33 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta para el diseño es de 2, El material de los perfiles estructurales es el Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:<sup>62</sup>

$$S_y = 248.2 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

**(Ecuación 3.66)**

$$S_{xx} \geq \pm \frac{92.33 \cdot 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.000202 \text{ m}^3$$

---

<sup>61</sup> SHIGLEY J, Diseño en Ingeniería Mecánica, 5° Edición, Editorial Mc Graw-Hill, México, 1989, pp850.

<sup>62</sup> SHIGLEY J, Diseño en Ingeniería Mecánica, 5° Edición, Editorial Mc Graw-Hill, México, 1989, pp244.

A fin de utilizar un solo material y optimizar la estructura, se opta por una tubería estructural cuadrada. Por lo tanto con este valor obtenido, se dirige a las tablas correspondientes del *Manual of Steel Construction de la AISC* y se selecciona el idóneo, es decir el SQ1.5 x 1.5, que tiene un  $S_{xx}$  de  $0.0012 \text{ m}^3$

#### 3.1.5.1.2 Diseño de la viga superior de anclaje de la polea motriz

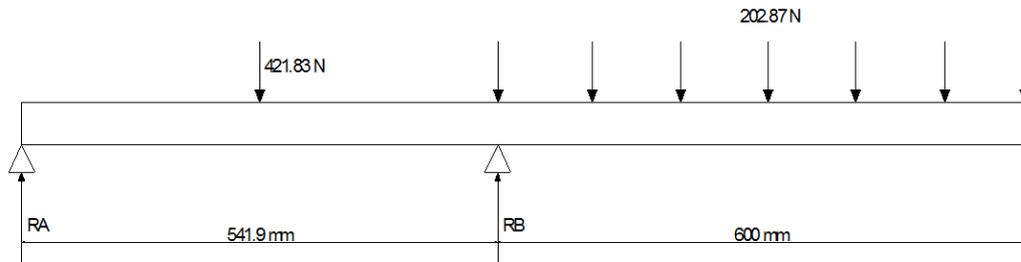
De forma análoga al proceso realizado en el análisis de la viga de la tolva de alimentación, se determina la carga muerta que soporta la cual es de 52.27 kg, correspondientes al peso de la carcasa superior izquierda, la polea motriz, el eje motriz, las chumaceras y accesorios; además se considera el peso único de los cangilones sin el material abrasivo, 7.73 kg, dando un total de 60 kg. Los valores de los elementos fueron tomados del software Solidworks, excepto el de los cangilones que fue tomado de catálogos TAPCO INC.

La carga viva que soporta esta viga está dada por el peso del abrasivo en 18 de los 37 cangilones, es decir 25.92 kg.

Por lo tanto el máximo peso efectivo que soporta la viga es el equivalente a la mitad de la sumatoria de la carga muerta y viva, esto es 43 kg. Que puede considerarse una carga puntual de 421.83 N, entre los puntos A y B (Figura 3.30).

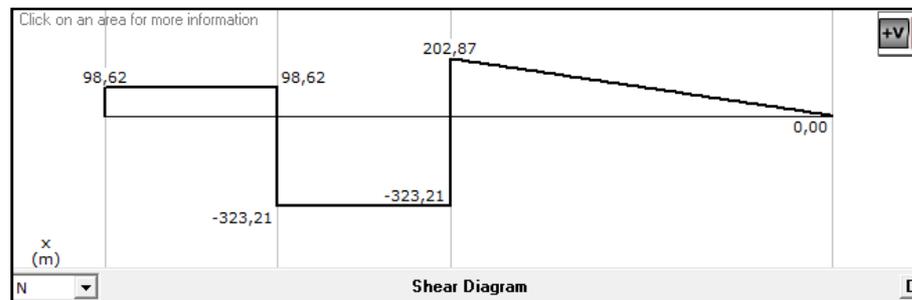
Sin embargo para la parte en voladizo también se considera un peso muerto, cuyo valor es 41.36 kg, equivalente al peso de la carcasa superior derecha y la carcasa de

conexión con la tolva. Por lo tanto para el valor de esta se considera una carga uniformemente distribuida, equivalente a la mitad del peso muerto, es decir 202.87 N, o su equivalente 338.12 N/m



**Figura 3. 30 - Diagrama de cuerpo libre de la viga superior de anclaje de la polea motriz**

Con la ayuda del software MD Solid 3.5, se obtiene las reacciones en A y B, cuyos valores son:

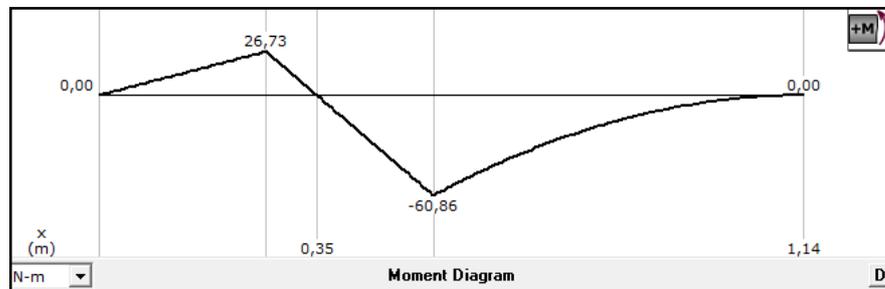


**Figura 3. 31 - Reacciones en los apoyos de la viga superior de anclaje de la polea motriz**

$$R_{Ay} = 98.622 \text{ N}; \quad R_{By} = 526.07 \text{ N}$$

De estos valores se selecciona el mayor, a fin de realizar el análisis en el punto más crítico.

Además con el mismo software se determina el valor máximo del momento



**Figura 3. 32 - Diagrama de momentos de la viga superior de anclaje de la polea motriz**

$$M \max = 60.86 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación 3.62, se determina el esfuerzo máximo presente en la sección:

$$\sigma \max_x = \pm \frac{60.86 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta será de 2, por lo tanto, el material de los perfiles estructurales es el Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{60.86 \cdot 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.00038 \text{ m}^3$$

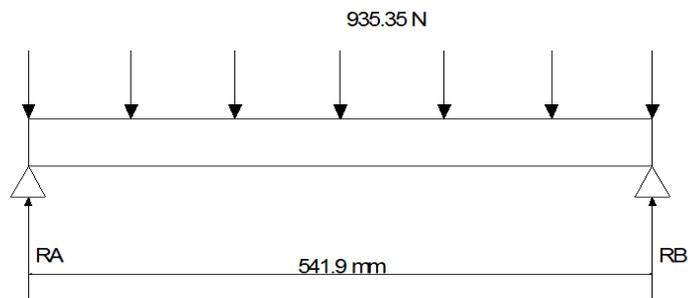
Al ser el valor hallado menor que el de la viga de la tolva de alimentación, se toma en cuenta el mismo perfil estructural cuadrado, ya seleccionado.

### 3.1.5.1.3 Diseño de la viga inferior de base de pie

La carga muerta que soporta esta viga es de 164.77 kg., correspondientes al peso de todas las carcasas, las dos poleas, los dos ejes, el conjunto elevador de cangilones, chumaceras y accesorios varios. Valores tomados del software Solidworks.

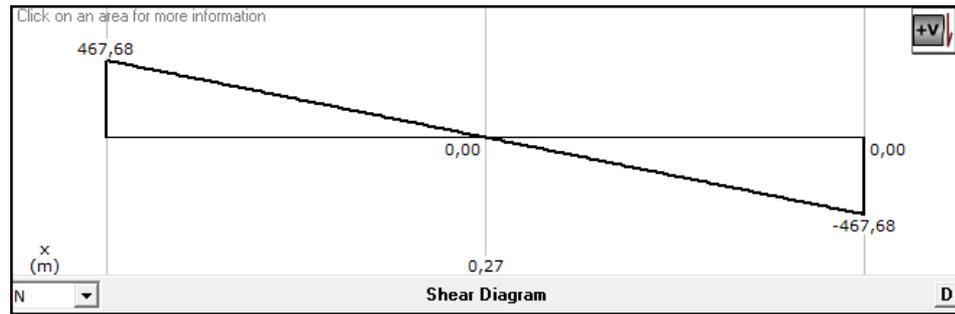
La carga viva viene dado únicamente por el peso del abrasivo en 18 de los cangilones, es decir 25.92 kg.

Por lo tanto el máximo peso efectivo que soporta la viga es 95.35 kg. Que debido a la posición de los elementos se considera una carga uniformemente distribuida de 935.35 N, entre los puntos A y B (Figura 3.33).



**Figura 3. 33 - Diagrama de cuerpo libre de la viga inferior de base de pie**

Con la ayuda del software MD Solid 3.5, se obtiene las reacciones en A y B, cuyos valores son:

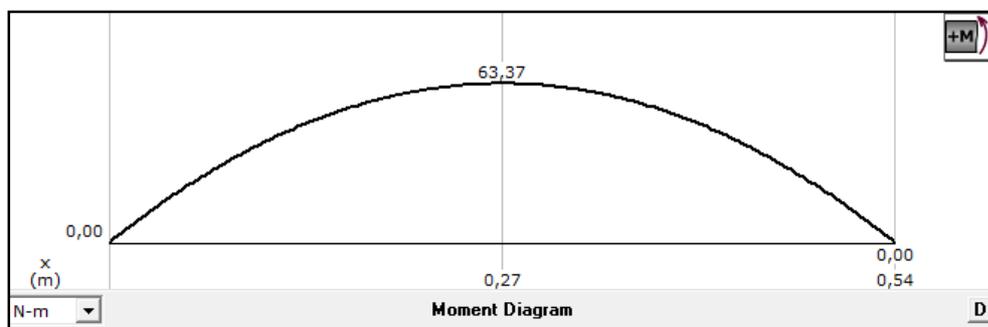


**Figura 3. 34 - Reacciones en los apoyos de la viga inferior de base de pie**

$$R_{Ay} = 467.68 \text{ N}; \quad R_{By} = 467.68 \text{ N}$$

De estos valores se selecciona el mayor, a fin de realizar el análisis en el punto más crítico.

Se obtiene el valor máximo del momento



**Figura 3. 35 - Diagrama de momentos de la viga inferior de base de pie**

$$M_{\max} = 63.37 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación 3.62, se determina el esfuerzo máximo presente en la sección:

$$\sigma_{\max_x} = \pm \frac{63.37 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta será de 2, el material de los perfiles estructurales es el Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{63.37 \cdot 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.00039 \text{ m}^3$$

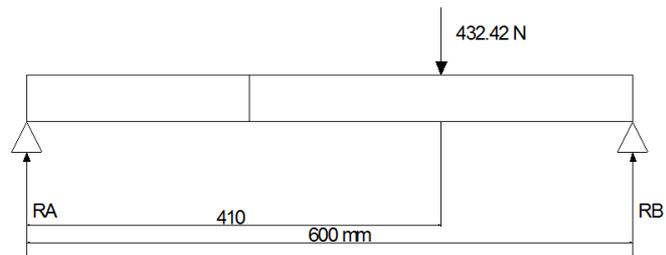
De similar manera de lo que se hizo el análisis de las dos anteriores vigas, se toma en cuenta el mismo perfil estructural cuadrado, ya seleccionado.

#### 3.1.5.1.4 Diseño de la viga de la tolva de descarga

La carga muerta que soporta esta viga es de 26.32 kg., correspondientes al peso de la tolva de descarga.

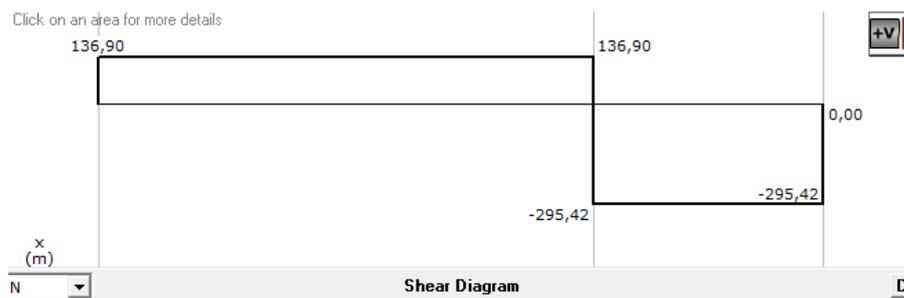
La carga viva viene dado por el peso del abrasivo, con la tolva completamente llena, su valor es de 150 kg.

Por lo tanto el máximo peso efectivo que soporta la viga es la cuarta parte del valor total, es decir 44.08 kg. Que se considera una carga puntual de 432.42 N, cuya posición se puede observar en la Figura 3.36



**Figura 3. 36 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de la tolva de descarga**

Con la ayuda del software MD Solid 3.5, se obtiene las reacciones en A y B, cuyos valores son:

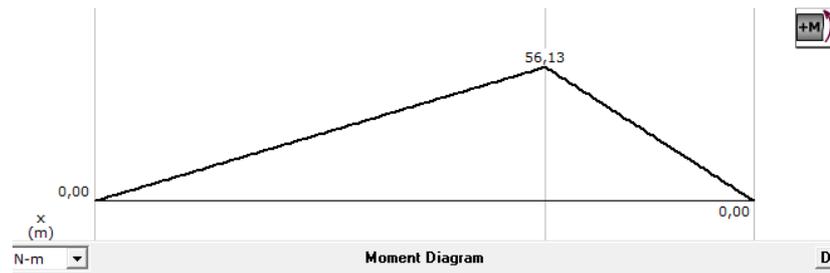


**Figura 3. 37 - Reacciones en los apoyos de la viga de la tolva de descarga**

$$R_{Ay} = 136.9 \text{ N}; \quad R_{By} = 295.42 \text{ N}$$

De estos valores se selecciona el mayor, a fin de realizar el análisis en el punto más crítico.

Se obtiene el valor máximo del momento



**Figura 3. 38 - Diagrama de momentos de la viga de la tolva de descarga**

$$M \max = 56.13 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación 3.62, se determina el esfuerzo máximo presente en la sección:

$$\sigma \max_x = \pm \frac{56.13 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma es de 2, y el material de los perfiles estructurales es el Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{56.13 \cdot 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.00035 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, y analizando las cuatro vigas, se llega a la conclusión de que, el perfil estructural mas óptimo es el cuadrado de 40 x 40 mm con un espesor de 2 mm, que existente en el mercado, por ser el que más se asemeja, al seleccionado según el *Manual of Steel Construction de la AISC*.

### **3.1.5.2 Diseño de las columnas de la estructura del equipo sandblasting**

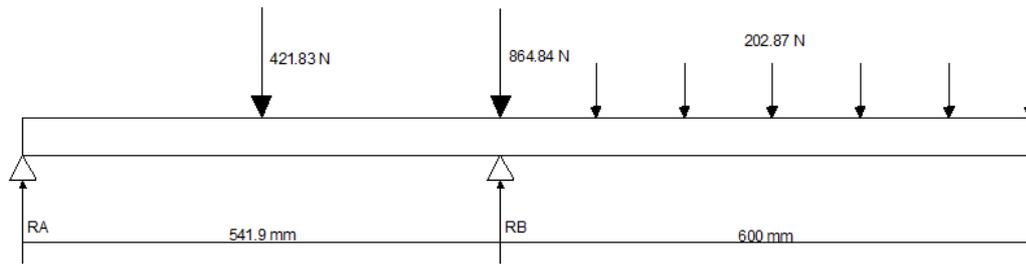
Las columnas son las partes encargadas de soportar todas las cargas de los diferentes elementos constitutivos del equipo.

Para poder soportar las cargas, se hace necesario utilizar ocho columnas, de las cuales cuatro son las principales, cuyas secciones transversales deben ser capaces de resistir los esfuerzos a compresión, además que no ocurra falla debido a pandeo.

Con el propósito de optimizar la estructura, se realizará un análisis con el mismo perfil estructural cuadrado de acero ASTM A500, de sección 40 x 40 x 2 mm, que fue seleccionado para las vigas, con el fin de saber si son adecuadas para tal fin y utilizar el mismo.

Como se puede ver en el análisis de las vigas, la carga que se considera más crítica se encuentra aplicada por la tolva de alimentación, no obstante debido a su disposición esta no tiene mayor influencia en el análisis de las columnas.

A fin de realizar un correcto análisis, se realizará un análisis con la carga de la tolva de descarga, en la viga de anclaje de la polea motriz, como situación crítica, a fin de asegurar el diseño estructural.



**Figura 3. 39 - Diagrama de cuerpo libre de viga crítica**

El valor de 864.84 N, corresponde a la mitad del peso de la tolva de descarga, en plena carga, esto porque se considera una sola columna.

Mediante el software MD Solid 3.5, se obtiene las reacciones en A y B, cuyos valores son:

$$R_{Ay} = 98.622 \text{ N}$$

$$R_{By} = 526.07 \text{ N}$$

Como se puede observar, la mayor concentración de cargas, para el análisis de las columnas, se encuentra en la columna B, además existe un equilibrio estático de la estructura, debido a las cargas presentes por ambas tolvas, por lo tanto el sistema es estable y no va a presentar problemas de flexión. Aunque si estará sometido a la influencia de cargas de compresión.

Se realizará un cálculo por pandeo, para la columna más crítica, es decir la B, de comprobarse que esta no falla, se considerará que las demás tampoco lo harán.

A continuación se detallan las ecuaciones necesarias para el análisis a pandeo de las columnas.

$$I_{xy} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

**(Ecuación 3.67)<sup>63</sup>**

Donde:

$I_{xy}$ : momento de inercia de la sección transversal

b: base de la sección transversal

h: altura de la sección transversal

$$r = \sqrt{\frac{I_{xy}}{A}}$$

**(Ecuación 3.68)<sup>64</sup>**

Donde:

r: radio de giro

A: área de la sección transversal

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{\delta y}}$$

**(Ecuación 3.69)<sup>65</sup>**

Donde:

$C_c$ : relación de esbeltez mínima

E: módulo de elasticidad

$\delta y$ : esfuerzo de fluencia del perfil

---

<sup>63</sup> (SSRC, Structural Stability Research Council, 5° Edition, 1996, pp 124

<sup>64</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.694

<sup>65</sup> (BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.634

$$C_e = \frac{K \cdot L}{r}$$

**(Ecuación 3.70)<sup>66</sup>**

Donde:

$C_e$ : relación de esbeltez efectiva

$K$ : coeficiente de longitud efectiva

$L$ : longitud de pandeo

$$\delta_w = \frac{RBy}{A}$$

**(Ecuación 3.71)<sup>67</sup>**

Donde:

$\delta_w$ : esfuerzo de trabajo

A continuación se detallan las características físicas y técnicas del perfil que se estudia:

Carga máxima a soportar.  $Rby = 526.07 \text{ N} = 53.62 \text{ kg}$

Módulo de elasticidad.  $E = 27000 \text{ kg/mm}^2$

Esfuerzo de fluencia.  $\delta_y = 25 \text{ kg/mm}^2$

Longitud de pandeo.  $L = 3145 \text{ mm}$

Coeficiente de longitud efectiva.  $K = 1.5$

Área de la sección transversal<sup>68</sup>.  $A = 294 \text{ mm}^2$

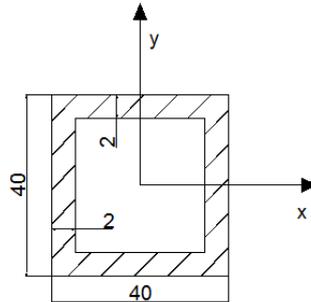
---

<sup>66</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.635

<sup>67</sup> BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.27

<sup>68</sup> (www.ipac-acero.com

Los valores del módulo de elasticidad y esfuerzo de fluencia, son propios del material ASTM A36. Mientras que el valor del coeficiente de longitud efectiva, se toma por ser doblemente empotrada en sus extremos<sup>69</sup>.



**Figura 3. 40 - Sección transversal del perfil estructural**

Utilizando la ecuación 3.67, se procede al cálculo del momento de inercia.

$$I_{xy} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{xy} = \frac{40 \cdot 40^3}{12}$$

$$I_{xy} = 213333.33 \text{ mm}^4$$

Cálculo del radio de giro, mediante la ecuación 3.68:

$$r = \sqrt{\frac{I_{xy}}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{213333.33}{294}}$$

$$r = 26.937 \text{ mm}$$

<sup>69</sup> (AISC, Load & Resistance Factor Design, Volume I, Second Edition, pp 6-130

Cálculo de la relación de esbeltez mínima, utilizando la ecuación 3.69:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{\delta y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 27000}{25}}$$

$$C_c = 146.008$$

Cálculo de la relación de esbeltez efectiva, utilizando la ecuación 3.70:

$$C_e = \frac{K \cdot L}{r}$$

$$C_e = \frac{1.5 \cdot 3145}{26.937}$$

$$C_e = 175.128$$

Como el  $C_c \leq C_e$ , el esfuerzo máximo se representa mediante una curva parabólica, cuya ecuación es:

$$\frac{\delta_{\max}}{\delta_y} = 1 - \frac{\left(\frac{K \cdot L}{r}\right)^2}{2 \cdot C_c^2}$$

**(Ecuación 3.72)<sup>70</sup>**

Aunque la AISC, especifica que el esfuerzo máximo se divide entre un factor de seguridad, para poder obtener el esfuerzo permisible:

---

<sup>70</sup> AISC, Load & Resistance Factor Design, Volume I, Second Edition, pp 6-158

$$n = \frac{5}{3} + \frac{\left(\frac{K \cdot L}{r}\right)}{8C_c} - \frac{\left(\frac{K \cdot L}{r}\right)^3}{8C_c^3}$$

(Ecuación 3.73)

Sustituyendo se obtiene:

$$n = \frac{5}{3} + \frac{\left(\frac{1.5 \cdot 3145}{26.937}\right)}{8 \cdot 146.008} - \frac{\left(\frac{1.5 \cdot 3145}{26.937}\right)^3}{8 \cdot 146.008^3}$$

$$n = 1.6$$

Se debe reordenar la ecuación del esfuerzo máximo, introduciendo ahora el factor de seguridad, de modo de obtener el esfuerzo permisible.

$$\frac{\delta_{\text{perm}}}{\delta_y} = \frac{1}{n} \left[ 1 - \frac{\left(\frac{K \cdot L}{r}\right)^2}{2 \cdot C_c^2} \right]$$

(Ecuación 3.74)

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\delta_{\text{perm}} = 4.385 \text{ kg/mm}^2$$

Ahora se calcula el esfuerzo de trabajo al que está sometida la columna, utilizando la ecuación 3.71:

$$\delta_w = \frac{RBy}{A}$$

$$\delta_w = \frac{53.62 \text{ kg}}{294 \text{ mm}^2}$$

$$\delta_w = 0.182 \text{ kg/mm}^2$$

Debido a que  $\delta w < \delta_{perm}$ , se concluye que la columna no va a pandear, y soportará la carga de los elementos.

### 3.1.5.3 Cálculo de la soldadura en vigas y columnas del equipo sandblasting

Se realizará un análisis, para la carga más crítica presente en el análisis de vigas previo. Los mayores esfuerzos presentes en las soldaduras son producidos por una carga de 1996.34 N, aplicada en la parte central de la viga superior de anclaje de la polea motriz, produciendo un momento  $M$  y una carga de corte  $V$ , en la sección correspondiente a la unión con la columna. Los valores de momento máximo y de la fuerza cortante, son tomados del software SAP2000 (anexo B), y son:

$$M_{max} = 184.66 \text{ N.m}$$

$$V_{max} = 998.17 \text{ N.m}$$

Para el análisis de la junta soldada, se tomará el camino más crítico, por lo tanto se seguirá el análisis de esfuerzo admisible<sup>71</sup>, cuya ecuación es:

$$F_v = 0.3 \cdot F_{Exx} \cdot (1 + 0.5\text{sen}^{1.5}\theta)$$

**(Ecuación 3.75)<sup>72</sup>**

Donde:

$F_v$ : esfuerzo admisible

$F_{Exx}$ : resistencia del metal depositado.  $S_{ut} = 482.63 \text{ MPa}$

<sup>71</sup> (NORMA ASTM, Structural Welding Code Steel, Amoco, 2006, pp 101

<sup>72</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp286

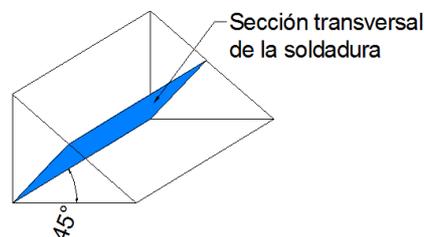
$\theta$ : ángulo de trabajo del elemento soldado

Para el tipo de perfil seleccionado, la AWS<sup>73</sup> recomienda el uso de un electrodo E 7018, cuyas propiedades mecánicas son:

Resistencia última a la tracción.  $S_{ut} = 70$  kpsi

Esfuerzo de Fluencia.  $S_y = 386.1$  MPa

El ángulo entre la carga y el eje de soldadura es  $45^\circ$ , teniendo en cuenta una soldadura de filete a  $90^\circ$ , con un cordón de 40 mm y un espesor de 4mm, considerando el máximo espesor del perfil seleccionado.



**Figura 3. 41 - Área de cálculo de la soldadura**

Se procede al cálculo del esfuerzo admisible, utilizando la ecuación 3.75

$$F_v = 0.3 \cdot F_{Exx} \cdot (1 + 0.5\text{sen}^{1.5}\theta)$$

$$F_v = 0.3 \cdot 482.633 \cdot (1 + 0.5\text{sen}^{1.5}45)$$

$$F_v = 187.83 \text{ MPa}$$

<sup>73</sup> NORMA ASTM, Structural Welding Code Steel, Amoco, 2006, pp 216

De acuerdo a este procedimiento, ahora se calcula el esfuerzo máximo por flexión y el esfuerzo máximo cortante.

Para el cálculo del esfuerzo máximo por flexión, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

**(Ecuación 3.76)<sup>74</sup>**

Donde:

c: distancia al centroide del perfil = 0.2 m

I: Primer momento de inercia

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

**(Ecuación 3.77)<sup>75</sup>**

Donde:

h: espesor de la soldadura

I<sub>u</sub>: segundo momento unitario de inercia

Teniendo en cuenta el perfil utilizado y sus dimensiones, se puede hallar el segundo momento de inercia, utilizando la siguiente ecuación:

$$I_u = \frac{e \cdot (2a + b)^2}{2}$$

**(Ecuación 3.78)<sup>76</sup>**

---

<sup>74</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp 342

<sup>75</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp 448-449

<sup>76</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp452

Donde:

a, b: dimensiones del perfil seleccionado (m)

e: espesor del perfil (m)

$$I_u = \frac{0.02 \cdot [(2 \cdot 0.4) + 0.4]^2}{2}$$

$$I_u = 0.0144 \text{ m}^3$$

Se determina el esfuerzo máximo por flexión, utilizando la ecuación 3.76

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{184.66 \cdot 0.2}{0.707 \cdot 0.04 \cdot 0.0144}$$

$$\sigma_{\max} = 90.690 \text{ MPa}$$

Ahora se determina, el esfuerzo cortante máximo, presente en la soldadura

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

**(Ecuación 3.79)**

Donde:

$\tau_{xy}$ : esfuerzo cortante máximo

F: esfuerzo cortante en la sección (V max)

A: área de la sección transversal = 294 mm<sup>2</sup>

$$\tau_{xy} = \frac{998.17}{294}$$

$$\tau_{xy} = 3.395 \text{ MPa}$$

Como la sección crítica, es en el empotramiento, se tiene la presencia de los dos esfuerzos, los cuales se interpretan en la siguiente ecuación:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma \max}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma \max}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \leq F_v$$

(Ecuación 3.80)<sup>77</sup>

La ecuación anterior se encuentra en unidades inglesas, por lo tanto es necesario realizar la conversión de unidades, antes de usarla. 1 MPa = 0.145 KSI

$$\sigma_{1,2} = \frac{13.150}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{13.150}{2}\right)^2 + 0.492^2} \leq F_v$$

$$\sigma_1 = 13.168 \text{ kpsi} = 90.817 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0.018 \text{ kpsi} = -0.127 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el esfuerzo máximo en la soldadura será 90.817 MPa, el cual es menor que el esfuerzo máximo admisible  $F_v$ , que es 187.83 MPa.

Con el fin de verificar este valor, se determinará el factor de seguridad, para lo cual se utiliza esfuerzo de fluencia del material depositado, electrodo.

$$n = \frac{386.1 \text{ MPa}}{90.817 \text{ MPa}}$$

$$n = 4.2$$

<sup>77</sup> SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp 226

Se acepta el diseño, por lo tanto se escoge esta soldadura para todas las uniones de vigas y columnas del equipo sandblasting. Soldadura de filete de 4 mm de espesor, con un cordón de 40 mm, realizada con un electrodo 7018.

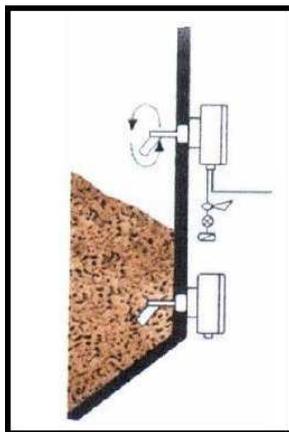
### **3.1.6 SELECCIÓN DE LOS SENSORES PARA LA TOLVA DE DESCARGA**

Parte esencial del funcionamiento continuo del equipo sandblasting, son los sensores que estarán ubicados dentro de la tolva de descarga, por lo tanto se debe seleccionar los más aptos, teniendo en cuenta las características abrasivas de la granalla mineral.

Los sensores se encontrarán en una cantidad de dos, ubicados uno en la base mayor de la sección cónica de la tolva, como punto más bajo, y el otro ubicado a 50 mm por debajo, de la boca de entrada, como punto más alto. El funcionamiento de los sensores será de la siguiente manera:

- Al encender el equipo, los sensores serán los encargados de encender y apagar el motorreductor que controla el elevador de cangilones, así como la compuerta de paso de abrasivo en la tolva de alimentación.
- Al empezar la operación del equipo, la tolva de alimentación estará llena y la de descarga vacía, por lo tanto el sensor ubicado en el punto más bajo, dará la señal para que se accione el motorreductor, al tiempo que da la señal a la electroválvula que controla la compuerta en la tolva de alimentación, para que esta se abra y permita el paso del abrasivo al elevador de cangilones.

- A través del elevador de cangilones se llenará de manera progresiva la tolva de descarga, hasta que el abrasivo llegue al sensor ubicado en el punto más alto, en la tolva de descarga; entonces se activará este, dando la señal para que se detenga el motorreductor y dando la señal a la electroválvula para que la compuerta se cierre.
- A medida que el abrasivo es utilizado, ya sea en la cabina o con la pistola de aplicación externa, este ira bajando en la tolva de descarga, cuando esté por debajo del sensor inferior, este se activará reiniciando el ciclo. Solo se debe realizar inspecciones visuales en la tolva de alimentación verificando que existe abrasivo suficiente para garantizar la operatividad del equipo.



**Figura 3. 42 - Disposición de los sensores en la tolva de descarga**

### 3.1.6.1 Selección de los sensores más adecuados

Para empezar se debe tomar en cuenta que los sensores serán de nivel de sólidos en puntos fijos. A partir de este punto se realizará una adecuada selección de los sensores y determinar cuál es la alternativa más idónea, técnica, operativa y económicamente.

**Tabla 3. 14 - Listado de alternativas para selección de sensores**

Opción	Descripción General	Descripción Técnica
A	Detector de Diafragma	SIEMENS POINTEK CLS100
B	Sensor Capacitivo	ED NIVECTOR FTC968Z-D
C	Varilla Flexible	PEPPERL+FUCHS SITRAN LU
D	Sensor Conductivo	SQUARE D LSVFW-2
E	Paletas Rotativas	SIEMENS SITRANS LPS200

Para realizar un mejor análisis se utilizará la tabla 3.6 de ponderación que será empleado en la siguiente matriz de decisión, según se aplica.

**Tabla 3. 15 - Matriz de decisión para selección de sensores de sólidos**

Criterios de Selección	Ponderación (%)	Opción A		Opción B		Opción C		Opción D		Opción E	
		Prioridad	Prior. x %	Prioridad	Prior. x %	Prioridad	Prior. x %	Prioridad	Prior. x %	Prioridad	Prior. x %
		ad	x %	ad	x %	ad	x %	ad	x %	ad	x %
Costo de los elementos	25	8	2	6	1.5	6	1.5	4	1	7	1.75
Facilidad de montaje	10	7	0.7	4	0.4	4	0.4	8	0.8	6	0.6
Facilidad de adquisición de materiales	20	6	1.2	7	1.4	8	1.6	7	1.4	9	1.8
Resistencia a la abrasividad	20	5	1	6	1.2	6	1.2	8	1.6	10	2
Mantenimiento	10	6	0.6	5	0.5	6	0.6	8	0.8	9	0.9
Vida útil	15	6	0.9	8	1.2	7	1.05	8	1.2	8	1.2
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>		<b>6.4</b>		<b>5.12</b>		<b>6.35</b>		<b>6.8</b>		<b>8.25</b>

Analizando los parámetros de la matriz, la mejor opción es la E, Paletas Rotativas SIEMENS SITRANS LPS200.

### 3.1.6.2 Características técnicas del sensor seleccionado

#### *Sensor de Paletas Rotativas*

Las paletas rotativas consisten en un eje vertical, dotado de paletas, que gira continuamente a baja velocidad accionado por un motor síncrono. Cuando el producto sólido llega hasta las paletas, las inmoviliza, con lo que el soporte del motor y la caja de engranajes empiezan a girar en sentido contrario. En su giro, el soporte del motor actúa consecutivamente sobre dos interruptores, el primero excita el equipo de protección, desactivando el motorreductor y cerrando la válvula de la compuerta de la tolva de alimentación; y el segundo desconecta la alimentación eléctrica del motor con lo cual éste queda bloqueado. Cuando el producto baja de nivel y deja las palas al descubierto, un resorte vuelve el motor a su posición inicial liberando los dos micro interruptores. De este modo, el motor se excita con lo que las palas vuelven a girar, y el sistema de reinicia.

Cuando el material desciende más abajo del detector inferior, éste pone en marcha automáticamente el elevador de cangilones y da la señal a la electroválvula de mando de la compuerta, y esta maquinaria se detiene tan pronto como el producto alcanza el detector de nivel superior. El ciclo vuelve a repetirse cuando, al ir vaciándose el silo, los sólidos descienden a un nivel por debajo del detector inferior.



**Figura 3. 43 - Modelo de sensor de paletas rotativas**

### **3.1.7 CABINA DE LIMPIEZA**

Una parte esencial del equipo sandblasting es la cabina de aplicación cerrada, exclusiva para elementos pequeños, esta se ubica por debajo de la tolva de descarga y su principal elemento de trabajo es la turbina de abrasivos, misma que trabaja sobre la pieza a ser limpiada mediante la fuerza centrífuga que adquieren las partículas de abrasivo, en este caso granalla mineral, con la turbina.

Esta cabina es cerrada pero el panel delantero tiene un visor para poder saber y controlar el elemento en tratamiento; también tiene acoplados dos guantes manga larga anti abrasivo, que son los elementos con los cuales se manipula las piezas. Las piezas son ingresadas a la cabina por la puerta de acceso que se encuentra en el lado derecho y dependiendo de su tamaño deben ser colocadas en las mallas que se especifica en los planos.

#### **3.1.7.1 Volumen de la cabina**

La cabina de sandblasting está diseñada para realizar trabajos de limpieza superficial a partes pequeñas de máquinas, que el manual del fabricante de cada uno lo permita, con volúmenes que no excedan las 50 libras de peso, un peso mayor se dificulta en la manipulación del elemento dentro de la cabina y compromete el diseño de la estructura, dense la malla de trabajo hasta la estabilidad del equipo sandblasting.

La cabina está delimitada por la estructura del equipo sandblasting en una forma rectangular, por tanto se realiza el cálculo del área de trabajo total, se emplean los valores tomados del software Solid Works 2010.

Ancho = 600 mm

Profundidad = 380 mm

Alto = 500 mm

Por lo tanto el volumen será de:

$$\text{vol}_{\text{cab}} = 0.5\text{m} \cdot 0.6\text{m} \cdot 0.38\text{m}$$

$$\text{vol}_{\text{cab}} = 0.114 \text{ m}^3$$

En la parte inferior de la cabina se encuentra una estructura con forma de una pirámide inversa, que ayuda a la conducción y salida de la granalla, empleada en el proceso, por gravedad, esta se ha de depositar en un recipiente para recolectar el abrasivo y poder ser colocada en el sistema de reutilización de abrasivo, para poder ser usado nuevamente desde la tolva de alimentación.

Las dimensiones de este cono se encuentran en el anexo B

### **3.1.7.2 Mallas de trabajo en la cabina**

Las mallas de trabajo que se encontrarán en el interior de la cabina, son los elementos donde se deberán colocar los elementos que se vayan a someter al proceso de sandblasting, en el anexo B se detallan las dimensiones de cada uno de ellos. Sin embargo están diseñados para colocar piezas de tamaño desde 150 mm, como el más grande, hasta 20 mm, el más pequeño.

Para las dos mallas se ha seleccionado un material de fácil constitución y que sea resistente a la abrasividad, por ello deben ser de Acero fundido ASTM RC808, que tiene ciertos componentes de manganeso.

### **3.1.7.3 Turbina de Trabajo**

La turbina de granallado es una decisión de diseño, pues se pretende obtener un beneficio alto de su aplicación en una cabina de dimensiones limitadas. Es exclusivo para dos tipos de abrasivo: la granalla mineral y la granalla de acero, sin embargo esta última tiene costos demasiado elevados.

Las características de la turbina son las siguientes: envía un caudal de 20 kg/min en un rango de 500 rpm Marca CLM modelo TR-120 con acople de cañonera CCJ-150 en alimentación y acople directo de motor. Su motor es Trifásico de 2 HP de 220 v, trabaja en corriente alterna.

### **3.1.8 DISEÑO DEL CIRCUITO DE POTENCIA Y DE CONTROL PARA LA PLACA DE PASO DE ABRASIVO EN LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN**

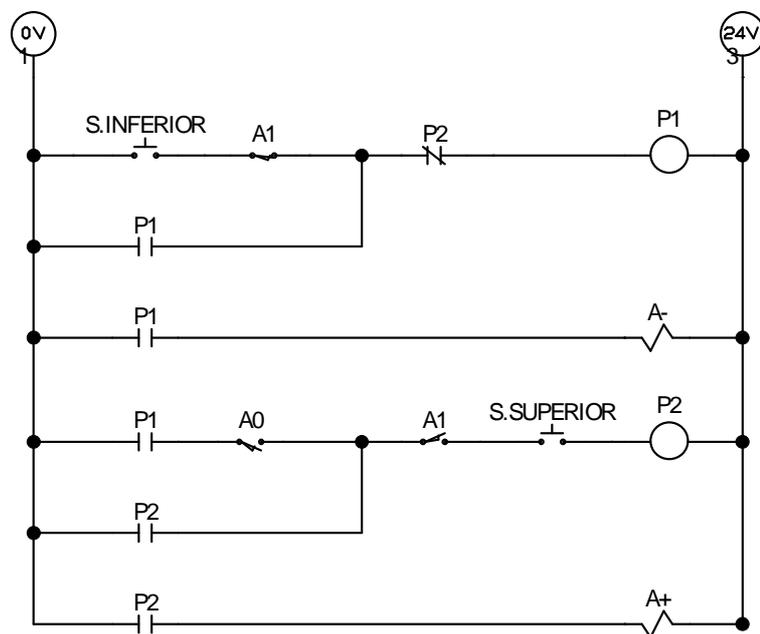
La granalla mineral será depositada en la tolva de alimentación de manera manual, en esta se almacenará hasta que el sistema entre en operación. En la salida inferior de la tolva, existirá una placa guía, que estará unida a un actuador lineal neumático y que servirá como compuerta para el paso del material abrasivo hacia el elevador de cangilones.

La disposición del actuador lineal será de anclajes fijos, en posición vertical y con una carrera de 100 mm según el alto máximo de la placa guía; se coloca dentro de las carcasas de protección.

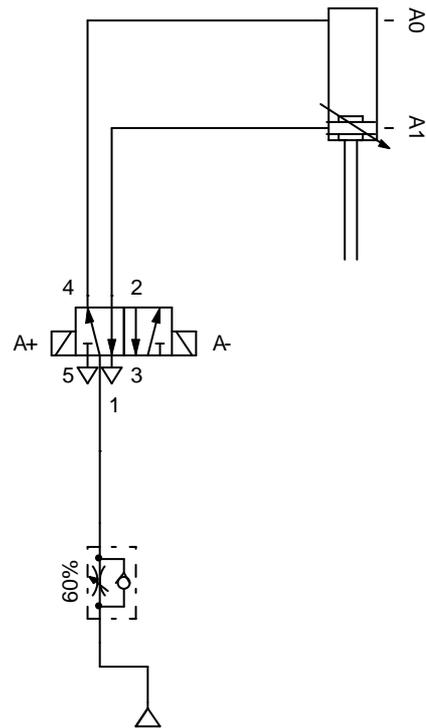
La placa guía se ha de abrir de manera simultánea al inicio de la operación del elevador de cangilones, y se cerrará cuando este se detenga, con el fin de optimizar el proceso y reducir desperdicios. El elemento que controla al motorreductor (elemento que da movimiento al elevador), son los sensores que se encuentran dentro de la tolva de descarga, y por tanto estos también estarán vinculados al elemento de control neumático que manda en el actuador lineal.

En este subcapítulo se realiza el diseño de los circuitos de control y de potencia, además de una selección adecuada del compresor, actuador lineal, así como de la placa guía.

A continuación se indica el circuito del actuador lineal, con su elemento de control, una válvula 5/2 y su vinculación con los sensores de la tolva de descarga.



**Figura 3. 44 - Diagrama de control de compuerta de la tolva de alimentación**



**Figura 3. 45 - Diagrama de potencia de compuerta de la tolva de alimentación**

Dentro del diagrama de control, se representa mediante mandos manuales los sensores que se encuentran dentro de la tolva de descarga.

### **3.1.8.1 Diseño y selección del actuador lineal de paso en la tolva de alimentación**

Este actuador lineal será el encargado de dar la apertura de la granalla mineral almacenada en la tolva de alimentación hacia el elevador de cangilones, cuando reciba la señal en su elemento de control (electroválvula) del sensor de nivel colocado en el interior de la tola de descarga.

El actuador lineal estará acoplado a una placa guía, la cual estará en contacto directo con el material. Estos elementos estarán incorporados dentro de las carcasas

que rodean al elevador de cangilones y se encontrarán en posición vertical. Al estar la carga de entrada en el eje horizontal, el análisis en el vástago del actuador lineal será hecho a flexión.

El actuador lineal debe tener las siguientes características:

- Debe ser capaz de soportar el momento flector, que se presentará en el vástago, por acción del peso de la granalla mineral
- Su longitud de carrera debe ser mayor que la altura de la placa a la cual estará unida.

Se elige un actuador de carrera corta, FESTO, con guías, ya que estas ayudan a soportar el momento flector que se producirá en el vástago del cilindro (en menor carga, debido a los canales guía de la placa adjunta).

Se procede a calcular el diámetro del embolo, en primer lugar se procede a determinar la carga de la placa que estará sujeta al vástago.

$$m = \rho \cdot v$$

Donde:

m: masa de la placa

$\rho$ : densidad de la placa en Acero SAE 1045 = 7.7 kg/m<sup>3</sup>

v: volumen de la placa, siendo las dimensiones las siguientes: a = 0.12 m. b = 0.1 m.

e = 0.005 m

El material seleccionado para la placa compuerta SAE 1045, tiene propiedades mecánicas de resistencia a materiales abrasivos, aún mayores a las del material de la tolva de alimentación.

Reemplazando valores, se tiene que:

$$m = 7.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0.12\text{m} \cdot 0.1\text{m} \cdot 0.005\text{m})$$

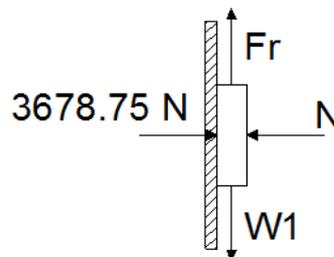
$$m = 4.62 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

Como carga nos da:

$$W1 = (4.62 \times 10^{-4} \text{ kg}) \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W1 = 4.53 \times 10^{-3} \text{ N}$$

Más sin embargo la carga de la granalla mineral sobre la placa, genera una carga adicional, tal como indica la siguiente figura:



**Figura 3. 46 - Diagrama de cuerpo libre de la placa de paso en la tolva de alimentación**

Analizando se determina que la fuerza que se debe incluir en el análisis del diámetro del vástago del émbolo, es la fuerza de rozamiento, por lo tanto:

$$Fr = \mu \cdot N$$

**(Ecuación 3.81)**

Donde:

Fr: fuerza de rozamiento

$\mu$ : coeficiente estático de rozamiento, considerando acero con acero, es igual a 0.15

N: fuerza normal a la superficie = 375 kg = 3678.75 N

Reemplazando valores, se tiene que:

$$Fr = 0.15 \cdot 3678.75$$

$$Fr = 551.812 \text{ N}$$

Ahora se determina la carga total que deberá mover el cilindro:

$$W_T = W_1 + Fr$$

$$W_T = 4.53 \times 10^{-3} \text{ N} + 551.812 \text{ N}$$

$$W_T = 551.817 \text{ N}$$

#### 3.1.8.1.1 Cálculo del diámetro del vástago del actuador lineal

A continuación se expresa las ecuaciones necesarias para determinar el diámetro necesario del vástago.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot FTS}{Pr \cdot \pi}}$$

**(Ecuación 3.82)<sup>78</sup>**

Donde:

D: diámetro del vástago en cm

FTS: fuerza teórica de salida

Pr: presión manométrica en el cilindro = 6 bar

<sup>78</sup> ( )ROLDAN, José, Neumática hidráulica y electricidad aplicada, Ed. Paraninfo, 2da. Ed., 1991, pp48-61

$$F1 = FTS \cdot \mu \cdot \lambda$$

(Ecuación 3.83)<sup>79</sup>

Donde:

F1: fuerza necesaria para realizar el trabajo = 551.817 N = 56.25 kgf

$\mu$ : rendimiento interno del cilindro por rozamiento = 0.9

$\lambda$ : factor de carga, para aceleraciones normales = 0.7

Los coeficientes de rendimiento por rozamiento y de factor de carga fueron tomados del libro de Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada de José Roldán.

De la ecuación 3.83 se puede obtener la fuerza teórica de salida, reemplazando valores se tiene que:

$$FTS = \frac{F1}{\mu \cdot \lambda} = \frac{56.25 \text{ kgf}}{0.9 \cdot 0.7}$$

$$FTS = 89.285 \text{ kgf}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.82, se obtiene el diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 89.285}{6 \cdot \pi}}$$

$$D = 4.352 \text{ cm}$$

Con este valor se ingresa a catálogos y se selecciona el cilindro más idóneo. Se selecciona un Cilindro Compacto FESTO – ADN ISO 21287, con un diámetro de émbolo de 50 mm.

---

<sup>79</sup> Sistemas Hidráulicos y Neumáticos, apuntes de clase

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance											
-	68	121	188	295	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
S1	-	-	-	295	-	754	-	1 870	-	4 712	-
S2	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 524	7 069
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso											
-	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 524	7 069
S1	-	-	-	247	-	633	-	1 681	-	4 417	-
S2	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 524	7 069
Energía máx. de impacto en las posiciones finales											
-	0,07	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8	2,5	3,3
S1	-	-	-	0,3	-	0,7	-	1,3	-	2,5	-
S6	0,035	0,075	0,1	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,75
K10	-	-	0,16	0,24	0,32	0,56	0,8	1	1,4	2	2,6
S20	-	0,016	0,024	0,083	0,15	0,39	0,48	0,62	0,8	0,9	0,95

**Figura 3. 47 - Características técnicas del cilindro FESTO – ADN ISO 21287**

El caso más desfavorable será la subida de la placa, es decir a la entrada del vástago al cilindro.

En el caso del émbolo de 50 mm, la fuerza teórica a 6 bar en la subida es de 1057 N, que es aproximadamente el doble de lo necesitado.

### 3.1.8.1.2 Cálculo de la velocidad admisible de impacto del actuador lineal

Se debe determinar la máxima velocidad de impacto admisible para poder regularse en el actuador, y poder amortiguar la energía cinética existente durante el movimiento, para lo cual es necesario conocer la masa del actuador.

Pesos [g]												
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
Peso con carrera de 0 mm	77	79	131	156	265	346	540	722	1 300	2 154	2 880	
Peso adicional por 10 mm de carrera	12	14	21	23	30	37	51	59	79	98	117	
Masa móvil con carrera de 0 mm	9	15	30	50	60	80	140	180	400	570	1 080	
Masa adicional por 10 mm de carrera	2	4	6	6	9	9	16	16	25	25	39	

**Figura 3. 48 - Peso del cilindro FESTO – ADN ISO 21287**

Se puede apreciar que para el vástago conocido, el cilindro tiene una masa de 540 gr.

Se determina la velocidad de impacto máxima admisible, mediante la siguiente ecuación:

$$V_{adm} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{adm}}{m_{propia} + m_{carga}}}$$

(Ecuación 3.84)<sup>80</sup>

Donde:

$V_{adm}$ : velocidad admisible del impacto

$E_{adm}$ : energía máxima admisible del impacto = 2.8 J.

$m_{propia}$ : masa del actuador = 0.540 kg.

$m_{carga}$ : carga útil móvil = 56.25 kg.

Capacidad máxima de trabajo [J]					
Díámetro del émbolo	32	40	50	63	80
Para amortiguación PPS	1	1,7	2,8	4,8	8

**Figura 3. 49 - Capacidad máxima de trabajo en cilindro FESTO – ADN  
ISO 21287**

Reemplazando valores, se tiene que:

$$V_{adm} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2.8}{0.54 + 56.25}}$$

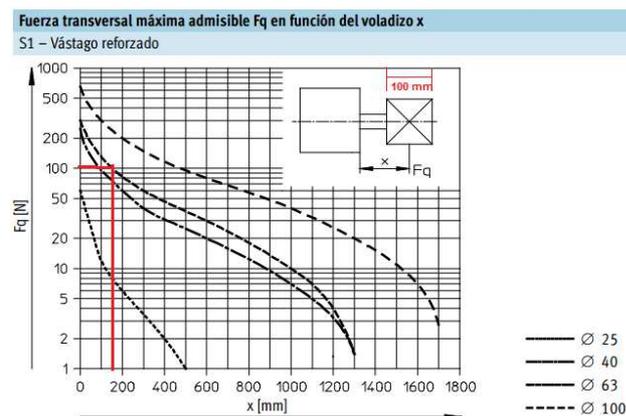
$$V_{adm} = 0.314 \text{ m/s}$$

<sup>80</sup> () ROLDAN, José, Neumática hidráulica y electricidad aplicada, Ed. Paraninfo, 2da. Ed., 1991, pp48-61

### 3.1.8.1.3 Cálculo de la carga máxima transversal que soporta el vástago del actuador lineal

Como ya se mencionó el vástago al tener una carga transversal aplicada en su extremo, este sufrirá únicamente un esfuerzo por flexión. Se analizará la sección para la carga máxima, pero cabe aclarar que la placa anexa al vástago, está sobre canales guía que aseguran su movimiento lineal y recibirán la mayor parte de la carga.

Mediante la siguiente gráfica, proporcionada por FESTO, se determina la máxima carga transversal que puede soportar este cilindro.



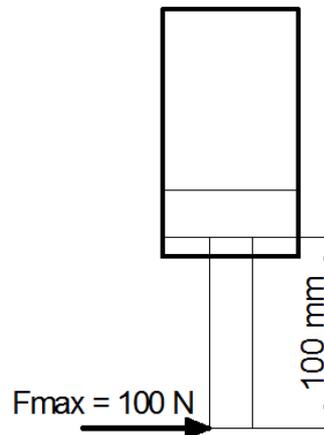
**Figura 3. 50 - Diagrama de fuerza transversal admisible en cilindro  
FESTO – ADN ISO 21287**

Para la distancia del voladizo, se toma en cuenta la carrera total del vástago del actuador lineal, es decir 100 mm, más la distancia al centroide de la placa, 50 mm, por tanto son 150 mm, para ingresar en la gráfica.

Por lo tanto la máxima carga transversal que puede soportar el cilindro será de 100 N. Eso quiere decir que de la carga aplicada transversalmente, la placa, así como sus canales guía deberán soportar 451.817 N, que es la diferencia.

### 3.1.8.1.4 Carga transversal del vástago del actuador lineal

Se procede a calcular el momento de inercia máximo que puede tener la sección del vástago, para que no se produzca un momento cortante.



**Figura 3. 51 - Ilustración de carga transversal en vástago del actuador lineal**

Se usa la Teoría de Euler-Bernoulli, para la flexión, esta aplicada a una barra de sección circular, nos da que:

$$\sigma = \frac{M_f \cdot c}{I}$$

**(Ecuación 3.85)<sup>81</sup>**

Donde:

$M_f$ : momento flector

$c$ : Distancia entre el eje neutro y la fibra más exterior de la sección transversal del vástago

$I$ : momento de inercia de la sección

<sup>81</sup> () BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.228

Pero como:

$$S = \frac{I}{c}$$

**(Ecuación 3.86)<sup>82</sup>**

Donde:

S: módulo elástico de la sección

Aplicando las propiedades de la sección circular, queda que:

$$\sigma = \frac{Mf \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

**(Ecuación 3.87)**

El momento flector, de la sección circular se obtiene con:

$$Mf = \frac{F \cdot L}{4}$$

**(Ecuación 3.88)<sup>83</sup>**

Donde:

F: fuerza máxima transversal aplicada = 100 N

L: longitud de flexión = 0.15 m.

Reemplazando valores:

$$Mf = \frac{100 \cdot 0.15}{4}$$

$$Mf = 3.75 \text{ N.m}$$

Reemplazando en la ecuación 3.87, queda que:

---

<sup>82</sup> () SHIGLEY Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, 5ta. Edición, pp363

<sup>83</sup> () BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.902

$$\sigma = \frac{3.75 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 32}{\pi \cdot 0.05 \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 305.577 \text{ KPa}$$

Que resulta ser el valor máximo que puede soportar transversalmente el vástago.

### 3.1.8.2 Análisis de la placa guía de paso de la tolva de alimentación

#### 3.1.8.2.1 Cálculo del esfuerzo máximo a flexión que genera la carga

Se realiza un análisis de flexión en placas planas, con el fin de asegurar que el espesor y material seleccionados para la placa son los correctos y no se presente este tipo de falla, que es la más crítica.

Se realizará un cálculo del esfuerzo máximo aplicado en la placa, teniendo en cuenta la carga máxima que puede soportar el vástago del actuador lineal.

$$P2 = 451.817 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \frac{P2}{c}$$

**(Ecuación 3.89)<sup>84</sup>**

Donde:

$\sigma_2$ : esfuerzo máximo de flexión otorgado por la carga

P2: carga máxima aplicada en la placa plana

c: distancia al plano medio = 0.06 m, 0.05 m.

Reemplazando valores, da:

---

<sup>84</sup> () BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.622

$$\sigma_2 = \frac{451.817 \text{ N}}{0.06 \text{ m} \cdot 0.05 \text{ m}}$$

$$\sigma_2 = 150.605 \text{ KPa}$$

### 3.1.8.2.2 Cálculo del esfuerzo máximo a flexión que soporta la placa guía

Ahora se procede a calcular el esfuerzo máximo a flexión, que puede soportar la placa, para lo cual se utilizará la teoría de placas de Love-Kirchhoff.

Se debe aclarar que la placa solamente, tendrá un grado de libertad, condición de estudio para la flexión.

Las características de la placa son las siguientes: Acero SAE 1045 (apto para soportar el material abrasivo), Dimensiones 100 x 120 x 5 mm.

A continuación se detallan las ecuaciones necesarias para realizar el análisis de flexión en placas en placas planas, según la teoría señalada.

$$\sigma_x = \frac{M_x \cdot z}{I_b}$$

**(Ecuación 3.90)**

Donde:

$\sigma_x$ : esfuerzo máximo realizado en el eje x

$M_x$ : momento flector por unidad de ancho

$z$ : distancia de la superficie al plano medio de la placa = 2.5 mm.

$I_b$ : segundo momento de área por unidad de ancho.

$$I_b = \frac{h^3}{12}$$

**(Ecuación 3.91)**

Donde:

\*Ecuación de inercia para placas planas

h: espesor de la placa = 5 mm

$$M_x = -D \cdot \left( -\frac{1}{dx} - \mu \cdot \frac{1}{dy} \right)$$

**(Ecuación 3.92)<sup>85</sup>**

Donde:

D: factor de rigidez flexional en placas

dx: longitud de la placa en el eje de las  $x = 0.10$  m.

dy: longitud de la placa en el eje de las  $y = 0.12$  m.

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)}$$

**(Ecuación 3.93)<sup>86</sup>**

Donde:

E: módulo de Young = 210000 MPa

$\mu$ : coeficiente de Poisson = 0.30

Reemplazando valores en la ecuación 3.93, se tiene que:

$$D = \frac{210000 \cdot 5^3}{12(1 - 0.30^2)}$$

$$D = 2403.846 \text{ N.m}$$

<sup>85</sup> () BEER, Ferdinand; JOHNSTON, Rusell, Mecánica de Materiales, 3ra. Edición, pp.652

<sup>86</sup> ()PATANELLA, Alejandro; ACTIS, Estructuras III, Placas planas rectangulares de espesor delgado, 2008, pp5

Sustituyendo el factor de rigidez flexional “D” en la ecuación 3.92, se tiene que:

$$M_x = -2403.846 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \left( -\frac{1}{0.1 \text{ m}} - 0.30 \cdot \frac{1}{0.12 \text{ m}} \right)$$

$$M_x = 30048.076 \text{ N}$$

Se procede a hallar el valor de la inercia, con la ecuación 3.91

$$I_b = \frac{5 \text{ mm}^3}{12}$$

$$I_b = 10.416 \text{ mm}^3$$

Finalmente se reemplazan los valores en la ecuación 3.90 para determinar el esfuerzo realizado en la placa:

$$\sigma_x = \frac{30048.076 \text{ N} \cdot 2.5 \text{ mm}}{10.416 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_x = 7.211 \text{ MPa}$$

Este valor significa que la placa no va a fallar, ante la situación más crítica a la que está sometida, pues es mucho mayor que el esfuerzo que otorga la carga  $\sigma_2 = 150.605 \text{ KPa}$ .

Teniendo en cuenta el valor hallado, y conociendo que la diferencia de longitudes de la placa, respecto al eje  $x$  e  $y$ , son mínimas, no se procederá al cálculo en  $y$ , debido al alto grado de confiabilidad que otorga el dato anterior.

### 3.1.8.3 Selección del compresor

Para la selección adecuada del compresor del equipo sandblasting, se debe tener en consideración que se utilizará un flujo continuo y se debe realizar el análisis para las consideraciones de aplicación necesarias según la pistola de aplicación externa, pues para la cabina no es necesario este cálculo por utilizar únicamente la fuerza centrífuga.

Las condiciones de salida del aire en la pistola de aplicación son 90 PSI, como presión óptima de trabajo, y un caudal de 10 CFM. Cumpliendo con el requerimiento de preparación superficial, según la norma SSPC 6, idóneo para alcanzar el nivel comercial requerido.

Como primer paso se procede a calcular el diámetro de la tubería de conexión, para lo cual se tiene un estimado de pérdidas de presión en mangueras flexibles de 1 PSI por cada metro, para una longitud de 10 m. de manguera, es decir 32.8 pies.

A continuación se tiene la fórmula que determina la pérdida de presión y de donde se deducirá el diámetro:

$$H_f = 0.000658 \frac{Q^{1.85} \cdot L}{D^5 \cdot P_4}$$

(Ecuación 3.94)<sup>87</sup>

Donde:

$H_f$ : pérdida de presión = 10 PSI

Q: caudal de aire de trabajo = 10 CFM

L: longitud de la tubería = 32.8 ft.

D: diámetro de la tubería en pulgadas

<sup>87</sup> ( )CREUS, Antonio, Neumática e Hidráulica, Ed. Alfaomega, México, 2007, pp144

$P_4$ : presión inicial en la tubería = 90 PSI

Despejando la ecuación, se tiene que:

$$D = \left[ 0.000658 \frac{Q^{1.85} \cdot L}{H_f \cdot P_4} \right]^{1/5}$$

(Ecuación 3.95)

Reemplazando se tiene que:

$$D = \left[ 0.000658 \frac{10^{1.85} \cdot 32.8}{10 \cdot 90} \right]^{1/5}$$

$$D = 0.271 \text{ plg}$$

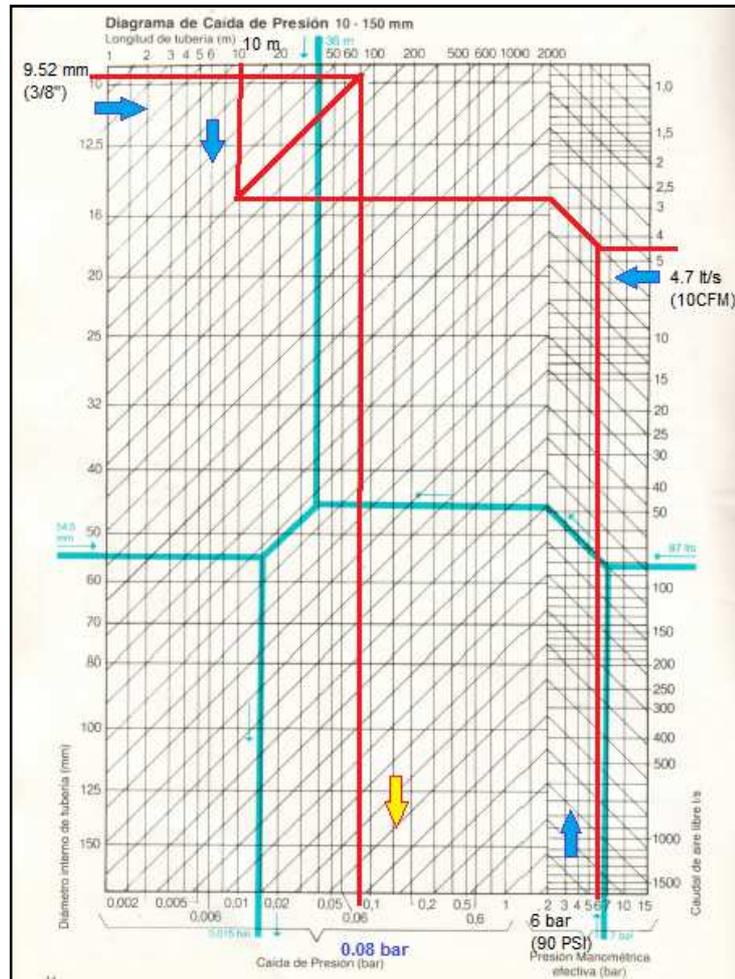
Por lo tanto la tubería seleccionada será la inmediata superior, de acuerdo con la siguiente tabla:

**Tabla 3. 16 - Tamaños de manguera para transmisión de aire comprimido**

TAMAÑOS DE MANGUERA RECOMENDADOS, EN PULGADAS, PARA LA TRANSMISIÓN DE AIRE COMPRIMIDO  
A UNA PRESIÓN DE 80 A 125 PSI MANOMÉTRICAS

VOLUMEN DE AIRE CPM	TIPOS DE HERRAMIENTAS NEUMÁTICAS	LONGITUD DE MANGUERA, FT.		
		0-25	25-50	50-200
0-15	PISTOLAS ATOMIZADORAS			
	TALADROS DE 1/4 DE PULGADA MARTILLOS NEUMÁTICOS APRIETA TUERCAS NEUMÁTICO DE PERC. DE 3/8 DE PULG.	5/16	3/8	1/2
15-30	TALADROS DE 5/16-1/2 PULG.			
	APRIETA TUERCAS NEUMÁTICO DE PERC. DE 5/8 DE PULG. MARTILLOS NEUMÁTICOS TALADROS PARA ROCA DE 15 Lb	3/8	1/2	1/2
30-60	TALADROS DE 5/8-1 PULG.			
	APRIETA TUERCAS NEUMÁTICO DE PERC. DE 3/4 DE PULG. TRITURADORES LIGEROS PISTOLAS PARA REMACHAR EXCAVADORES DE ARCILLA APISONADORES DE TERRAPLÉN VIBRADORES DE CONCRETO, PEQUEÑOS HERRAMIENTAS PARA DEMOLICIÓN LIGERAS Y MEDIANAS TALADROS DE ROCA DE 25 Lb.	1/2	3/4	3/4
60-100	TALADROS DE 1-2 PULG.			
	APRIETA TUERCAS NEUMÁTICO DE PERC. DE 1 1/4-1 3/4 PULG. TRITURADORES PESADOS VIBRADORES DE CONCRETO, GRANDES BOMBAS PARA LODOS TALADROS PARA ROCA DE 35 A 55 Lb. HERRAMIENTAS PARA DEMOLICIÓN, PESADAS	3/4	3/4	1
100-200	MALACATES Y GRUAS			
	ARRASTRADORES TALADROS DE VAGONETA TALADROS PARA ROCA DE 75 Lb	1	1	1 1/4

De acuerdo al caudal utilizado y la longitud de la manguera, el diámetro de tubería seleccionado debe ser de 3/8 inches (pulgadas). Por lo tanto y para corroborar la pérdida en la tubería, se utilizará la siguiente gráfica; se considerará aceptable si la diferencia es menor o igual al 20% previsto.



**Figura 3. 52 - Diagrama de caída de presión**<sup>88</sup>

En la figura las líneas de color azul son una guía seguir, en tanto que las líneas de color rojo son los datos de cálculo.

Siguiendo el diagrama, se obtiene una caída de presión de 0.08 bar, lo que equivale a 1.160 PSI. Por tanto se acepta el diámetro de tubería seleccionado.

<sup>88</sup> () ATLAS COPCO, Aire Comprimido, Guía de Instalación, Quito, 1986, pp14

Ahora que se conoce el diámetro de la tubería que se va a utilizar, se procede a determinar la capacidad del compresor para el equipo sandblasting.

Sabiendo que el equipo va a operar en la ciudad de Quito, se debe determinar la presión atmosférica a 2850 msnm, para lo cual se ingresa en la siguiente tabla:

**Tabla 3. 17 - Presiones atmosféricas a diferentes elevaciones<sup>89</sup>**

ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR (FT)	PRESION ATMOSFERICA (PSI)	LECTURA BAROMETRICA (") Hg	DENSIDAD RELATIVA DE LA AIRE
0	14.69	29.92	1.000
500	14.42	29.38	0.981
1,000	14.16	29.86	0.964
1,500	13.91	28.33	0.947
2,000	13.66	27.82	0.930
2,500	13.41	27.31	0.913
3,000	13.16	26.81	0.896
3,500	12.92	26.32	0.880
4,000	12.68	25.84	0.864
4,500	12.45	25.36	0.848
5,000	12.22	24.89	0.832
5,500	11.99	24.43	0.816
6,000	11.77	23.98	0.799
6,500	11.55	23.53	0.786
7,000	11.33	23.09	0.774
7,500	11.12	22.65	0.758
8,000	10.91	22.22	0.739
8,500	10.70	21.80	0.728
9,000	10.50	21.38	0.715
9,500	10.30	20.98	0.701
10,000	10.10	20.58	0.687
10,500	9.90	20.18	0.674
11,000	9.71	19.75	0.661
11,500	9.52	19.40	0.648
12,000	9.34	19.03	0.636

Como se puede apreciar la tabla se encuentra en unidades inglesas, por lo tanto se debe realizar una conversión de unidades antes de obtener el valor de la tabla. 2850 msnm equivale a 9350 pies de altura.

Se tomará el valor de 9500 pies, con lo cual se determina la presión atmosférica de 10.30 PSI

A continuación se presenta la fórmula necesaria para poder hallar la capacidad del compresor:

<sup>89</sup> () ATLAS COPCO, Compressed Air Manual, Sweden, 1998, pp76

$$F = \frac{V_4}{V_4'} = \left[ \frac{P_{ao} \cdot (P_{4g} + P_{az})}{P_{az} \cdot (P_{4g} + P_{ao})} \right]$$

(Ecuación 3.96)<sup>90</sup>

Donde:

F: factor de compensación por altura.

V<sub>4</sub>: volumen de aire comprimido a nivel del mar, en CFM.

V<sub>4'</sub>: Volumen de aire comprimido en Quito, en CFM.

P<sub>ao</sub>: presión atmosférica a nivel del mar = 14.7 PSIA

P<sub>az</sub>: presión atmosférica en Quito = 10.30 PSIA

P<sub>4g</sub>: presión relativa de descarga en Quito = 90 PSIG

Reemplazando valores:

$$F = \left[ \frac{14.7 \cdot (90 + 10.3)}{10.3 \cdot (90 + 14.7)} \right]$$

$$F = 1.36$$

Este valor de compensación será multiplicado por el gasto de aire en la pistola de aplicación, es decir 10 CFM.

$$\text{Cap1} = 1.36 \cdot 10 \text{ CFM}$$

$$\text{Cap1} = 13.6 \text{ CFM}$$

Como último paso de cálculo, previo a la selección del compresor en catálogo, se determinará la potencia mínima necesaria para la operación del compresor.

Para este caso se utilizará la siguiente fórmula:

---

<sup>90</sup> () CREUS, Antonio, Neumática e Hidráulica, Ed. Alfaomega, México, 2007, pp215

$$W = \frac{k}{1-k} \cdot P_1 \cdot Q \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]$$

(Ecuación 3.97)<sup>91</sup>

Donde:

W: potencia del motor del compresor en HP

k: constante de calores específicos = 1.4

P1: presión de descarga = 6.2 bar (90 PSI)

P2: presión real de salida = 5.52 bar

Q: caudal de operación = 13.5 CFM = 0.3851 m<sup>3</sup>/min

Reemplazando valores, se tiene que:

$$W = \frac{1.4}{1-1.4} \cdot 6.2 \cdot 0.3851 \cdot \left[ \left( \frac{5.52}{6.2} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} - 1 \right]$$

$$W = 2.69 \text{ HP}$$

Por lo tanto el compresor seleccionado, deberá tener, incluyendo las pérdidas en el sistema, una potencia de 3 HP, para poder realizar el trabajo.

Como ya se tiene las características técnicas del equipo, se debe entrar a catálogos para poder escoger el más indicado, pero antes de esto se presenta las características del tipo de compresor, es decir se elegirá un compresor de desplazamiento positivo, reciprocante, y que no tenga lubricación por aceite, es decir de pistón. Se asumen estas características debido a que un compresor de

<sup>91</sup> () CREUS, Antonio, Neumática e Hidráulica, Ed. Alfaomega, México, 2007, pp221

características superiores es mucho más costoso, y para el propósito, en el mercado existen equipos que cubren las necesidades planteadas a un costo no tan oneroso.

Del catálogo de compresores de CENTRALAIR, se escoge el Modelo CA-TREND50/3M, que tiene un cilindro de 50 lt. De capacidad. (ver anexo B)

### **3.1.9 SELECCIÓN DE DIVERSOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL EQUIPO SANDBLASTING**

En esta sección se contempla la especificación de ciertos elementos que complementan el equipo sandblasting, como son las carcasas de protección del elevador de cangilones, así como de la cabina, también se considera los pernos de anclaje de los elementos constitutivos y finalmente la selección del distribuidor que se encuentra en la salida de la tolva de descarga.

#### **3.1.9.1 Selección de las carcasas de protección**

Las carcasas tienen la función de encerrar los elementos más importantes del equipo sandblasting, como son la cabina y el elevador de cangilones para evitar dañar al operador y disminuir pérdidas por desperdicio del material abrasivo.

Para seleccionar el material de estas carcasas se toma en cuenta el desgaste al que estarán expuestas y el costo de los materiales, por ello se escoge láminas de Acero al manganeso 12M y en su parte interna (de contacto con el abrasivo), se recomienda aplicar un recubrimiento de poliuretano elastomérico, que es un producto de TAPCO INC. Con el fin de alargar la vida útil de las carcasas.

### **3.1.9.2 Selección de los pernos de anclaje**

En este caso los pernos de anclaje no tendrán mayor función que sujetar los distintos elementos sueltos como son las carcasas,

Por ello se ha seleccionado un perno que trabaje mejor cuando está en contacto con elementos metálicos, se escoge un perno MT 1.6 x 0.5 ±0.3 mm, constituido en acero al carbono, de cabeza hexagonal. Su tipo es de anclaje de tornillo para acero.

### **3.1.9.3 Selección del distribuidor**

El elemento distribuidor será el encargado de controlar el paso de material abrasivo, sea a la cabina o a una toma de aplicación externa. A través de este elemento se puede dar mayor o menor paso del material abrasivo según se requiera, tanto en cabina como en la aplicación externa (que servirá para un mayor uso en una unidad de mantenimiento y transporte). Este elemento posee válvulas de control manual para dicho propósito.

Se selecciona un distribuidor de aplicación sencilla, es una válvula tipo pantalón de una entrada dos salidas con compuerta de guillotina de operación manual construida en acero al carbón. Marca Screw Conveyor de México SA



**Figura 3. 53 - Ilustración del distribuidor con compuerta de mando manual**

## **3.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO**

Con el fin de extraer el polvo y partículas contaminantes, que quedan esparcidas en el aire, producto de la aplicación de la granalla mineral de escoria de cobre sobre las superficies a ser preparadas, se realizará el diseño de un sistema de extracción de polvo, para minimizar los riesgos al operador y mejorar el ambiente de trabajo.

### **3.2.1 PARTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO**

Este sistema está conformado por una campana de extracción, un ducto de conducción del aire contaminado, un ciclón, y un ventilador. También se considera la estructura de soporte de todos los elementos. Todos los elementos constitutivos se encuentran en el anexo A

### 3.2.2 DISEÑO DE LA CAMPANA EXTRACTORA

La campana extractora a ser utilizada, va en función del tipo de contaminante y del lugar a ser colocado teniendo en cuenta un lugar abierto al ambiente. Para este caso lo mejor será utilizar una campana de tipo: Librementemente Suspendida (Anexo B), rectangular de canto con brida; la brida es necesaria para captar de mejor manera el aire contaminado, por la posible existencia de corrientes de aire en el área de trabajo.

El fabricante de campanas recomienda determinar un factor de dimensión para corroborar el uso de una campana según la granulometría del polvo contaminado.

Factor de dimensión para granulometrías hasta 15  $\mu\text{m}$ :

$$\frac{H}{L} \geq 0.2$$

(Ecuación 3.98)<sup>92</sup>

Donde:

H: ancho de la campana de extracción.

L: longitud de la boca de la campana de extracción.

Los valores de H y L fueron obtenidos del catálogo de campanas para industria cementera (referencia), también aplicables en este caso debido a la granulometría similar de polvo usada en su diseño. El caudal será comprobado más adelante.

H = 540 mm

L = 740 mm

Q = 2000 m<sup>3</sup>/h (mínimo, recomendado)

<sup>92</sup> (TEKA Industrial, Catálogo de Campanas Industriales, Perú, 2011, pp62-68

$$\frac{540}{740} \geq 0.2$$

$$0.7353 \geq 0.2$$

Se acepta los valores tomados pues se comprobó el factor de dimensión.

### 3.2.2.1 Cálculo del caudal necesario

El sistema de extracción de polvo está unido a un ventilador que es el elemento que genera un caudal tal que extrae las partículas de polvo que están suspendidas en el aire. A continuación se determina el caudal necesario para lograr este fin.

$$Q = 2750 \cdot V(10d^2 + A)$$

(Ecuación 3.99)<sup>93</sup>

Donde:

Q: caudal necesario requerido por la campana (m<sup>3</sup>/h)

2750: factor de conversión, incluye la brida

V: velocidad de entrada de las partículas a la campana = 0.03 m/s

d: distancia focal al punto de operación = 2 m

A: área de apertura de la campana = H x L = 0.54 x 0.74 = 0.4 m<sup>2</sup>

Para poder obtener el valor “V” de la velocidad de captura en la campana, se toma en cuenta la fragmentación de la granalla mineral, después del proceso de granallado, se fija en aproximadamente 15 micras el tamaño más pequeño residual y teniendo en cuenta la densidad que es de 3.6 g/cm<sup>3</sup>, se ingresa a tabla de velocidades

<sup>93</sup> () TEKA Industrial, Catálogo de Campanas Industriales, Perú, 2011, pp44

para partículas (referencia), logrando obtener el valor de 0.03 m/s (valor exclusivo para cálculos).

La distancia “d” se tomó en cuenta dado las recomendaciones de catálogo.

Con todos estos valores se puede obtener el caudal necesario. Reemplazando valores, da:

$$Q = 2750 \cdot 0.03 \frac{\text{m}}{\text{s}} (10 \cdot 2\text{m}^2 + 0.4\text{m}^2)$$

$$Q = 3333 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Cambiando de unidades, el caudal es:

$$Q = \frac{3333 \text{ m}^3/\text{h}}{3600}$$

$$Q = 0.926 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Del mismo catálogo se recomienda utilizar un espesor de 3 mm, para la fabricación de la campana con acero ASTM A36.

### 3.2.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL DUCTO DE EXTRACCIÓN

A continuación se determina el diámetro interno del ducto, para lo cual es necesario utilizar el caudal obtenido para la campana extractora, y la velocidad de transporte medio para polvo particulado 20 m/s (referencia), según recomienda el fabricante de campanas, este valor es exclusivo para cálculos.

$$Q = V \cdot A$$

(Ecuación 3.100)<sup>94</sup>

Donde:

Q: caudal necesario en el ducto de extracción = 0.926 m<sup>3</sup>/s

V: velocidad de transporte medio = 20 m/s

A: área transversal del ducto

$$A = \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4}$$

(Ecuación 3.101)

Donde:

$\Phi$ : diámetro interno del ducto

Reemplazando la ecuación 3.101 en la 3.100, se tiene:

$$\Phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}}$$

(Ecuación 3.102)

Reemplazando valores se obtiene el valor del diámetro interno del ducto:

$$\Phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.926 \text{ m}^3/\text{s}}{20 \text{ m/s} \cdot \pi}}$$

$$\Phi = 0.243 \text{ m}$$

Una vez obtenido el diámetro necesario para el trabajo, se procede a seleccionar el tipo de ducto, en base al parámetro obtenido y al tipo de partículas a aspirar.

---

<sup>94</sup> ( )UBA, Cálculo de conductos de sistemas de ventilación localizada por extracción, Buenos Aires, 2008, Cap3

**Tabla 3. 18 - Listado de alternativas para selección de ducto**

A	Tubo flexible de aspiración PVC   J-PLAST 2-1 Manguera PU
B	Tubo flexible de poliuretano antiestático J-PLAST 2-3 Manguera PU con alambre de cobre
C	Tubo flexible de poliuretano a prueba de abrasión J-FLEX 1-3 PU M
D	Tubo flexible FLEX FR PU HOSE
E	Tubo flexible de aspiración DN PVC 341

**Tabla 3. 19 - Matriz de decisión para selección del ducto**

TIPO DE DUCTO	ANTIESTATICO	RESISTENCIA A LA ABRASIÓN	RADIO DE CURVATURA	PESO
PVC J-PLAST 2-1	NO	SI	Flexible	Ligero
Poliuretano J-PLAST 2-3 con alambre de cobre	SI	SI	Flexible	Ligero
Poliuretano J-FLEX 1-3 PU M	NO	SI	Limitado	Normal
FLEX FR PU HOSE	SI	SI	Limitado	Normal
PVC DN 341	SI	NO	Limitado	Normal

Analizando los parámetros de la matriz, la mejor opción es la B, Tubo flexible de poliuretano antiestático J-PLAST 2-3 Manguera PU con alambre de cobre, que además en sus características consta de una pared interior lisa, ideal para optimizar las propiedades del flujo.

### 3.2.4 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CICLÓN

Para poder seleccionar el ciclón, es necesario especificar el tipo, sabiendo que existen tres tipos: Ciclones de Alta Eficiencia, Ciclones de Alta Capacidad y Ciclones Convencionales; se escoge el Ciclón Convencional, debido a que este es el

que menos pérdidas de presión presenta. Además es capaz de remover partículas de hasta 5  $\mu\text{m}$ , con una eficiencia del 75%, y partículas de hasta 20 $\mu\text{m}$  con un 95% de eficiencia, ideal para este proceso.

Otro factor importante para escoger este tipo de ciclón es lo económico pues un ciclón de alta eficiencia es aproximadamente 45% más costoso que uno convencional, dejando de lado el incremento en el costo operativo por cantidad de energía empleada.

De la tabla 3<sup>95</sup>, se selecciona un ciclón Swift. Decisión de diseño

#### 3.2.4.1 Cálculo del diámetro del ciclón

Para este cálculo se debe seleccionar una velocidad teórica de entrada del aire al ciclón, que se encuentra en el intervalo de 15.2 a 27.4 m/s. Para este caso siendo un ciclón convencional, se recomienda una velocidad de 20 m/s.

$$V_c = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se determina el área del ducto de entrada al ciclón, empleando la siguiente ecuación:

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

**(Ecuación 3.103)<sup>96</sup>**

Donde:

$A_c$ : área de entrada al ciclón en  $\text{m}^2$

<sup>95</sup> () Echeverri, Alberto, Diseño óptimo de ciclones, Medellín, 2006, pp5

<sup>96</sup> ()Echeverri, Alberto, Diseño óptimo de ciclones, Medellín, 2006, pp6

Reemplazando valores da:

$$Ac = \frac{0.926 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{20 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$Ac = 0.046 \text{ m}^2$$

Según la tabla referida con anterioridad para poder obtener las dimensiones del ciclón se emplean factores recomendados según el fabricante, que serán utilizados para determinar la altura y ancho de entrada al ciclón

$$a = 0.5 \cdot Dc$$

**(Ecuación 3.104)**

$$b = 0.25 \cdot Dc$$

**(Ecuación 3.105)**

Donde:

a: altura de entrada al ciclón en m

b: ancho de entrada al ciclón en m

Dc: diámetro del ciclón en m

Estas dos ecuaciones pueden relacionarse con el área de manera directa

$$(0.5Dc) \cdot (0.25Dc) = Ac$$

Despejando se obtiene una ecuación para determinar el diámetro del ciclón

$$Dc = \sqrt{\frac{Ac}{0.5 \cdot 0.25}}$$

**(Ecuación 3.106)**

Reemplazando valores da:

$$D_c = \sqrt{\frac{0.046 \text{m}^2}{0.5 \cdot 0.25}}$$

$$D_c = 0.609 \text{ m}$$

Ahora utilizando las relaciones recomendadas, de la tabla referida, se pueden encontrar las dimensiones del ciclón

Altura de entrada al ciclón, utilizando la ecuación 3.104

$$a = 0.5 \cdot 0.609$$

$$a = 0.304 \text{ m}$$

Ancho de entrada al ciclón, utilizando la ecuación 3.105

$$b = 0.25 \cdot 0.609$$

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

Altura de salida (S):

$$S = 0.6 \cdot D_c$$

$$S = 0.6 \cdot 0.609$$

$$S = 0.365 \text{ m}$$

Diámetro de salida (Ds):

$$D_s = 0.5 \cdot D_c$$

$$D_s = 0.304 \text{ m}$$

Altura parte cilíndrica (h1):

$$h_1 = 1.75 \cdot D_c$$

$$h_1 = 1.75 \cdot 0.609$$

$$h_1 = 1.065 \text{ m}$$

Altura parte cónica (z):

$$z = 2.0 \cdot D_c$$

$$z = 2.0 \cdot 0.609$$

$$z = 1.217 \text{ m}$$

Altura total del ciclón (Hh):

$$H_h = 3.75 \cdot D_c$$

$$H_h = 3.75 \cdot 0.609$$

$$H_h = 2.282 \text{ m}$$

Diámetro salida de partículas, base del como (B):

$$B = 0.4 \cdot D_c$$

$$B = 0.4 \cdot 0.609$$

$$B = 0.243 \text{ m}$$

Factor de configuración (G), da la tabla:

$$G = 381.79$$

Número de cabezas de velocidad, da la tabla (NH):

$$NH = 8$$

Número de vórtices (N)

$$N = 5.5$$

Analizando los datos obtenidos, el diámetro del ciclón es menor a un metro, por tanto para el trabajo es necesario un solo ciclón.

### 3.2.4.2 Cálculo de la eficiencia del ciclón

Para realizar este cálculo se hace necesario determinar varias condiciones que se presentan en el ciclón. Como primera condición se debe determinar si existe suspensión de partículas al interior del ciclón, para ello se usará la siguiente ecuación:

#### 3.2.4.2.1 Cálculo de la velocidad equivalente

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot g \cdot \mu \cdot (\rho_p - \rho_1)}{3 \cdot \rho_1^2}}$$

(Ecuación 3.107)<sup>97</sup>

Donde:

W: velocidad equivalente en m/s

g: gravedad = 9.81 m/s<sup>2</sup>

$\rho_p$ : densidad de la partícula = 3600 kg/m<sup>3</sup>

$\rho_1$ : densidad del gas portador = 0.9355 kg/m<sup>3</sup>

$\mu$ : viscosidad el gas portador = 0.045 lb/ft\*h = 1.861 x 10<sup>-5</sup> kg/m\*s

La densidad de la partícula se refiere a la densidad del la granalla mineral. La densidad del gas portador así como su densidad, son valores en la ciudad de Quito, 2800 msnm a 25°C.

Reemplazando valores da:

---

<sup>97</sup> ( )PERRY;CHILTON, Manual del ingeniero químico, Ed. Mc Graw Hill, México, 1986, pp2-12

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9.81 \cdot (1.861 \times 10^{-5}) \cdot (3600 - 0.9355)}{3 \cdot 0.9355^2}}$$

$$W = 1 \text{ m/s}$$

### 3.2.4.2.2 Cálculo de la velocidad de saltación

Para este cálculo se emplea la siguiente ecuación:

$$VS = \frac{4.913 \cdot W \cdot Kbb^{0.4} \cdot Dc^{0.067} \cdot \sqrt[3]{Vc^2}}{\sqrt[3]{1 - Kbb}}$$

(Ecuación 3.108)<sup>98</sup>

Donde:

VS: velocidad de saltación en m/s

Vc: velocidad de entrada del gas al ciclón = 20 m/s

Kbb: relación del ancho de entrada vs diámetro del ciclón = 0.25

Reemplazando valores da:

$$VS = \frac{4.913 \cdot 1 \cdot 0.25^{0.4} \cdot 0.609^{0.067} \cdot \sqrt[3]{20^2}}{\sqrt[3]{1 - 0.25}}$$

$$VS = 22.141 \text{ m/s}$$

### 3.2.4.2.3 Relación entre velocidades

$$\frac{Vc}{VS} = \frac{20}{22.141} = 0.903$$

<sup>98</sup> () PERRY;CHILTON, Manual del ingeniero químico, Ed. Mc Graw Hill, México, 1986, pp2-14

Analizando este valor, como  $V_c/VS < 1.35$ , se determina que no existe resuspensión del material particulado.

Ya existe la seguridad que no existe resuspensión de las partículas, por lo tanto se puede proseguir en el cálculo de la eficiencia del ciclón. Para ello se necesita determinar el factor de configuración, el tiempo de relajación y el exponente de vórtice.

Cabe mencionar que el factor de configuración ya lo da el fabricante de ciclones en este caso es  $G = 381.79$

#### 3.2.4.2.4 Cálculo del exponente de vórtice

$$\eta = 1 - (1 - 0.67 \cdot Dc^{0.14}) \cdot \left(\frac{T}{283}\right)^{0.3}$$

**(Ecuación 3.109)**

Donde:

$\eta$ : exponente del vórtice (adimensional)

T: temperatura del gas, aire =  $25^\circ\text{C} = 298.15^\circ\text{K}$

Reemplazando valores da:

$$\eta = 1 - (1 - 0.67 \cdot 0.609^{0.14}) \cdot \left(\frac{298.15}{283}\right)^{0.3}$$

$$\eta = 0.619$$

#### 3.2.4.2.5 Cálculo del tiempo de relajación de las partículas

$$t_1 = \frac{\rho_p \cdot D_{pt}^2}{18 \cdot \mu}$$

**(Ecuación 3.109)<sup>99</sup>**

Donde:

$\rho_p$ : densidad de la partícula =  $3.6 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

Dpt: diámetro de la partícula =  $1.5 \times 10^{-7} \text{ m}$

$\mu$ : viscosidad del gas =  $1.861 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^*\text{s}$

El valor del diámetro de la partícula, se toma como valor mínimo que puede recolectar este tipo de ciclón.

Reemplazando valores da:

$$t_1 = \frac{(3.6 \times 10^3) \cdot (1.5 \times 10^{-7})^2}{18 \cdot (1.861 \times 10^{-5})}$$

$$t_1 = 2.418 \times 10^{-3} \text{ seg}$$

#### 3.2.4.2.6 Cálculo de la eficiencia fraccional por intervalos de tamaño

Debido a que la concentración de partículas producto de la operación con granalla mineral supera los  $2.0 \text{ g/m}^3$ ; se hallará una eficiencia, la misma que será corregida.

$$\eta_i = 1 - e^{\left[ -2 \cdot \left[ \frac{G \cdot t_1 \cdot Q \cdot (\eta + 1)^{\frac{0.5}{\eta + 1}}}{D_c^3} \right] \right]}$$

**(Ecuación 3.110)**

Donde:

$\eta_i$ : eficiencia fraccional por intervalos de tamaño

G: factor de configuración del ciclón

t1: tiempo de relajación para cada partícula

<sup>99</sup> () PERRY;CHILTON, Manual del ingeniero químico, Ed. Mc Graw Hill, México, 1986, pp2-15

Q: caudal del gas

$\eta$ : exponente del vórtice del ciclón

Reemplazando todos los valores resulta que:

$$\eta_i = 1 - e^{\left[ -2 \cdot \left[ \frac{381.79 \cdot (2.418 \times 10^{-3}) \cdot 0.926 \cdot (0.619 + 1)}{0.609^3} \right]^{\frac{0.5}{0.619 + 1}} \right]}$$

$$\eta_i = 0.97$$

Al aumentar la concentración de partículas, crece la eficiencia de captación según:

$$\frac{100 - \eta_i}{100 - \eta_2} = \left( \frac{C_2}{C_1} \right)^{0.182}$$

**(Ecuación 3.111)<sup>100</sup>**

Donde:

$\eta_i$ : es la eficiencia hallada previamente en %

C1: toma el valor de 2 g/m<sup>3</sup>, debido al tipo de ciclón

C2: concentración debido a la granalla mineral = 3.6 g/m<sup>3</sup>

Despejando el valor de  $\eta_2$  y reemplazando valores da:

$$\eta_2 = 1 - \left[ \left( \frac{2}{3.6} \right)^{0.182} \cdot (1 - 0.97) \right]$$

$$\eta_2 = 0.973$$

<sup>100</sup> () PERRY;CHILTON, Manual del ingeniero químico, Ed. Mc Graw Hill, México, 1986, pp2-19

### 3.2.4.2.7 Cálculo de la eficiencia total

Para determinar la eficiencia total se debe realizar un estudio de las eficiencias fraccionales por intervalos de tamaño, esta se resume mediante el uso de la siguiente expresión:

$$\eta_T = \sum \eta_2 \cdot m_i$$

Donde:

$\eta_2$ : eficiencia fraccional corregida por intervalos de tamaño

$m_i$ : porcentaje másico por tamaño de partículas

Al ser muchos tamaños de partículas el estudio de estas se presenta mediante la siguiente tabla:

**Tabla 3. 20 - Cálculo de la eficiencia total del ciclón**

Tamaño ( $\mu\text{m}$ )	mi	Dpi ( $\mu\text{m}$ )	Dpi (m)	t1 (seg)	$\eta_i$	$\eta_2$	$\eta_2 \times m_i$	
5	25	12,5	15,0	1,50E-05	2,418E-03	0,9698	0,9729	12,161
25	70	18,0	47,5	4,75E-05	2,425E-02	0,9992	0,9993	17,987
70	110	31,5	90,0	9,00E-05	8,705E-02	1,0000	1,0000	31,499
110	125	12,0	117,5	1,18E-04	1,484E-01	1,0000	1,0000	12,000
125	150	15,5	137,5	1,38E-04	2,032E-01	1,0000	1,0000	15,500
150	180	10,5	165,0	1,65E-04	2,926E-01	1,0000	1,0000	10,500
<b>Eficiencia Total</b>							<b>99,647</b>	

Se obtuvo una eficiencia del 99.647 % del ciclón para partículas de hasta 15  $\mu\text{m}$ , se acepta el ciclón.

### 3.2.4.3 Cálculo de la caída de presión del ciclón

Este valor es el más importante dentro del sistema, pues sirve para poder seleccionar el ventilador. Para este propósito se usará la ecuación de Shepherd y Lapple.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_1 \cdot V_c^2 \cdot NH$$

(Ecuación 3.112)<sup>101</sup>

Donde:

$\Delta P$ : caída de presión en el ciclón en Pa

NH: número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón = 8

Reemplazando valores da:

$$\Delta P = \frac{1}{2} 0.936 \cdot 20^2 \cdot 8$$

$$\Delta P = 1.497 \times 10^3 \text{ Pa}$$

La caída de presión es menor a 2488.16 Pa (10 in H<sub>2</sub>O), por lo tanto se acepta el ciclón. Dato referencial de Shepherd y Lapple.

### 3.2.4.4 Cálculo de pérdidas de presión en los diferentes elementos

Para poder realizar los diferentes cálculos referentes a pérdidas, es necesario determinar un valor denominado “Presión Dinámica” (VP), con el fin de poder entrar en diagramas y hallar los factores necesarios en los cálculos.

---

<sup>101</sup> ()PEREZ; RAMIREZ, Diseño óptimo de colectores ciclónicos, Ed. Ainsa, Medellín, 1994, pp36

$$V_c = 4005 \cdot \sqrt{VP}$$

**(Ecuación 3.113)<sup>102</sup>**

Donde:

$V_c$ : velocidad de entrada del gas al ciclón = 20 m/s = 3937 pies/min

Despejando la presión dinámica y reemplazando valores da:

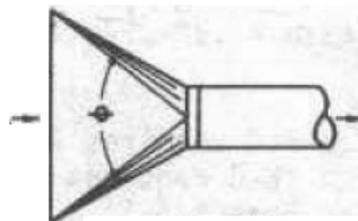
$$VP = \left( \frac{3937}{4005} \right)^2$$

$$VP = 0.966 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$VP = 240.439 \text{ Pa}$$

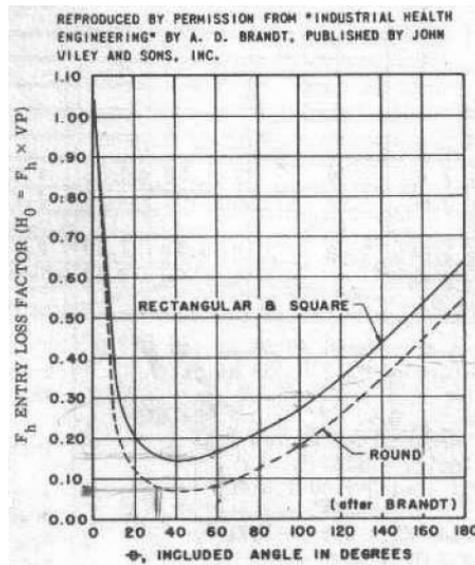
#### 3.2.4.4.1 Cálculo de pérdidas de presión en la campana de extracción

Empleando la presión dinámica recientemente calculada y el ángulo de entrada de la campana, se ingresa al siguiente diagrama a fin de determinar la pérdida. El valor del ángulo de entrada según el fabricante es de 60°.



**Figura 3. 54 – Diagrama de ángulo de entrada en la campana**

<sup>102</sup> () PEREZ; RAMIREZ, Diseño óptimo de colectores ciclónicos, Ed. Ainsa, Medellín, 1994, pp38



**Figura 3. 55 – Diagrama de factor de pérdidas en la campana**

Del diagrama, empleando la curva de campanas rectangulares, se obtiene el factor de pérdidas.

$$F_h = 0.17$$

El valor del factor se emplea en la siguiente ecuación:

$$H_0 = F_h \cdot VP$$

**(Ecuación 3.114)<sup>103</sup>**

Donde:

$H_0$ : pérdidas en la campana en pulgadas de H<sub>2</sub>O

Reemplazado valores resulta:

$$H_0 = 0.17 \cdot 0.966$$

$$H_0 = 0.164 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$H_0 = 40.875 \text{ Pa}$$

<sup>103</sup> () PEREZ; RAMIREZ, Diseño óptimo de colectores ciclónicos, Ed. Ainsa, Medellín, 1994

### 3.2.4.4.2 Cálculo de pérdidas de presión en el ducto de extracción

Para este cálculo es necesario asumir una longitud del ducto, se toma 3.5 m desde la campana hasta la entrada del ciclón y 2.5 m desde el ciclón hasta el ventilador.

$$L_{\text{ducto}} = 6 \text{ m}$$

En este caso también se debe obtener un factor de pérdidas, que se obtiene del diagrama que está presente en el anexo B, para ello es necesario ingresar con el caudal en  $\text{pies}^3/\text{min}$  (CFM) y con la velocidad del gas en  $\text{pies}/\text{min}$  (FPM).

$$V_c = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_c = 3937 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

$$Q = 0.926 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 1962 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}}$$

Del diagrama citado, se obtiene el factor:

$$F_d = 3.5 \frac{\text{in H}_2\text{O}}{100 \text{ pies}}$$

Es decir:

$$F_d = 0.1148 \frac{\text{in H}_2\text{O}}{\text{m}}$$

Para obtener las pérdidas en el ducto, se multiplica este factor por la longitud del ducto.

$$H_d = F_d \cdot L_{\text{ducto}}$$

**(Ecuación 3.114)**

Donde:

H<sub>d</sub>: pérdidas en el ducto en pulgadas de H<sub>2</sub>O

$$H_d = 0.1148 \cdot 6$$

$$H_d = 0.689 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$H_d = 171.429 \text{ Pa}$$

#### 3.2.4.4.3 Cálculo de pérdidas de presión en las reducciones

Debido al cambio de diámetro entre el ducto y la entrada del ciclón, se debe añadir elementos reductores de acople, es por ello que se realiza un cálculo de las pérdidas en esta sección.

Para poder seleccionar el factor de pérdida, que también está en función de la presión dinámica, es necesario conocer el ángulo de cambio de sección. Por proyección gráfica el valores de 15°.

Para determinar el factor de pérdidas se ingresa en la siguiente tabla, sabiendo que el cambio se realiza de una sección circular a una rectangular

**Tabla 3. 21 – Factor de pérdidas en reducciones**

$\alpha$	PERDIDA DE ENTRADA	
	CIRCULAR	RECTANGULAR
15	0,15 VP	0,25 VP
30	0,08 VP	0,16 VP
45	0,06 VP	0,15 VP
60	0,08 VP	0,17 VP
90	0,15 VP	0,25 VP
120	0,26 VP	0,35 VP
150	0,40 VP	0,40 VP

Por lo tanto el factor de pérdidas es 0.15. Empleando en función de la presión dinámica.

$$H_r = 0.15 \cdot VP$$

**(Ecuación 3.115)<sup>104</sup>**

Donde:

H<sub>r</sub>: pérdidas en la reducción en pulgadas de H<sub>2</sub>O

$$H_r = 0.15 \cdot 0.966$$

$$H_r = 0.145 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$H_r = 36.066 \text{ Pa}$$

#### 3.2.4.4.4 Cálculo total de las caídas de presión

Es necesario hallar la caída de presión total, para poder seleccionar de manera adecuada el ventilador del sistema.

Para este cálculo se deben sumar todas las caídas de presión halladas, incluyendo un 10% por pérdidas indeterminadas y la presión dinámica.

<sup>104</sup> () PERRY;CHILTON, Manual del ingeniero químico, Ed. Mc Graw Hill, México, 1986, pp2-47

$$\Delta\text{Total} = \Delta P + H_o + H_d + H_r + VP$$

**(Ecuación 3.115)**

$$\Delta\text{Total} = 1497 + 40.875 + 171.429 + 36.066 + 240.439$$

$$\Delta\text{Total} = 1986 \text{ Pa} + 10\%$$

$$\Delta\text{Total} = 2184 \text{ Pa}$$

$$\Delta\text{Total} = 222.950 \text{ mm H}_2\text{O}$$

El valor de la presión dinámica, se incluye, debido a que este valor representa una caída de presión inicial, debido a la velocidad de entrada.

### **3.2.5 SELECCIÓN DEL VENTILADOR**

De acuerdo a la pérdida de presión total en el sistema y al caudal necesario, se selecciona un ventilador de media presión, ya que estos son los más aptos para caídas superiores a los 100 mm H<sub>2</sub>O e inferiores a los 300 mm H<sub>2</sub>O.

El ventilador seleccionado debe ser un ventilador centrífugo de álabes rectos y de alta resistencia al impacto. Esta es la mejor opción debido a que su configuración evita la posible acumulación de material sobre los álabes.

#### **3.2.5.1 Cálculo de la potencia requerida**

Para determinar la potencia necesaria se utiliza el caudal necesario y las pérdidas en el sistema.

$$P_{vent} = Q \cdot \Delta T_{total}$$

**(Ecuación 3.116)<sup>105</sup>**

Donde:

$P_{vent}$ : potencia del ventilador en W

Q: caudal necesario = 0.926 m<sup>3</sup>/s

Reemplazando valores da:

$$P_{vent} = 0.926 \cdot 222.950$$

$$P_{vent} = 2022 \text{ W}$$

$$P_{vent} = 2.711 \text{ HP}$$

Esta es la potencia necesaria del ventilador. En base a esto se selecciona un ventilador con una potencia nominal de 3 HP, conociendo que a mayor potencia de la necesitada existe mayor incremento en las pérdidas.

### 3.2.5.2 Cálculo de la eficiencia del ventilador

$$\eta_{vent} = \frac{2.711}{3}$$

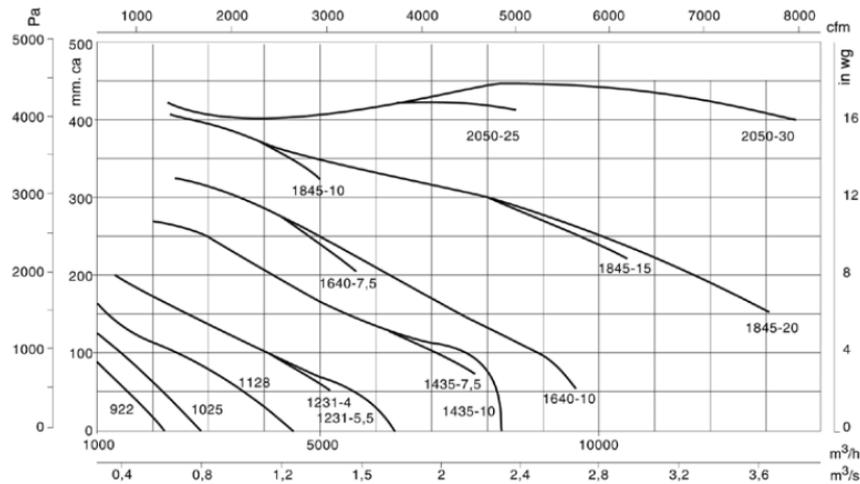
$$\eta_{vent} = 0.904$$

Es decir que con la potencia seleccionada la eficiencia del sistema será de un 91 %, que se considera aceptable para esta aplicación.

---

<sup>105</sup> (E)ECHEVERRI, Alberto, Diseño óptimo de Ciclones, Medellín, 2006, pp 25

Se selecciona un ventilador centrífugo de 3HP. Marca SODECA modelo CMT-1435-4T, de velocidad de 1500 rpm, según se observa las pérdidas de presión en el siguiente diagrama.



**Figura 3. 56 - Diagrama de selección de ventilador según pérdidas de presión y caudal de trabajo**

### 3.2.6 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO

Similar al proceso realizado en el diseño de la estructura del equipo sandblasting, se tomará en cuenta las cargas vivas y muertas.

La carga muerta corresponde al peso total de la campana, ducto de entrada al ciclón, ducto de salida, ciclón, ventilador centrífugo y otros accesorios adicionales. El valor de la carga muerta es de 270.310 kg, valor tomado del software Solidworks 2010.

La carga viva, en este caso no está establecida, pues su fin es separar cantidades limitadas de abrasivo, sin embargo se tomará, para fines de cálculo, el 3% de la carga muerta, lo que equivale a 8.12 kg.

La presencia de la carga viva y de la carga muerta, representan un valor de 278.43 kg, para fines de cálculo se toma una carga de 280 kg.

Por fines de funcionalidad del sistema, el diseño de la estructura es asimétrico, así se realizará un análisis en las vigas que presentan mayor carga. El perfil más adecuado, será el estructural cuadrado, por la polifuncionalidad y rigidez que este presenta. Se analizará si es el más óptimo para el sistema.

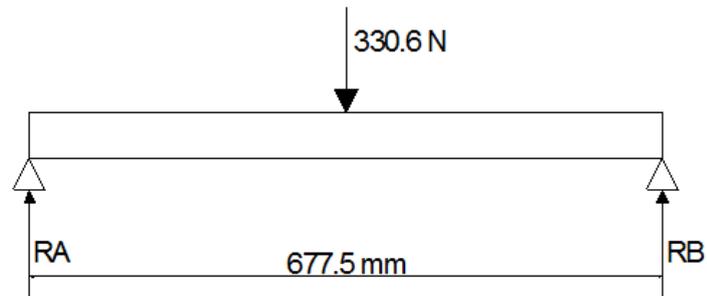
### **3.2.6.1 Diseño de las vigas principales**

El diseño de la sección necesaria, se realizará en tres vigas, las de mayor importancia. Estas son, la viga de anclaje del ciclón, la viga base de soporte principal, la viga base de soporte del ventilador.

Al culminar el análisis se seleccionará a la viga que predomine, esto con el fin de optimizar la estructura con un solo tipo de perfil. Siempre que esta no exceda en 20% el tamaño de las dimensiones del menor seleccionado.

#### **3.2.6.1.1 Diseño de la viga de anclaje del ciclón**

Para empezar el análisis de esta viga se establece el peso máximo que soporta esta, en donde el peso muerto del ciclón es 134.79 kg. Por lo tanto la carga que soporta esta viga equivale a la cuarta parte, por su posición y distribución de anclaje, es decir 33.7 kg. Que puede considerarse una carga puntual de 330.597 N



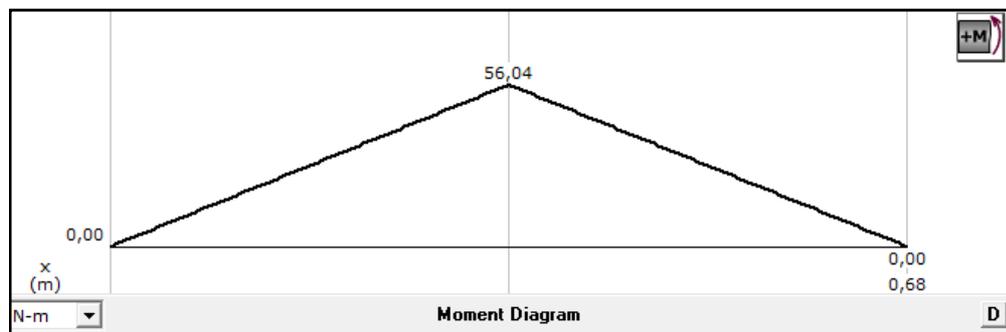
**Figura 3. 57 - Diagrama de cuerpo libre de la viga de anclaje del ciclón**

Mediante las ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$RA + RB = 330.59 \text{ N}$$

$$RA = RB = 165.3 \text{ N}$$

Utilizando el software MD Solid 3.5, se obtiene el momento máximo presente en la viga:



**Figura 3. 58 - Diagrama de momento máximo en la viga de anclaje del ciclón**

$$M_{\max} = 56.04 \text{ N.m}$$

El esfuerzo máximo presente en la sección, está dado por la ecuación 3.62

$$\sigma_{\max_x} = \pm \frac{56.04 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta para el diseño es de 2, por lo tanto, el material de los perfiles estructurales es el Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{\frac{S_y}{n}}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{56.04 \times 2}{320 \times 10^3}$$

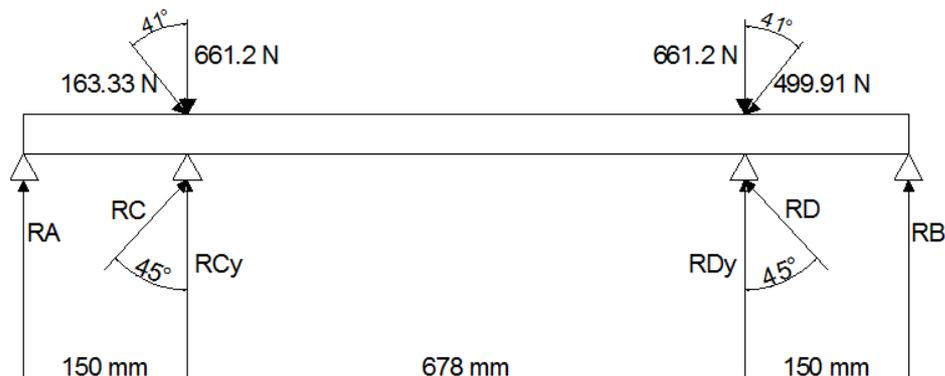
$$S_{xx} = 0.000351 \text{ m}^3$$

En el caso de la estructura del sistema extractor de polvo, también se escogerá un perfil estructural cuadrado. Con el valor obtenido, se selecciona el más idóneo, según el *Manual of Steel Construction de la AISC* y se selecciona SQ13/16 x 13/16, que tiene un  $S_{xx}$  de  $0.0008 \text{ m}^3$

#### 3.2.6.1.2 Diseño de la viga base de soporte principal

Se determina la carga muerta que soporta la cual es de 280 kg, la cual está distribuida en dos puntos claramente definidos, y que abarcan todos los elementos el sistema. La carga inclinada a  $41^\circ$  izquierda abarca el peso de la campana y el ducto de entrada al ciclón, aunque la carga vertical es la mitad de la carga del ciclón, por su ubicación simétrica en esta viga. La carga inclinada a  $41^\circ$  derecha abarca el peso del ventilador centrífugo y el ducto de salida del ciclón; y la carga vertical e la otra mitad del peso del ciclón.

Según se indica en la siguiente figura. Los valores de peso de los elementos fueron tomados del software Solidworks, se aplica como carga.



**Figura 3. 59 - Diagrama de cuerpo libre de la viga base de soporte principal**

Utilizando las ecuaciones de equilibrio, se obtienen las reacciones en todos los apoyos:

$$RA = 823.06 \text{ N}$$

$$RB = 999.47 \text{ N}$$

$$RCy = 0.523 \text{ N}$$

$$RDy = 0.523 \text{ N}$$

De estos valores se selecciona el mayor, a fin de realizar el análisis en el punto más crítico. Aplicando la ecuación 3.65 se determina el momento máximo presente en la sección:

$$M_{\max} = \frac{F \times l}{4}$$

$$M_{\max} = \frac{999.47 \text{ N} \times 0.978 \text{ m}}{4}$$

$$M_{\max} = 244.37 \text{ N.m}$$

Aplicando la ecuación 3.62, se determina el esfuerzo máximo presente en la sección:

$$\sigma_{\max_x} = \pm \frac{244.37 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta será de 2, por lo tanto, y conociendo que el material del perfil estructural es Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{244.37 \times 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.00152 \text{ m}^3$$

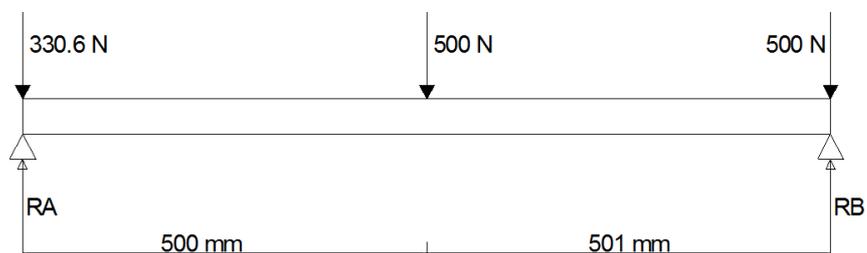
Con este valor, se escoge el perfil que tenga una resistencia superior de acuerdo al *Manual of Steel Construction de la AISC* y se selecciona SQ8/5 x 8/5, que tiene un  $S_{xx}$  de  $0.0018 \text{ m}^3$ .

*Por tanto se concluye que el perfil seleccionado es el mismo que será usado en la estructura del equipo sandblasting.*

### 3.2.6.1.3 Diseño de la viga base de soporte del ventilador

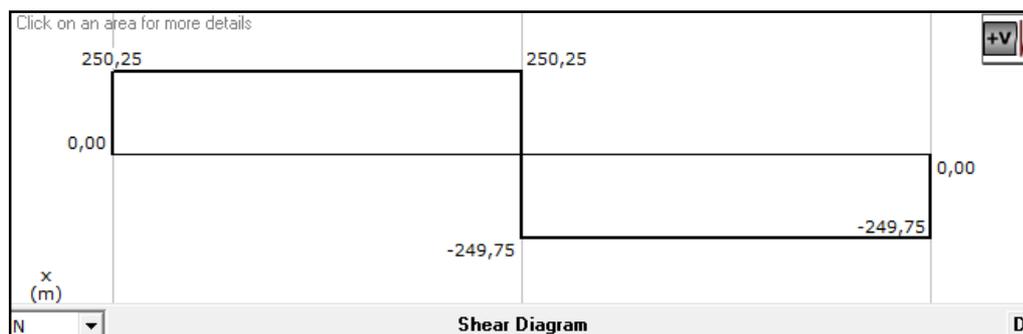
Para esta viga la carga muerta que soporta corresponde a la cuarta parte del peso del ciclón, en su empotramiento izquierdo, es decir 33.7 kg, cerca de su parte media soporta la mitad del peso del ventilador y ducto de salida, es decir 50.96 kg. La otra mitad se aplicará en el empotramiento derecho. Los valores son tomados teniendo en cuenta un factor de seguridad de 2, por lo tanto no es necesario tomar

como referencia un 5% de la carga muerta, para carga viva. Los valores de los elementos fueron tomados del software Solidworks.



**Figura 3. 60 - Diagrama de cuerpo libre de la viga base de soporte del ventilador**

Con la ayuda del software MD Solid 3.5, se obtiene las reacciones en A y B, cuyos valores son:



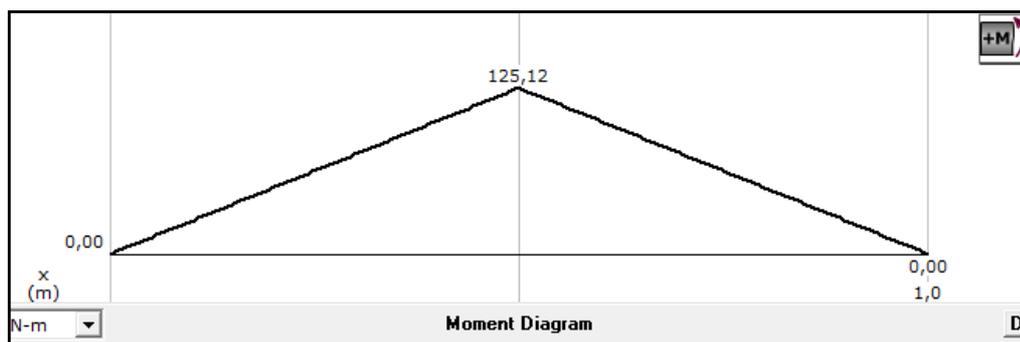
**Figura 3. 61 - Reacciones en los apoyos de la viga base de soporte del ventilador**

$$RA = 250.25 \text{ N}$$

$$RB = 249.75 \text{ N}$$

De estos valores se selecciona el mayor, a fin de realizar el análisis en el punto más crítico.

Además con el mismo software se determina el valor máximo del momento



**Figura 3. 62 - Diagrama de momentos de la viga superior de anclaje de la polea motriz**

$$M \max = 125.12 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación 3.62, se determina el esfuerzo máximo presente en la sección:

$$\sigma \max_x = \pm \frac{125.12 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta será de 2, por lo tanto, y conociendo que el material del perfil estructural es Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{125.12 \times 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.000782 \text{ m}^3$$

Con este valor, el perfil seleccionado es el SQ13/16 x 13/16, para esta viga. Sin embargo para toda la estructura de este sistema se selecciona el perfil de la viga principal es decir SQ8/5 x 8/5, que soportará las cargas de todo el sistema.

Por tanto se concluye que el perfil seleccionado es el mismo que será usado en la estructura del equipo sandblasting. Por tanto las dimensiones del perfil en el mercado local son 40 x 40 x 2 mm.

### **3.2.6.2 Diseño de las columnas de la estructura del sistema de extracción de polvo**

Según indica el diseño presentado, la estructura estará sostenida por cuatro columnas principales, ancladas en un sub-soporte que también está conformado por cuatro columnas de menor altura. Todas estas deben ser capaces de resistir los esfuerzos a compresión, además que no ocurra falla debido a pandeo.

Similar al proceso realizado con las columnas de la estructura del equipo sandblasting, se realizará un análisis con el perfil estructural cuadrado de acero ASTM A500, de sección 40 x 40 x 2 mm, seleccionado para las vigas, y corroborar si también son adecuadas para ser usadas como columnas.

Debido a la disposición de las cargas, se procederá a hallar el factor de seguridad en las columnas inferiores, es decir las que se unen directamente a las vigas de base de soporte principales y corroborar que son aptas para este fin. Posteriormente se realizará un análisis de falla a pandeo pero en las columnas

superiores, que sirven de soporte de las vigas de anclaje del ciclón, por ser las que mayor longitud presentan.

Del análisis previamente realizado, en la viga base de soporte principal, se determinó que la máxima carga, está presente en la columna B, y es:

$$F = 661.2 \text{ N} + (499.91 \text{ N} \cdot \cos 41^\circ)$$

$$F = 1038.88 \text{ N}$$

La mayor concentración de cargas, para el análisis de las columnas, se encuentra en la columna B, ahora se procederá a determinar el factor de seguridad de las columnas de soporte, utilizando las ecuaciones que a continuación se detallan:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

**(Ecuación 3.117)**

$$[\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

**(Ecuación 3.118)**

Donde:

$\sigma_{\max}$ : esfuerzo máximo

F: carga máxima aplicada en la columna

A: sección transversal del perfil = 294 mm<sup>2</sup>

S<sub>y</sub>: esfuerzo a fluencia del material = 320 MPa

n: factor de seguridad

Aplicando la ecuación 3.117 se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{1038.88}{2.94 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_{\max} = 35.33 \text{ MPa}$$

Para determinar el verdadero valor del factor de seguridad se deben igualar las dos ecuaciones anteriores, a fin de llevar el máximo esfuerzo a flexión al máximo esfuerzo admisible.

$$[\sigma] = \sigma_{\max}$$

Por lo tanto:

$$\frac{S_y}{n} = \sigma_{\max}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

**(Ecuación 3.119)**

$$n = \frac{320}{35.33}$$

$$n = 9.05$$

Se comprobó que la sección transversal del perfil seleccionado, soporta la máxima carga presente en el sistema y no presentará problemas de flexión. Debido a su corta longitud respecto de su sección transversal, no presenta falla por pandeo.

Para determinar si las columnas superiores, deben ser sometidas al análisis de falla por pandeo, se determinará la razón de esbeltez, en la cual se hallará la longitud mínima a la cual ocurrirá este fenómeno. Para este análisis se presenta la siguiente ecuación:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot k^2}{L^2}$$

**(Ecuación 3.120)<sup>106</sup>**

---

<sup>106</sup> DE CASTRO Carlos, Elementos a Compresión – Pandeo de Columnas, Artículo Científico, pp 4

Donde:

$P_{cr}$ : carga crítica sobre la columna = 330.6 N

A: área de la sección transversal

C: constante que depende del tipo de unión (dos lados empotrados)<sup>107</sup> = 1.2

E: módulo de elasticidad = 27000 kg/mm<sup>2</sup>

k: radio de giro = 26.937 mm

Despejando la anterior ecuación, se determina L:

$$L = \sqrt{\frac{1.2 \cdot \pi^2 \cdot 27000 \cdot 26.94^2 \cdot 294}{330.6}}$$

$$L = 14366.21 \text{ mm}$$

Es decir que con la carga presente en la columna, el sistema puede presentar fallo por pandeo, en una longitud de 14.3 m. Por lo tanto no se debe realizar este análisis ya que la longitud total de la columna es de 1.16 m. y el sistema no fallará.

### **3.2.6.3 Cálculo de la soldadura en vigas y columnas del sistema de extracción de polvo**

Se realizará un análisis, a la carga más crítica presente en el análisis de vigas previo, es decir en la viga base de soporte principal. El mayor esfuerzo cortante presente en las soldaduras tiene un valor de  $V = 1038.88$  N y un momento máximo de  $M = 244.37$  N.m, que se considera máximo en la sección correspondiente a la unión de las vigas con las columnas.

---

<sup>107</sup> SHIGLEY J, Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial Mc Graw Hill, pp312, diseño seguro

Se empleará el análisis de esfuerzo admisible, por tanto se usará la ecuación 3.75, usando las propiedades del electrodo E7018

El ángulo de análisis entre la carga y el eje de soldadura es  $45^\circ$ , debido a que la mayor carga se produce en el eje vertical y como tal se considerará como máximo una soldadura de filete a  $90^\circ$ , con un cordón de 40 mm y un espesor de hasta 6mm, debido al máximo espesor del perfil y al ángulo de  $41^\circ$  de inclinación (mínimo).

Siendo el perfil utilizado el mismo que se realizó en el análisis en la estructura del equipo sandblasting, se usarán los mismos valores ya determinados y se procederá a calcular el esfuerzo máximo por flexión, utilizando la ecuación 3.76, y el esfuerzo máximo cortante con la ecuación 3.79

$$F_v = 187.83 \text{ MPa}$$

$$I_u = 0.0144 \text{ m}^3$$

Se determina el esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{244.37 \cdot 0.2}{0.707 \cdot 0.06 \cdot 0.0144}$$

$$\sigma_{\max} = 80.010 \text{ MPa}$$

Ahora se determina, el esfuerzo cortante máximo, presente en la soldadura

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1038.88}{294}$$

$$\tau_{xy} = 3.533 \text{ MPa}$$

Como la sección crítica, es en el empotramiento, se tiene la presencia de los dos esfuerzos, aplicando la ecuación 3. se tiene que:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma \max}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma \max}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \leq F_v$$

La ecuación se encuentra en unidades inglesas, por lo tanto es necesario realizar la conversión de unidades, antes de usarla. 1 MPa = 0.145 KSI

$$\sigma_{1,2} = \frac{11.601}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{11.601}{2}\right)^2 + 0.512^2} \leq F_v$$

$$\sigma_1 = 11.624 \text{ kpsi} = 80.165 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0.022 \text{ kpsi} = -0.155 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el esfuerzo máximo en la soldadura será 80.165 MPa, el cual es menor que el esfuerzo máximo admisible  $F_v$ , que es 187.83 MPa.

Con el fin de verificar este valor, se determinará el factor de seguridad, para lo cual se utiliza esfuerzo de fluencia del material depositado, electrodo.

$$n = \frac{386.1 \text{ MPa}}{80.165 \text{ MPa}}$$

$$n = 4.8$$

Se acepta el diseño, por lo tanto se escoge esta soldadura para todas las uniones de vigas y columnas del sistema de extracción de polvo. Soldadura de filete de 4 a 6 mm de espesor, con un cordón de 40 mm, realizada con un electrodo 7018.

### **3.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO**

Luego de llevarse a cabo la aplicación del proceso de sandblasting, los restos del material abrasivo quedarán esparcidos por el lugar de trabajo y sus lugares aledaños, y debido a su costo el cual es más alto que la arena debe ser reusado apropiadamente.

Es por este motivo que se diseñará una leva, que trabajará con un seguidor que estará acoplado a una red de tamices y que servirá para separar la granalla todavía útil de las impurezas, a través de vibraciones.

En vista que esta parte es independiente, las condiciones de funcionamiento vendrán dadas por el aspecto técnico – mecánico de las granallas y también por el aspecto económico – efectivo de la leva.

El diseño se hará utilizando el método analítico.

El primer aspecto a considerar es que se trata de una leva de placa, con un seguidor radial de rodillo traslatorio, de cierre por fuerza.

Debido al tipo de aplicación, se debe diseñar una leva que sea ideal para altas velocidades, que no presente discontinuidades en la aceleración y velocidad, pues esto causa golpes destructivos. Considerando estos aspectos se diseñará utilizando la ley de movimiento polinomial.

Las siguientes condiciones cumplirán con el objetivo de generar vibraciones sin impacto. Se diseñará una leva polinomial con una subida del seguidor de 20 mm con movimiento uniforme durante  $45^\circ$ , reposo alto durante  $90^\circ$ , bajada durante  $45^\circ$ , reposo bajo el resto del ciclo.

Condiciones de desplazamiento:

$h := 20$  mm Desplazamiento rectilíneo del seguidor

$\beta_1 := 45$  Trayectoria del seguidor

$\beta_2 := 90$

$\beta_3 := 45$

$R_b := 90$  mm Radio base de la leva

$\theta := 0, 1.. 360$  Ángulo de avance

rodillo := 10 mm Diámetro propuesto del rodillo

$R_p := R_b + \text{rodillo}$  Radio primitivo

A continuación se presentan las ecuaciones

necesarias para determinar la trayectoria de la leva:

$$s_1(\theta) := h \cdot \left[ 10 \cdot \left( \frac{\theta}{\beta_1} \right)^3 - 15 \cdot \left( \frac{\theta}{\beta_1} \right)^4 + 6 \cdot \left( \frac{\theta}{\beta_1} \right)^5 \right]$$

$$s_2(\theta) := h$$

$$s_3(\theta) := \text{if}(\theta \geq \beta_1, s_2(\theta), s_1(\theta))$$

$$s_4(\theta) := h \cdot \left[ 1 - \left[ 10 \cdot \left( \frac{\theta - \beta_1 - \beta_2}{\beta_3} \right)^3 - 15 \cdot \left( \frac{\theta - \beta_1 - \beta_2}{\beta_3} \right)^4 + 6 \cdot \left( \frac{\theta - \beta_1 - \beta_2}{\beta_3} \right)^5 \right] \right]$$

$$s_5(\theta) := \text{if}(\theta \geq \beta_1 + \beta_2, s_4(\theta), s_3(\theta))$$

$$s_6(\theta) := 0.01$$

$$s_a(\theta) := \text{if}(\theta \geq \beta_1 + \beta_2 + \beta_3, s_6(\theta), s_5(\theta))$$

Utilizando el software Mathcad se puede determinar el diagrama de desplazamiento de la leva

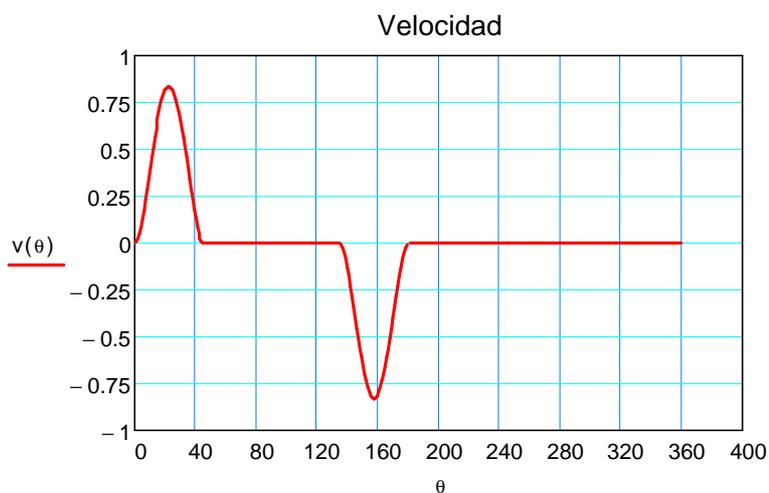


**Figura 3. 63 – Diagrama de desplazamiento de la leva**

### 3.3.1 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA LEVA

Para poder obtener la velocidad de la leva, se realiza una derivada del desplazamiento.

$$v(\theta) := \frac{d}{d\theta} sa(\theta)$$



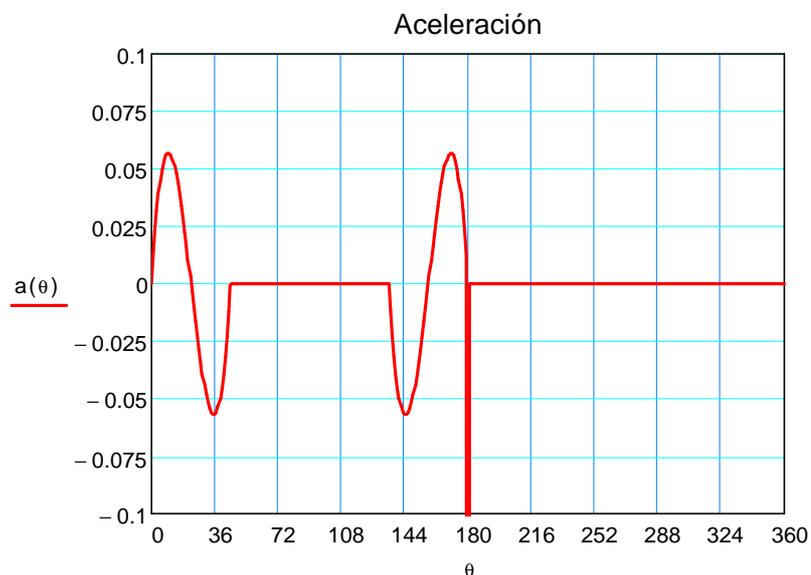
**Figura 3. 64 – Diagrama de la velocidad de desplazamiento de la leva**

La curva de la velocidad es continua lo que indica que si puede trabajar a altas velocidades.

### 3.3.2 ANÁLISIS DE LA ACELERACIÓN DE LA LEVA

Para obtener este valor, se realiza la segunda derivada del desplazamiento.

$$a(\theta) := \frac{d^2}{d\theta^2} sa(\theta)$$



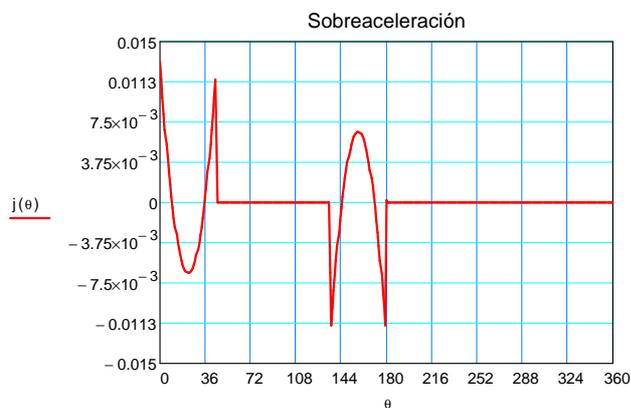
**Figura 3. 65 – Diagrama de la aceleración de la leva**

Se puede apreciar que existe una variación instantánea o discontinuidad en la aceleración, es decir existe variación de la fuerza en el tiempo; se debe analizar si la grafica de sobreaceleración presenta valores infinitos, de ser así significa que existen golpes destructivos en la leva.

### 3.3.3 ANÁLISIS DE LA SOBREACELERACIÓN DE LA LEVA

Para obtener este valor, se realiza la tercera derivada del desplazamiento.

$$j(\theta) := \frac{d^3}{d\theta^3} sa(\theta)$$

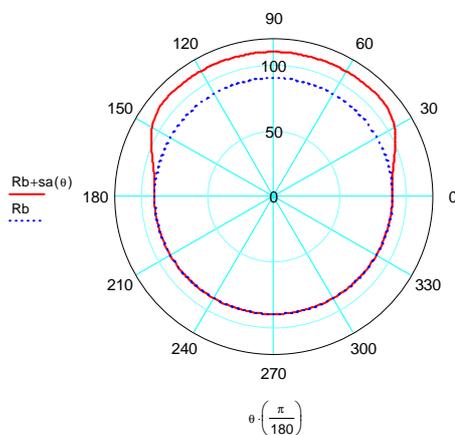


**Figura 3. 66 – Diagrama de la sobreaceleración de la leva**

El diseño de la leva presenta sobreaceleración finita, esto quiere decir que hay ausencia de golpeteos. Se acepta la leva, en primera instancia.

### 3.3.4 PERFIL DE LA LEVA DE SEGUIDOR DE RODILLO RADIAL

Se presenta el perfil, con los avances radiales marcados en grados y los avances lineales en milímetros.



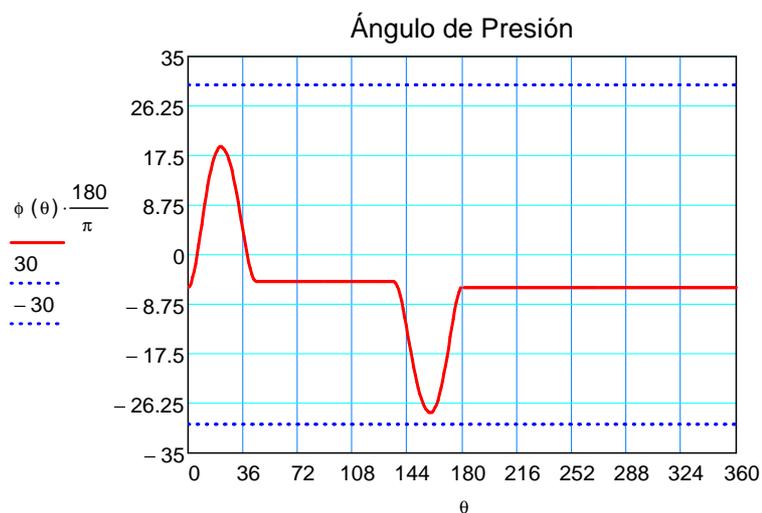
**Figura 3. 67 – Perfil de la leva de seguidor de rodillo radial**

### 3.3.5 CÁLCULO DEL ÁNGULO DE PRESIÓN

Este ángulo representa la línea de acción de la fuerza de contacto, entre el seguidor y la leva, y su límite son los 30°.

En este cálculo se involucra un valor de excentricidad, que es igual a 10. Empleando la siguiente ecuación se puede realizar el diagrama.

$$\phi(\theta) := \operatorname{atan} \left( \frac{v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon_1}{sa(\theta) + \sqrt{Rp^2 - \varepsilon_1^2}} \right)$$



**Figura 3. 68 – Diagrama del ángulo de presión**

Al observar la gráfica, el ángulo de presión se encuentra entre los valores permitidos.

### 3.3.6 CÁLCULO DE LA FUERZA DINÁMICA

Este cálculo es necesario para determinar el valor de tensiones sobre la leva y comprobar si existe o no despegue del seguidor.



$$\zeta := 0.06$$

Relación de amortiguación

$$C_{\text{critico}} := 2 \cdot \text{Masa} \cdot \omega N$$

Constante de amortiguación crítica

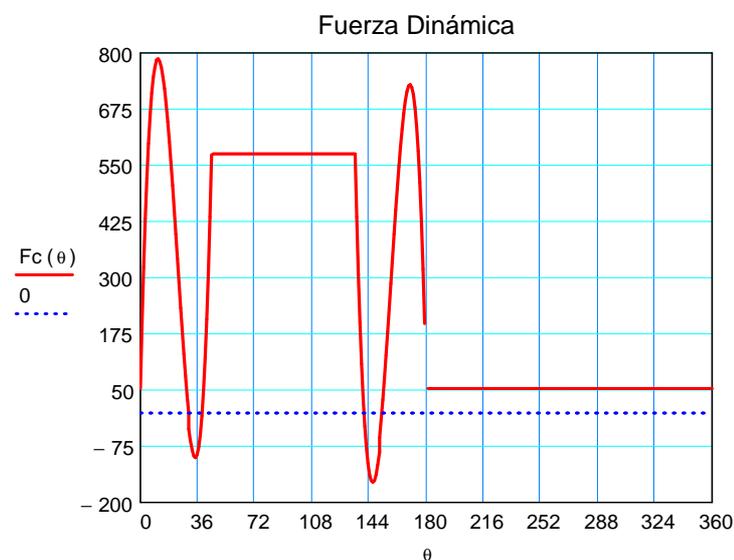
$$C_a := C_{\text{critico}} \cdot \zeta$$

Constante de amortiguación real

$$C_a = 61.449$$

Empleando la siguiente ecuación se puede realizar el diagrama de fuerza dinámica en función del ángulo de avance.

$$F_c(\theta) := \left[ \text{Masa} \cdot \frac{a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)^2}{1000} \cdot \omega^2 \right] + \left[ C_a \cdot \frac{v(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)}{1000} \cdot \omega \right] + \frac{K_a}{1000} \cdot sa(\theta) + \text{Precarga}$$



**Figura 3. 69 – Diagrama de la fuerza dinámica**

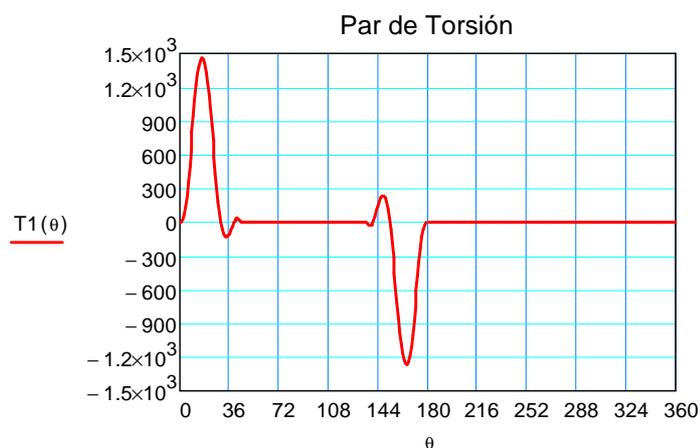
La fuerza dinámica es superior a los parámetros asignados, es decir existe despegue, pero la aplicación de la fuerza es más suave.

De la gráfica se obtiene que la fuerza máxima de contacto es 787 N.

### 3.3.7 CÁLCULO DEL PAR DE TORSIÓN

Este cálculo es necesario para determinar la potencia requerida por el impulsor. La siguiente ecuación podrá determinar el par en función de su avance.

$$T1(\theta) := Fc(\theta) \cdot \frac{v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\omega}$$



**Figura 3. 70 – Diagrama del par de torsión**

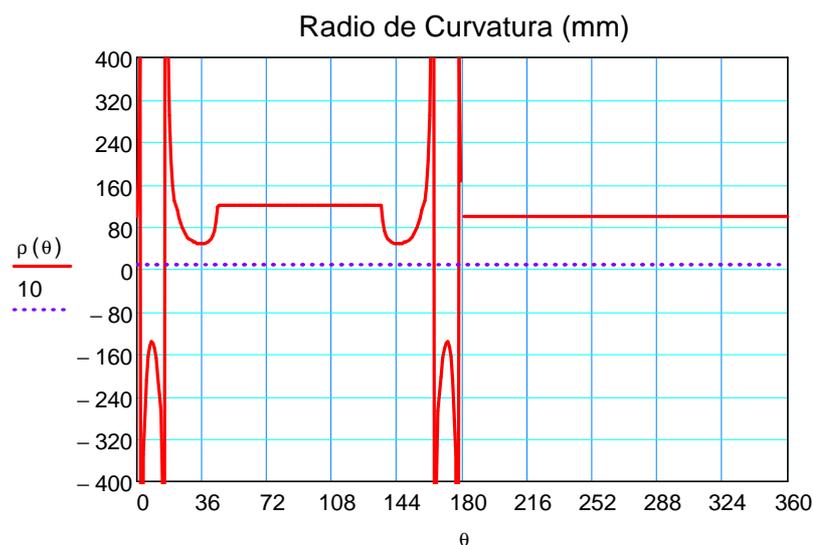
Del diagrama anterior se obtiene el valor necesario que debe brindar el impulsor, motor que es 1457 N

### 3.3.8 CÁLCULO DEL RADIO DE CURVATURA

El radio de curvatura de una leva es importante para seleccionar o comprobar el radio del rodillo seguidor. El radio del rodillo no debe superar el valor absoluto del radio de curvatura mínimo.

Se emplea la siguiente ecuación en función del avance de la leva para poder hallar el radio.

$$\rho(\theta) := \frac{\left[ (Rp + sa(\theta))^2 + \left( v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(Rp + sa(\theta))^2 + 2 \cdot \left( v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left( \frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (Rp + sa(\theta))}$$



**Figura 3. 71 – Diagrama del radio de curvatura**

Se puede apreciar que el radio de curvatura mínimo es de 50 mm que es mucho mayor que el radio del rodillo, planteado, 10 mm; se acepta el rodillo.

Analizando los resultados, se acepta la leva de diseño polinomial.

### **3.3.9 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CORREA DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO.**

Para el diseño de la correa de transmisión, se necesita conocer la potencia que debe brindar el motor eléctrico, para lo cual del diseño de la leva, del diagrama del par de torsión, se obtiene la fuerza necesaria que debe brindar el impulsor, es decir el

motor; también se obtiene la velocidad de giro necesaria de la polea motriz. Además del diseño planteado se toma la distancia propuesta entre centros de las poleas.

F: fuerza necesaria que genera el motor eléctrico<sup>108</sup> = 1457 N

n2: velocidad de giro necesario en la polea conducida = 100 rpm = 10.472 rad/s

I: distancia entre centros de las poleas = 244 mm = 0.244 m

k: relación de transmisión = 1.5

d: diámetro primitivo de la polea motriz = 60 mm

La relación de transmisión es una decisión de diseño, teniendo en cuenta el espacio disponible, según el diseño. La velocidad de giro de la polea conducida se hace siguiendo la recomendación del fabricante de tamices, para un funcionamiento adecuado. El diámetro primitivo de la polea motriz también es una decisión de diseño.

Se calcula la velocidad de giro necesaria en la polea motriz, según la siguiente ecuación:

$$k = \frac{n1}{n2}$$

**(Ecuación 3.121)<sup>109</sup>**

Donde:

n1: número de revoluciones por minuto de la polea menor (motriz)

n2: número de revoluciones por minuto de la polea mayor (conducida)

Despejando el valor de n1 y reemplazando valores se tiene que:

<sup>108</sup> Potencia obtenida del diseño de la leva, Aut. Propia.

<sup>109</sup> ( )SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, Ed. Mc Graw Hill, México, 1996, pp322

$$n1 = k \cdot n2$$

$$n1 = 1.5 \cdot 100 \text{ rpm}$$

$$n1 = 150 \text{ rpm}$$

$$n1 = 15.708 \text{ rad/s}$$

### 3.3.9.1 Cálculo de la potencia necesaria

Ahora se procede a calcular la potencia necesaria del motor, con la siguiente ecuación:

$$P = F \cdot v$$

**(Ecuación 3.122)<sup>110</sup>**

Donde:

P: potencia necesaria del motor eléctrico

Se calcula la velocidad en la superficie de la polea motriz:

$$v = \omega \cdot r$$

**(Ecuación 3.123)**

Donde:

v: velocidad en movimiento rotatorio en m/s

$\omega$ : velocidad angular en rad/seg

r: radio de la polea motriz = 0.03 m.

Reemplazando valores, da:

$$v = 15.708 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \cdot 0.03 \text{ m}$$

---

<sup>110</sup> (DUNLOP, Correas de transmisión industrial, 2009, pp13

$$v = 0.471 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.122, se tiene que:

$$P = 1457 \text{ N} \cdot 0.471 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 686.595 \text{ W}$$

$$\text{Como: } 746 \text{ W} = 1 \text{ HP}$$

$$P = 0.92 \text{ HP}$$

Por lo tanto se selecciona un motor de 1 HP, para el sistema.

Ahora que se ha calculado la potencia necesaria del motor, se analiza el tipo de correas que se debe usar para este tipo de transmisión, pues se trata de ejes perpendiculares. En este caso se presentan dos opciones, correas trapezoidales y correas planas, siendo estas últimas las de menor eficiencia por su cambio constante del área de contacto, al pasar de una polea a otra. Por lo tanto se realizará la selección de las correas de tipo trapezoidal.

Teniendo en cuenta el análisis previo, se procede al cálculo de las correas, utilizando el catálogo de productos y diseño de Correas de Transmisión Industrial de DUNLOP SA, Correas Trapezoidales Industriales, de aplicación en poleas acanaladas.

Para empezar el estudio, se debe plantear las condiciones de trabajo del sistema, a más de las ya establecidas, estas son:

**Tabla 3. 22 - Condiciones de trabajo del sistema de reutilización de abrasivo**

Elemento conducido	Elemento conductor
Flecha	Motor eléctrico: torque normal ½ HP
Horas de trabajo: 8-10 hrs. Por día.	Revoluciones por minuto: 150
Revoluciones por minuto: 100	Diámetro de polea menor: 60 mm
Diámetro de polea: a determinar	Distancia entre ejes: 244 mm
Relación de transmisión: 1.5	Condición de funcionamiento: normal

Las horas de trabajo por día, diámetro de la polea menor, relación de transmisión son decisiones de diseño, que recomienda el fabricante para trabajo ligero a normal.

### 3.3.9.2 Cálculo de la potencia corregida

Para realizar este cálculo es necesario hallar un factor de corrección, de acuerdo al tipo de servicio al que estará sometido el motor eléctrico.

F<sub>cp</sub>: factor de corrección de potencia<sup>111</sup> = 1.1

Se utiliza la siguiente ecuación para determinar la potencia corregida

$$P_c = P \cdot F_{cp}$$

**(Ecuación 3.124)**

Donde:

P<sub>c</sub>: potencia corregida

P: potencia generada por el motor = ½ HP

<sup>111</sup> DUNLOP, Correas de transmisión industrial, catálogo, Tabla N°3

Reemplazando valores:

$$P_c = 1HP \cdot 1.1$$

$$P_c = 1.1 HP$$

### 3.3.9.3 Determinación de la sección de la correa

Dentro del catálogo del fabricante, existe la gráfica N°1, anexo B, para determinar la sección de la correa. Se ingresa con el valor de la potencia teórica y las revoluciones por minuto de la polea motriz. Así se selecciona la sección “Z”

### 3.3.9.4 Elección del diámetro primitivo de la polea

Se determina el valor de diámetro de la polea conducida, conociendo la relación de transmisión, así como el diámetro de la polea motriz. Se emplea la siguiente ecuación:

$$D = k \cdot d$$

**(Ecuación 3.125)**

Donde:

D: diámetro primitivo de la polea conducida

k: factor de transmisión = 1.5

d: diámetro primitivo de la polea motriz = 60 mm

$$D = 1.5 \cdot 60 \text{ mm}$$

$$D = 90 \text{ mm}$$

Con este valor se dirige a la tabla N°1 de catálogo del fabricante, anexo B, verificando si se encuentra dentro de los rangos aconsejados.

**DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS POLEAS**

Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	••	••			
150		•	•			
160	••	••	••			
170			•			
180	•	••	••	•		
200	••	••	••	••		
212			•			
224	•	•	•	••		
236				•		
250	•	••	••	••		

Según normas BS 3790

- Diámetro especificado.
- Diámetro especialmente recomendado.

**Figura 3. 72 - Diámetro primitivo de las poleas en correas de transmisión**

Se puede verificar que los dos diámetros primitivos seleccionados, el planteado y el calculado, son aptos para la sección de banda necesaria.

### 3.3.9.5 Verificación de distancia entre ejes

Con el fin de comprobar la distancia mínima presente entre centros de los ejes, se emplea la siguiente ecuación que debe cumplir la condición planteada.

$$I \geq \frac{(k + 1) \cdot d}{2} + d$$

**(Ecuación 3.126)**

Donde:

I: distancia entre centros = 244 mm

Reemplazando valores, se tiene que:

$$I \geq \frac{(1.5 + 1) \cdot 60}{2} + 60$$

$$244 > 135$$

Es correcto por tanto se acepta la distancia entre ejes.

### 3.3.9.6 Cálculo de la longitud primitiva de la correa

Se emplea la siguiente ecuación para determinar la longitud teórica:

$$L = 2 \cdot I + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot I}$$

(Ecuación 3.127)

Donde:

L: longitud teórica de la correa

I, D, d, se encuentran en mm.

Reemplazando valores, se tiene que:

$$L = 2 \cdot 244 + 1.57(90 + 60) + \frac{(90 - 60)^2}{4 \cdot 244}$$

$$L = 724.422 \text{ mm}$$

Con este valor se dirige a la tabla 6, del catálogo del fabricante, anexo B, y se selecciona la longitud primitiva nominal de la correa más próxima al calculado.

Según la Tabla Anexa N°B-6, corresponde la correa sección “Z” N°28

### 3.3.9.6.1 Factor de corrección de longitud de la correa

Para determinar este factor Fcl, se debe dirigir a la tabla anexa N°4 del fabricante, con la sección de correa previamente determinado.

$$Fcl = 0.86$$

### 3.3.9.7 Determinación del arco de contacto en grados

Para hallar este valor, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\alpha = 180 - \frac{57(D - d)}{I}$$

**(Ecuación 3.128)**

Donde:

$\alpha$ : arco de contacto en grados

Reemplazando los valores, da:

$$\alpha = 180 - \frac{57(90 - 60)}{244}$$

$$\alpha = 173^\circ$$

### 3.3.9.7.1 Determinación del factor de corrección del arco de contacto

Para encontrar el factor de corrección del arco de contacto Fc $\alpha$ , se usa la tabla N°5 del catálogo del fabricante, en donde se ingresa con el valor del arco de contacto determinado.

$$F_{c\alpha} = 0.985$$

### 3.3.9.8 Determinación de la velocidad de la correa

Para hallar este valor, se utiliza la siguiente ecuación:

$$V_t = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

**(Ecuación 3.129)**

Donde:

$V_t$ : velocidad lineal de la correa en m/s

$d$ : diámetro de la polea motriz = 60 mm

$n_1$ : número de revoluciones por minuto de la polea motriz = 150

Reemplazando valores, se tiene que:

$$V_t = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 150}{60 \cdot 1000}$$

$$V_t = 0.471 \text{ m/s}$$

### 3.3.9.9 Determinación de la prestación base

Para encontrar este factor  $P_{bk}$ , se ingresa a la tabla N°2, del catálogo del fabricante, anexo N°, con el valor de las revoluciones por minuto y diámetro de la polea motriz

$$P_{bk} = P_b + \text{Adicional por relación de transmisión}$$

$$P_{bk} = 0.25 + 0.15$$

$$P_{bk} = 0.40$$

### 3.3.9.10 Determinación de la potencia efectiva

Finalmente se procede a determinar la potencia que consumirá el sistema, empleando la siguiente ecuación:

$$Pe = Pbk + Fcl + Fc\alpha$$

**(Ecuación 3.130)**

Donde:

Pe: potencia efectiva

Pbk: factor de prestación base

Fcl: factor de corrección de longitud de la correa

Fc $\alpha$ : factor de corrección de arco de contacto

Reemplazando valores, se tiene que:

$$Pe = 0.40 + 0.86 + 0.985$$

$$Pe = 2.245$$

### 3.3.9.11 Determinación del número de correas

Con los valores ya hallados se procede a determinar el número de correas necesarias, según la siguiente ecuación:

$$\text{Num\_correas} = \frac{Pc}{Pe}$$

**(Ecuación 3.131)**

Donde:

Pc: potencia corregida = 1.1 HP

Pe: potencia efectiva = 2.245

Reemplazando valores, se tiene que:

$$\text{Num\_correas} = \frac{1.1}{2.245}$$

$$\text{Num\_correas} = 0.489$$

Es decir para el funcionamiento del sistema es necesario una sola correa.

### 3.3.9.12 Cálculo de las tensiones en la correa de transmisión

La banda como tal, puede presentar un deslizamiento de la misma sobre las poleas, es por ello que se calculará la tensión inicial que tendrá la correa, garantizando que el sistema funcione adecuadamente y con la máxima eficiencia posible.

A continuación se presentan la ecuación necesaria para este cálculo.

$$T_i = \frac{F}{2} \cdot \frac{m + 1}{m - 1}$$

**(Ecuación 3.132)<sup>112</sup>**

Donde:

T<sub>i</sub>: tensión inicial de la banda en N

F: fuerza que transmite la banda = 1457 N

m: valor de Eytelwein-Euler para las tensiones en la correa

$$m = e^{\mu \cdot \beta}$$

**(Ecuación 3.133)<sup>113</sup>**

---

<sup>112</sup> ()CALERO, Roque; CARTA, José, Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, Ed. Mc Graw Hill, Fernández, 1999, pp76

Donde:

$e$ : base de los logaritmos neperianos o naturales ( $e = 2,7182$ )

$\beta$ : ángulo de la polea motriz abrazado por la banda, en radianes

$\mu$ : coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea motriz

El valor de  $\beta$  ya fue calculado de manera previa y es  $173^\circ$ , que equivalen a 3.02 rad. Para el valor de  $\mu$ , se utiliza la siguiente tabla, para hallar el coeficiente.

**Tabla 3. 23 - Coeficientes de rozamiento entre banda y polea motriz<sup>114</sup>**

Condiciones de la polea	Condiciones de ambiente	Valor de $\mu$
Sin recubrir	Mojado	0.10
	Húmedo	0.10 - 0.20
	Seco	0.30
Recubierto	Mojado	0.25
	Húmedo	0.25 – 0.30
	Seco	0.35

De la tabla anterior se selecciona el coeficiente de rozamiento adecuado, sin recubrimiento en un ambiente seco.  $\mu=0.3$

Estos valores se reemplazan en la ecuación 3.133, obteniéndose que:

$$m = e^{0.3 \cdot 3.02}$$

$$m = 2.473$$

Ahora se calcula la tensión inicial de la correa empleando la ecuación 3.132

<sup>113</sup> () KAUMAN RUBBER TECHNOLOGIES, Cálculo de Tensiones, pp6

<sup>114</sup> KAUMAN RUBBER TECHNOLOGIES, Cálculo de Tensiones, Tabla VIII

$$T_i = \frac{1457 \text{ N} \cdot 2.473 + 1}{2} \cdot \frac{2.473 + 1}{2.473 - 1}$$

$$T_i = 1716.98 \text{ N}$$

Esta tensión es la necesaria para evitar un deslizamiento de la correa sobre las poleas.

Con este valor se procede a hallar el valor de la tensión tanto en el lado de descarga como de carga de la correa. Para el cálculo de la tensión en el lado de la descarga, se usa la siguiente ecuación:

$$F = T_d \cdot \frac{m + 1}{m}$$

**(Ecuación 3.134)<sup>115</sup>**

Donde:

$T_d$ : tensión de la banda en el lado de la descarga

Esta ecuación es apta para encontrar  $T_d$ , por lo que despejando, se obtiene

$$T_d = \frac{F \cdot m}{m + 1}$$

**(Ecuación 3.135)**

Reemplazando valores, da:

$$T_d = \frac{1457 \text{ N} \cdot 2.473}{2.473 + 1}$$

$$T_d = 1037.595 \text{ N}$$

---

<sup>115</sup> KAUMAN RUBBER TECHNOLOGIES, Cálculo de Tensiones, pp5

Ahora se calcula la tensión en el lado de carga de la correa, utilizando la siguiente ecuación de semisuma de tensiones:

$$T_i = \frac{T_c + T_d}{2}$$

**(Ecuación 3.136)**

Donde:

T<sub>c</sub>: tensión de la banda en el lado de la carga

Despejando el valor de T<sub>c</sub>, queda:

$$T_c = 2 \cdot T_i - T_d$$

Reemplazando valores da:

$$T_c = 2 \cdot 1716.98 \text{ N} - 1037.595 \text{ N}$$

$$T_c = 2396.364 \text{ N}$$

### **3.3.10 DISEÑO DE LA FLECHA DE TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO**

Para el diseño de la flecha de reutilización de abrasivo, se plantea distancias que serán analizadas en el diseño de la estructura del sistema de reutilización además de las fuerzas y momentos presentes en la flecha por acción de la correa trapezoidal ya seleccionada, también se considera las fuerzas ejercidas por el tamiz, como producto de la aplicación de los resortes. De estas últimas del catálogo del fabricante la fuerza ejercida por el resorte es de 8.8 N por cada milímetro de desplazamiento, siendo su desplazamiento de 13.5 mm (recomendación tomada del mismo fabricante), por tanto da 118 N de aplicación en cada resorte, pero como por cada

tamiz son tres resortes se tiene 354 N de fuerza ejercida sobre el punto de anclaje de cada leva. El desplazamiento recomendado fue tomado en cuenta para el diseño de la estructura.

En la flecha también influye el torque que se ejerce sobre la flecha en la conexión semicruzada con la polea conducida. Para esto se tiene el valor del diámetro de esta polea que es 90 mm y las fuerzas de las tensiones ejercidas sobre el mismo elemento.

$$Tr = (Tc - Td) \cdot \frac{D}{2}$$

**(Ecuación 3.137)**

Donde

Tr: par nominal ejercido por las tensiones en la polea en N-m

D: diámetro de la polea conducida = 90 mm = 0.09 m

Reemplazando valores da:

$$Tr = (2396.364 \text{ N} - 1037.595 \text{ N}) \cdot \frac{0.09}{2}$$

$$Tr = 61.144 \text{ N.m}$$

Además se obtiene el valor de la fuerza a lo largo del eje de las z, que es el valor de la tensión inicial de la correa:

$$Ft = 1716.98 \text{ N}$$

La última fuerza a considerar en el diseño es la energía potencial elástica, cuyo valor se basa en la constante de los resortes. Esta resulta ser 26222 N/m, producto de la fuerza ejercida 354 N para 0.0135 m de desplazamiento.

$$E_{pe} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \delta e^2$$

**(Ecuación 3.138)**

Donde:

E<sub>pe</sub>: energía potencial elástica en N·m

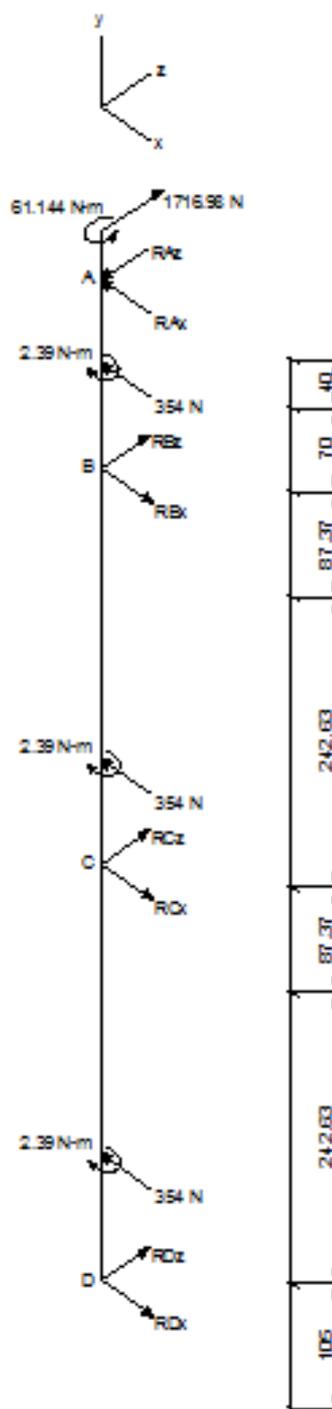
k: constante de los resortes = 26222 N/m

δe: deflexión de los resortes = 0.0135 m

$$E_{pe} = \frac{1}{2} \cdot 26222 \cdot 0.0135^2$$

$$E_{pe} = 2.39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con todas esas fuerzas y momentos presentes en la flecha se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre y hallar las reacciones.

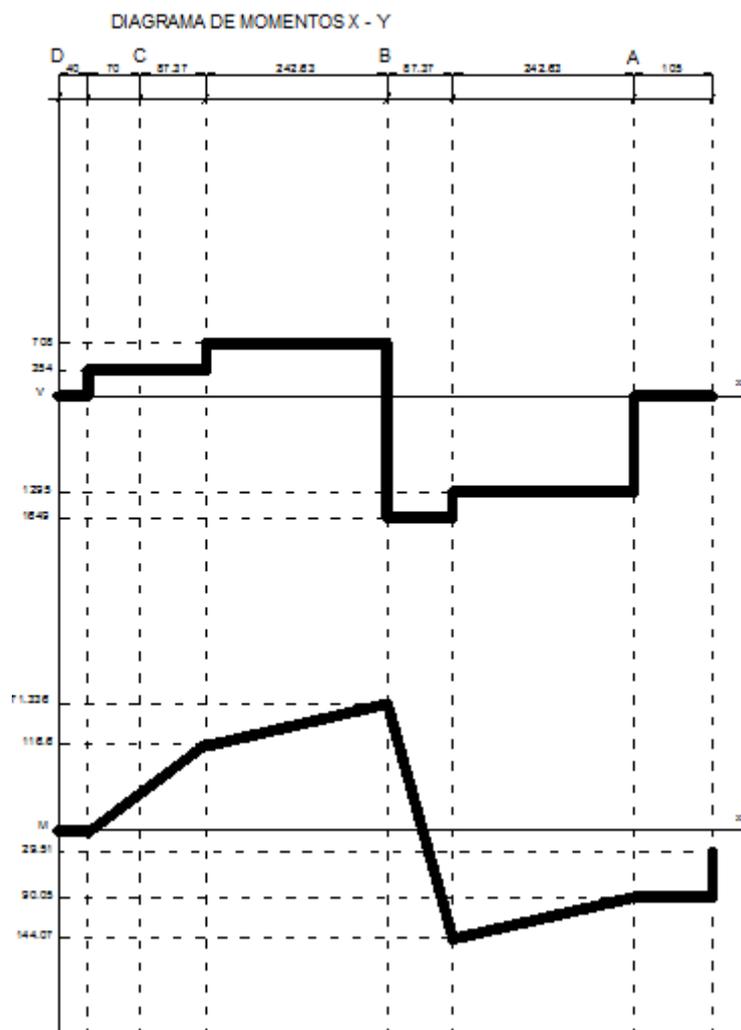


**Figura 3. 73 – Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema de reutilización**

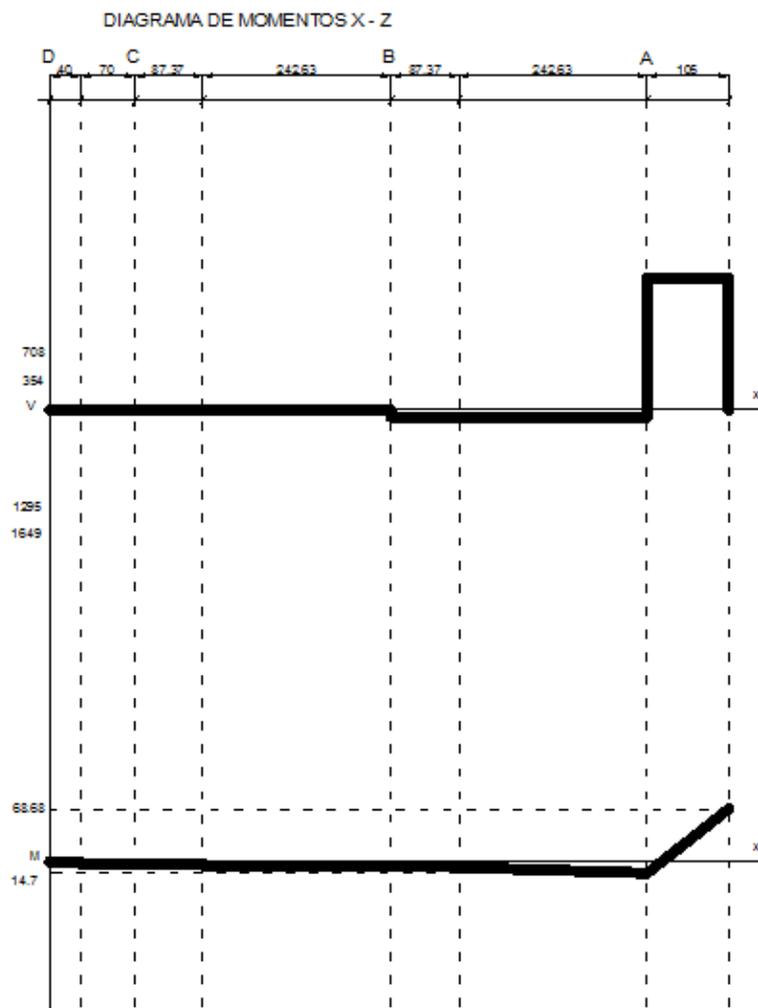
Mediante el análisis de las fuerzas de equilibrio, se hallaron los siguientes valores de las reacciones:

$RA_x := 1294.395$	N	$RA_z := 1810.421$	N
$RB_x := 2356.395$	N	$RB_z := 93.442$	N
$RC_x := 1.25 \cdot 10^{-4}$	N	$RC_z := 8.99 \cdot 10^{-4}$	N
$RD_x := 3.18 \cdot 10^{-4}$	N	$RD_z := -2.54 \cdot 10^{-3}$	N

Se procede a realizar el diagrama de momentos en los planos x-y, x-z



**Figura 3. 74 – Diagrama de momentos plano x-y de la flecha del sistema de reutilización**



**Figura 3. 75 – Diagrama de momentos plano x-z de la flecha del sistema de reutilización**

De los diagramas previos, se obtienen los valores máximos y mínimos de torque que genera el sistema, por lo tanto:

Momento máximo

$$M_{\max} = \sqrt{171.336^2 + 4.78^2}$$

$$M_{\max} = 171.403 \text{ N.m}$$

Torque máximo

$$T_{\max} = 61.114 \text{ N.m}$$

Momento mínimo

$$M_{\min} = \sqrt{14.7^2 + 90.05^2}$$

$$M_{\min} = 91.242 \text{ N.m}$$

Torque mínimo

$$T_{\min} = 2.39 \text{ N.m}$$

De estos se obtienen las siguientes variables que servirán para la determinación del diámetro de la flecha.

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$$

$$M_a = 40.08 \text{ N.m}$$

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$$

$$T_a = 29.362 \text{ N.m}$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$$

$$M_m = 131.322 \text{ N.m}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$$

$$T_m = 31.752 \text{ N.m}$$

### 3.3.10.1 Cálculo del diámetro de la flecha del sistema de reutilización

Para el cálculo del diámetro se debe prever el tipo de aplicación que tiene el sistema. Trabaja luego del trabajo del equipo sandblasting, es decir se considerará un servicio ligero. Con esto se aplica la Teoría de Falla de Energía de Distorsión.

Se plantea un factor de seguridad para el diseño:  $FS = 1.5$

Se realiza la selección del material, de propiedades mecánicas para trabajo ligero, se selecciona un acero SAE 1010 CD, conocido como acero dulce, cuyas propiedades son:

$$S_{u_r} = 365 \text{ MPa}$$

$$S_{y_r} = 303 \text{ MPa}$$

A continuación se plantean los factores de diseño así como los concentradores de esfuerzo, de acuerdo al trabajo que presentará la flecha:

$$\text{Concentrador de esfuerzo en fatiga: } K_{f_r} = 1.25$$

$$\text{Factor de temperatura de constitución de la flecha. } K_{t_{s_r}} = 2.2$$

$$\text{Factor de superficie, empleando la ecuación 3.25. } K_{a_r} = 0.944$$

$$\text{Factor de diámetro, para condiciones de trabajo ligero. } K_{b_r} = 1.1$$

$$\text{Factor de carga, trabajo ligero. } K_{c_r} = 1.25$$

$$\text{Factor de confiabilidad. } K_{conf_r} = 0.85$$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga empleando la ecuación 3.26

$$S_{e_r} = 0.8 \cdot S_{u_r} \cdot K_{a_r} \cdot K_{b_r} \cdot K_{c_r} \cdot K_{conf_r}$$

$$S_{e_r} = 0.8 \cdot 365 \cdot 0.944 \cdot 1.1 \cdot 1.25 \cdot 0.85$$

$$S_{e_r} = 322.31 \text{ MPa}$$

Se determina el valor del diámetro usando la ecuación 3.27.

$$d^3 = \left\{ 16 \cdot \frac{FS}{\pi} \cdot \left[ \frac{1}{S_{e_r} \cdot 10^6} \cdot [4(K_{f_r} \cdot M_a)^2 + 3(K_{t_{s_r}} \cdot T_a)^2]^{1/2} \right] + \left[ \frac{1}{S_{e_r} \cdot 10^6} \cdot [4(K_{f_r} \cdot M_m)^2 + 3(K_{t_{s_r}} \cdot T_m)^2]^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \cdot 10^3$$

$$d_3 = 21.912 \text{ mm}$$

En el mercado local se encuentran ejes (flechas) dados en pulgadas, por tanto se selecciona.

$$D_3 = \frac{7}{8} \text{ pulg}$$

$$D_3 = 22 \text{ mm}$$

### 3.3.10.2 Relación de Diámetros

El diámetro calculado es el estipulado para las secciones de las levas, en los demás puntos se permite hacer reducciones del mismo, según la ecuación 3.28

$$d = \frac{22 \text{ mm}}{1.3}$$

$$d = 16.923 \text{ mm}$$

Sin embargo este es el valor límite inferior de diámetro que se puede hacer. Para este caso se considerará una reducción a 20 mm.

### 3.3.10.3 Diseño de la chaveta de la flecha del sistema de reutilización de abrasivo

El material de las mismas debe tener menores propiedades mecánicas que los de la flecha, para que en caso de falla, sea esta la afectada.

En este diseño se consideran los valores extremos de momentos brindados al eje y el diámetro de la flecha.

$$T_{\max} = 61.114 \text{ N.m}$$

$$T_{\min} = 2.39 \text{ N.m}$$

$$D_3 = 0.022 \text{ m}$$

Con estos valores se determina los valores máximo y mínimo de fuerza aplicados en la flecha, según las ecuaciones 3.29 y 3.30:

$F_{\min_{\text{ch-r}}} = \frac{T_{\min}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{2.39 \text{ N.m}}{\frac{0.022 \text{ m}}{2}}$ $F_{\min_{\text{ch-r}}} = 217.283 \text{ N}$	$F_{\max_{\text{ch-r}}} = \frac{T_{\max}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{61.114 \text{ N.m}}{\frac{0.022 \text{ m}}{2}}$ $F_{\max_{\text{ch-r}}} = 5556 \text{ N}$
---	--

De estas fuerzas se determina la combinación máxima y mínima de fuerzas, según las ecuaciones 3.31 y 3.32

$F_{m_{\text{ch-r}}} = \frac{5556 + 217.283}{2}$ $F_{m_{\text{ch-r}}} = 2887 \text{ N}$	$F_{a_{\text{ch-r}}} = \frac{5556 - 217.283}{2}$ $F_{a_{\text{ch-r}}} = 2669 \text{ N}$
---	---

### 3.3.10.3.1 Dimensiones de la chaveta

Altura de la chaveta:  $H_r = 5 \text{ mm}$

Ancho de la chaveta:  $W_r = 5 \text{ mm}$

Largo de la chaveta:  $L_r = 8 \text{ mm}$

Las dimensiones de la chaveta son recomendadas y normalizadas por la ISO 2491B

### 3.3.10.3.2 Cálculo del factor de seguridad de la chaveta

Se determina el esfuerzo máximo de aplastamiento en la chaveta usando la ecuación 3.33 y el esfuerzo mínimo con la ecuación 3.34, según la figura 3.15:

$\sigma_{m_{ch-r}} = \frac{2 \cdot F_{m_{ch-r}}}{H_r \cdot L_r} = \frac{2 \cdot 2887 \text{ N}}{5 \cdot 8}$ $\sigma_{m_{ch-r}} = 144.327 \text{ MPa}$	$\sigma_{a_{ch-r}} = \frac{2 \cdot F_{a_{ch-r}}}{H_r \cdot L_r} = \frac{2 \cdot 2669 \text{ N}}{5 \cdot 8}$ $\sigma_{a_{ch-r}} = 133.464 \text{ MPa}$
---	---

Se determina el esfuerzo máximo de corte en la chaveta usando la ecuación 3.35 y el esfuerzo mínimo de corte con la ecuación 3.35

$\tau_{vm_{ch-r}} = \frac{F_{m_{ch-r}}}{W_r \cdot L_r} = \frac{2887 \text{ N}}{5 \cdot 8}$ $\tau_{vm_{ch-r}} = 72.164 \text{ MPa}$	$\tau_{va_{ch-r}} = \frac{F_{a_{ch-r}}}{W_r \cdot L_r} = \frac{2669 \text{ N}}{5 \cdot 8}$ $\tau_{va_{ch-r}} = 66.732 \text{ MPa}$
--	--

Ahora se determina los esfuerzos equivalentes máximo y mínimo, que resulta producto de la combinación de esfuerzos de aplastamiento y cortante, mediante las ecuaciones 3.37 y 3.38 respectivamente.

$\sigma_{m_{eq-r}} = (\sigma_{m_{ch-r}}^2 + \tau v_{m_{ch-r}}^2)^{\frac{1}{2}}$ $\sigma_{m_{eq-r}} = (144.327^2 + 72.164^2)^{\frac{1}{2}}$ $\sigma_{m_{eq-r}} = 190.927 \text{ MPa}$	$\sigma_{a_{eq-r}} = (\sigma_{a_{ch-r}}^2 + \tau v_{a_{ch-r}}^2)^{\frac{1}{2}}$ $\sigma_{a_{eq-r}} = (133.464^2 + 66.732^2)^{\frac{1}{2}}$ $\sigma_{a_{eq-r}} = 176.556 \text{ MPa}$
--	--

Ahora se selecciona un material con menor resistencia a la fluencia que el material de la flecha de este sistema: SAE 1006 HR. Cuya resistencia es:

$$S_{ut} = 300 \text{ MPa}$$

Se plantea los factores y concentradores de esfuerzo propios de la chaveta, según:

Factor de superficie, según ecuación 3.39:  $K_{a_{ch-r}} = 0.961$

Concentrador por dimensión de la chaveta, usando ecuación 3.40:

$$d_{e_{ch-r}} = 4.04$$

Factor de diámetro, según la ecuación 3.41:  $K_{b_{ch-r}} = 0.996$

Factor de carga, en condiciones ligeras:  $K_{c_{ch-r}} = 2.2$

Factor de confiabilidad, en trabajo ligero:  $K_{conf_{ch-r}} = 1.3$

Se calcula el valor del límite de resistencia a la fatiga usando la ecuación 3.42:

$$S_{e_{ch-r}} = 0.7 \cdot S_u \cdot K_{a_{ch-r}} \cdot K_{b_{ch-r}} \cdot K_{c_{ch-r}} \cdot K_{conf_{ch-r}}$$

$$S_{e_{ch-r}} = 0.5 \cdot 300 \cdot 0.961 \cdot 0.996 \cdot 2.2 \cdot 1.3$$

$$S_{e_{ch-r}} = 574.656 \text{ MPa}$$

El valor de 0.7 en la ecuación, hace referencia al esfuerzo de fluencia del material a cortante.

Se determina el factor de carga según las propiedades del material, empleando la ecuación 3.43:

$$C_{ch-r} = \frac{\sigma_{aeq-r}}{Se_{ch-r}} + \frac{\sigma_{meq-r}}{Sut}$$

Donde:

$\sigma_{aeq-r}$ : esfuerzo equivalente mínimo en la chaveta de la flecha del sistema de reutilización

$\sigma_{meq-r}$ : esfuerzo equivalente máximo en la chaveta de la flecha del sistema de reutilización

$Se_{ch}$ : límite de resistencia a la fatiga del material

$Sut$ : resistencia última a la fluencia del material

$$C_{ch-r} = \frac{176.556 \text{ MPa}}{574.656 \text{ MPa}} + \frac{190.927 \text{ MPa}}{300 \text{ MPa}}$$

$$C_{ch-r} = 0.944$$

Finalmente se halla el factor de seguridad, con la ecuación 3.44:

$$FS_{ch-r} = \frac{1}{0.944}$$

$$FS_{ch-r} = 1.06$$

Este factor de seguridad indica que el material escogido es adecuado para la chaveta, con las dimensiones planteadas.

### 3.3.10.4 Análisis de la vibración natural de la flecha del sistema de reutilización

Se pretende comprobar que el sistema no trabajará en resonancia, analizando las deflexiones. Las deflexiones presentes en la flecha debido a las cargas, se presentan en la siguiente tabla, según su distancia. Se obtiene de los diagramas de momentos según el módulo elástico del material.

**Tabla 3. 24 - Deflexiones en la flecha del sistema de reutilización de abrasivo**

PUNTO	DISTANCIA EN X	Plano X-Y	Plano X-Z	Total Deflexión (mm)
A	0	0,00036	0,00084	0,0009
B	110	-0,00176	-0,00009	0,0018
C	440	0,00142	0,00004	0,0014
D	770	0,00003	0,00003	0,0000

La máxima deflexión se presentará en el punto B.

$$\delta p_r = 0.0018 \text{ mm}$$

Para este análisis se considera el valor estimado de la carga que representa la flecha y la polea conducida juntas.

$$Wp_r = 50 \text{ N}$$

La densidad del acero es:  $\rho_{\text{acero}} = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Utilizando la ecuación 3.45, se determina las rpm teóricas de la flecha, exclusivo para este cálculo

$$n_c = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_{acero} \cdot W_{p_r} \cdot \delta p_r}{W_{p_r} \cdot \delta p^2}}$$

$$n_c = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\frac{7870 \cdot 50 \cdot 0.0018}{50 \cdot 0.0018^2}}$$

$$n_c = 33280 \text{ rpm}$$

Se plantea una relación entre las revoluciones mínimas necesarias de la flecha motriz con el valor calculado, en rev/min, empleando las ecuaciones 3.46 y 3.47:

$w_{n_r} = n_c \cdot \frac{2\pi}{60}$	$w_{o_r} = n \cdot \frac{2\pi}{60}$
$w_{n_r} = 33280 \cdot \frac{2\pi}{60}$	$w_{o_r} = 100 \cdot \frac{2\pi}{60}$
$w_{n_r} = 3485 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$	$w_{o_r} = 10.472 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

$$\frac{w_{o_r}}{w_{n_r}} = \frac{10.472}{3485}$$

$$\frac{w_{o_r}}{w_{n_r}} = 0.003$$

Verificando este valor en el diagrama 3.16, se comprueba que el sistema no estará en resonancia.

### 3.3.10.5 Cálculo y selección de los rodamientos del sistema de reutilización de abrasivo

Para la selección adecuada de los rodamientos, se empleará las reacciones ya determinadas. Pero se tomará como base los puntos más críticos, es decir donde las reacciones fueron mayores, así se seleccionará el rodamiento más adecuado y este será considerado en los cuatro puntos de anclaje estipulados. Los puntos que tienen mayores reacciones son A y B:

Punto A	
Fuerza resultante radial	Fuerza resultante axial
$F_{radA_r} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2}$ $F_{radA_r} = \sqrt{1294.395^2 + 1810.421^2}$ $F_{radA_r} = 2226 \text{ N}$	$F_{axA_r} = 0$

Punto B	
Fuerza resultante radial	Fuerza resultante axial
$F_{radB_r} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2}$ $F_{radB_r} = \sqrt{2356.395^2 + 93.442^2}$ $F_{radB_r} = 2358 \text{ N}$	$F_{axB_r} = 0$

El sistema funciona con velocidades superiores a los 50rpm, por lo tanto se analizará para cargas dinámicas (falla por fatiga).

## 3.3.10.5.1 Rodamiento en A

Se determina la duración del rodamiento:

$$\text{rod}_A = 12 \cdot 345 \cdot 3 \cdot 60$$

$$\text{rod}_A = 745200 \text{ min}$$

En el medio comercial, los rodamientos que más se pueden encontrar son de la marca SKF, por lo tanto se usa su método de cálculo para seleccionar el adecuado.

Se halla el valor de la capacidad de carga dinámica según la ecuación 3.48

$$\text{coef}_{\text{rod-r}} = \frac{\text{rod}_A \cdot n}{10^7}$$

$$\text{coef}_{\text{rod}} = \frac{745200 \cdot 100}{10^7}$$

$$\text{coef}_{\text{rod}} = 7.452$$

Ahora se debe hallar un valor producto de la relación existente entre la fuerza axial y radial en la flecha:

$$\frac{F_{ax\_A}}{F_{rad\_A}} = 0$$

Al no existir fuerza axial, se determina la opción de  $P = F_{rad}$ . Entonces la capacidad de carga se obtiene mediante la ecuación 3.49

$$CC_{A-r} = \text{coef}_{\text{rod}}^{\frac{1}{3}} \cdot P$$

Donde:

$CC_{A-r}$ : capacidad de carga dinámica en el punto de apoyo A de la flecha del sistema de reutilización de abrasivo.

P: fuerza radial en el punto A = 2226 N

$$CC_A = 7.452^{\frac{1}{3}} \cdot 2226 \text{ N}$$

$$CC_A = 4347 \text{ N}$$

Con este valor y el diámetro de la flecha, se ingresa al catálogo en donde se selecciona el rodamiento más adecuado. Por lo tanto se elige el SKF-61904, que tiene una capacidad de carga de 6.37 kN. Anexo B

### 3.3.10.5.2 Rodamiento en B

Para determinar el rodamiento en el punto de apoyo B, se sigue un procedimiento similar al ya realizado, pero teniendo en cuenta que en este tampoco existe carga radial, el cálculo se limita a determinar la capacidad de carga dinámica:

$CC_{B-r}$ : capacidad de carga dinámico en el punto de apoyo B

P: fuerza radial en el punto B = 2358 N

$$CC_B = 7.452^{\frac{1}{3}} \cdot 2358$$

$$CC_B = 4605.761 \text{ N}$$

El valor hallado no difiere mucho del valor del punto A, se elige el mismo rodamiento SKF-61904. Estos también son asignados a los puntos C y D, debido a que la capacidad de carga de este rodamiento es el menor según el diámetro.

### **3.3.11 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO**

En este caso la carga muerta corresponde al peso total del motor eléctrico, levas, eje, chumaceras, tamices, bandejas y otros accesorios adicionales. El valor de la carga muerta es de 111.85 kg, sumatoria de valores tomados del software Solidworks 2010.

La carga viva, corresponde al valor del peso de los residuos, que se albergan en la bandeja inferior, es decir 8.2 kg., además del valor del peso correspondiente al abrasivo que estará en las bandejas de salida, que es 10 kg. Se considera que el valor de la carga en cada tamiz será de 10 kg. Por lo tanto el valor de la carga viva será de 48.2 kg.

La presencia de la carga viva y de la carga muerta, representan un valor de 160.05 kg, para fines de cálculo se toma una carga de 160 kg.

Por fines de funcionalidad del sistema, el diseño de la estructura es asimétrico, así se realizará un análisis en las vigas que presentan mayor carga. El perfil más adecuado, será el estructural cuadrado, por la polifuncionalidad y rigidez que este presenta. Se analizará si es el más óptimo para el sistema.

#### **3.3.11.1 Diseño de las vigas principales del sistema de reutilización de abrasivo**

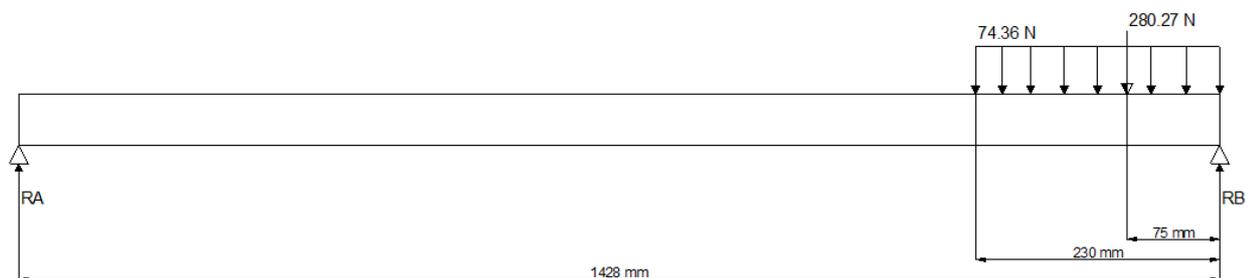
El diseño de la sección necesaria, se realizará solamente en una viga, la de mayor carga, la viga baja de soporte del tamiz superior, pues en esta se presentan las mayores cargas, ya que además del peso propio del tamiz se considera el peso del

abrasivo colocado sobre este, así como el peso del material residual que se depositará en la bandeja de salida.

### 3.3.11.1.1 Diseño de la viga baja de soporte del tamiz superior

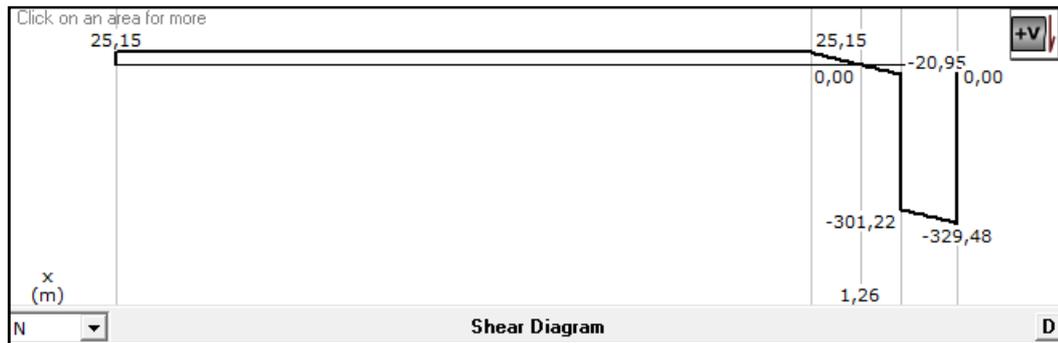
Para empezar el análisis de esta viga se establece el peso máximo que soporta esta, en donde el peso muerto del tamiz es 18.57 kg. Y el peso de la bandeja de salida es 5.08 kg. La carga viva es el peso máximo de abrasivo a separarse, que puede ser colocado sobre el tamiz y es 10 Kg. Además el máximo peso que pudiere almacenarse en la bandeja de salida superior es 2.5 kg. Por lo tanto la carga que soporta esta viga es 36.15 kg. Que se considerará total para el análisis, en caso de ser colocado una mayor cantidad de material en el tamiz. De este valor solamente el peso del tamiz y su correspondiente carga viva, se considera una carga puntual, esto es 28.57 kg o 280.27 N; el resto es una carga distribuida de 7.58 kg o 74.36 N, según se indica en la siguiente figura.

Todos los valores de carga de los elementos fueron tomados del software Solidworks 2010.



**Figura 3. 76 – Diagrama de cuerpo libre de la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo**

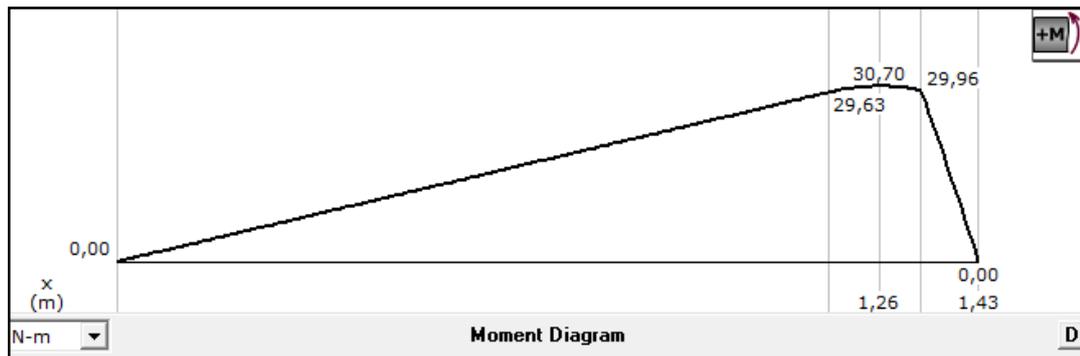
Utilizando el software MD Solid 3.5, se obtienen las reacciones y el momento máximo presente en la viga:



**Figura 3. 77 – Diagrama de fuerza cortante de la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo**

$$RA = 25.15 \text{ N}$$

$$RB = -329.48 \text{ N}$$



**Figura 3. 78 – Diagrama de momento máximo en la viga baja de soporte del tamiz superior – sistema de reutilización de abrasivo**

$$M_{\max} = 30.70 \text{ N.m}$$

El esfuerzo máximo presente en la sección, está dado por la ecuación 3.62

$$\sigma_{\max_x} = \pm \frac{30.70 \text{ N.m}}{S_{xx}}$$

El factor de seguridad que se toma en cuenta para el diseño es de 2, y el material de los perfiles estructurales es Acero ASTM A500, mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64 se tiene que:

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{[\sigma]}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{M \max}{\frac{S_y}{n}}$$

$$S_{xx} \geq \pm \frac{30.70 \times 2}{320 \times 10^3}$$

$$S_{xx} = 0.000191 \text{ m}^3$$

Por la polifuncionalidad que representa el uso del perfil estructural cuadrado, en el sistema de reutilización de abrasivo, se considera este. Con el valor obtenido, se selecciona el más idóneo, según el *Manual of Steel Construction de la AISC* y se selecciona SQ3/4 x 3/4 x 11/128 de acero ASTM A500, que tiene un  $S_{xx}$  de 0.0006  $\text{m}^3$ . En el mercado local se puede encontrar perfiles de 20 x 20 x 2 mm que cumplen con las mismas especificaciones.

Esta viga es la de mayor carga de todo el sistema, por lo tanto el perfil seleccionado será usado para el resto de vigas existentes.

### **3.3.11.2 Diseño de las columnas estructurales del sistema de reutilización de abrasivo**

En el diseño presentado, la estructura estará conformada por cuatro columnas, a las cuales están anidadas las vigas de forma directa y los perfiles tipo Z, que servirán de canales guía de las bandejas. Estas columnas deben ser capaces de resistir los esfuerzos de flexión y compresión, se comprobará si el sistema debe ser analizado a pandeo.

Se realizará un análisis a las columnas, con el mismo perfil estructural seleccionado para las vigas, 20 x 20 x 2 mm de acero ASTM A500, y así verificar si son adecuadas para ser usadas como columnas.

Para poder verificar que se pueden usar este perfil estructural, se procederá a determinar el factor de seguridad en estos perfiles de ser usados como columnas, con la mayor carga del sistema, que ya se especificó, es decir 160 kg. Por lo tanto cada columna albergará un peso de 40 kg; para ir del lado de la seguridad se considerará un valor de variabilidad del 10%. Entonces el peso a tomar en cuenta en cada columna es de 44 kg o 431.64 N.

$$Fr = 431.64 \text{ N}$$

Se procederá a determinar el factor de seguridad de las columnas de soporte, utilizando las ecuaciones 3.117 y 3.118, sabiendo que la sección transversal de este perfil tiene un área<sup>116</sup> de 134 mm<sup>2</sup>, y la resistencia a la fluencia, Sy es 320 MPa.

$$\sigma_{\max} = \frac{Fr}{A}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{431.64}{1.34 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_{\max} = 32.21 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad se usará la ecuación 3.118

$$n = \frac{Sy}{\sigma_{\max}}$$

$$n = \frac{320}{32.21}$$

---

<sup>116</sup> [www.ipac-acero.com/ipac/tben001.html](http://www.ipac-acero.com/ipac/tben001.html)

$$n = 9.93$$

Se comprobó que la sección transversal del perfil seleccionado, soporta la máxima carga presente en el sistema y no presentará problemas de flexión.

Para determinar si las columnas, deben ser sometidas al análisis de falla por pandeo, se determinará la razón de esbeltez, encontrándose con la longitud mínima a la cual fallará.

Para este análisis se utilizará la ecuación 3.120:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot k^2}{L^2}$$

Para este caso, se tiene que:

$P_{cr}$ : carga crítica sobre la columna = 431.64 N

A: área de la sección transversal = 134 mm<sup>2</sup>

C: constante que depende del tipo de unión (dos lados empotrados) = 1.2

E: módulo de elasticidad = 27000 kg/mm<sup>2</sup>

k = r: radio de giro en mm

No se conoce el radio de giro así que se procederá a hallarlo. Utilizando la ecuación 3.67, se procede a calcular del momento de inercia.

$$I_{xy} = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_{xy} = \frac{20 \times 20^3}{12}$$

$$I_{xy} = 13333.33 \text{ mm}^4$$

Se calcula el radio de giro, utilizando la ecuación 3.68:

$$r = \sqrt{\frac{I_{xy}}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{13333.33}{134}}$$

$$r = 9.975 \text{ mm}$$

Despejando la ecuación 3.120, se determina L:

$$L = \sqrt{\frac{C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot k^2 \cdot A}{P_{cr}}}$$

$$L = \sqrt{\frac{1.2 \cdot \pi^2 \cdot 27000 \cdot 9.975^2 \cdot 134}{431.64}}$$

$$L = 3142.902 \text{ mm}$$

Es decir que con la carga presente en la columna, el sistema puede presentar fallo por pandeo, en una longitud de 3.14 m. Por lo tanto las columnas no fallarán, pues su longitud total es de 0.98 m, como se muestra en los planos.

### 3.3.11.3 Cálculo de la soldadura en vigas y columnas del sistema de reutilización de abrasivo

Se realizará un análisis a la carga más crítica presente, según se determinó en la viga baja de soporte del tamiz superior. El mayor esfuerzo cortante presente en las soldaduras tiene un valor de  $V = 329.48 \text{ N}$  y un momento máximo de  $M = 30.70$

N.m, que se considerará máximo en la sección correspondiente a la unión de las vigas con las columnas.

Utilizando el análisis de esfuerzo admisible, se usa la ecuación 3.7, para este perfil también se usará el electrodo E7018

El ángulo de análisis entre la carga y el eje de soldadura es  $45^\circ$ , debido a que la mayor carga se produce en el eje vertical y todas las uniones serán de filete a  $90^\circ$ , con un cordón de 20 mm y un espesor de hasta 4mm, debido al máximo espesor del perfil.

Debido a que el esfuerzo máximo admisible depende de las propiedades del material a depositarse, así como del ángulo de incidencia, y como estos no han variado, se considera el mismo valor que fue hallado en el análisis de la estructura del equipo sandblasting.

$$F_v = 187.83 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo máximo por flexión, es necesario calcular el momento de inercia, mismo que depende de las dimensiones del perfil, por ello es necesario calcularlo, utilizando la ecuación 3.78

$$I_u = \frac{e \cdot (2a + b)^2}{2}$$

$$I_u = \frac{0.02 \cdot [(2 \cdot 0.2) + 0.2]^2}{2}$$

$$I_u = 0.0036 \text{ m}^3$$

Ahora se calcula el esfuerzo máximo por flexión, en la soldadura, usando la ecuación 3.76

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{30.70 \cdot 0.1}{0.707 \cdot 0.04 \cdot 0.0036}$$

$$\sigma_{\max} = 30.154 \text{ MPa}$$

Ahora se determina, el esfuerzo cortante máximo, presente en la soldadura, se usa la ecuación 3.79

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{329.48 \text{ N}}{134 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{xy} = 2.45 \text{ MPa}$$

Como la sección crítica, es en el empotramiento, se tiene la presencia de los dos esfuerzos, aplicando la ecuación 3.80 se tiene que:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_{\max}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \leq F_v$$

La ecuación se encuentra en unidades inglesas, por lo tanto es necesario realizar la conversión de unidades, antes de usarla. 1 MPa = 0.145 KSI

$$\sigma_{1,2} = \frac{4.372}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{4.372}{2}\right)^2 + 0.356^2} \leq F_v$$

$$\sigma_1 = 4.842 \text{ kpsi} = 33.398 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -2.720 \text{ kpsi} = -18.761 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el esfuerzo máximo en la soldadura será 33.398 MPa, el cual es menor que el esfuerzo máximo admisible  $F_v$ , que es 187.83 MPa.

Se determina el factor de seguridad, para lo cual se utiliza el esfuerzo de fluencia del material depositado, electrodo 7018.

$$n = \frac{386.1 \text{ MPa}}{33.398 \text{ MPa}}$$

$$n = 11.56$$

Se acepta el diseño de soldadura, se aprueba para todas las uniones de vigas y columnas del sistema de reutilización de abrasivo. Soldadura de filete de 4 mm de espesor, con un cordón de 20 mm, realizada con un electrodo 7018.

### **3.3.12 SELECCIÓN DE LOS TAMICES**

La selección de los tamices, se lo hace según las fraccionabilidad de la granalla mineral, hasta un tercer uso, según un estudio realizado por el fabricante del abrasivo MASERVI SA, estimando que los restos de granalla todavía útil tienen un tamaño aproximado de 1/3 de mm, esto es 0.33 mm.

De acuerdo a esto el primer tamiz seleccionado es, aplicando la normativa ASTM E18-135 N°45, que tiene 0.355 de luz, este es el de tamiz que se deberá colocar más abajo.

Para el tamiz de mayor tamaño (superior en el diseño) se considera las dimensiones de granalla mineral a granel, es decir todo lo que sea superior, en tamaño, se descartará en el sistema de reutilización. Por lo tanto resulta un ASTM E-18-128 N°16, que tiene 1.18 mm de luz.

Finalmente para el tamiz intermedio se considera uno intermedio entre los ya seleccionados, de esto se escoge un ASTM E-18-131 N°25, que tiene una luz de 0.71 mm.

Todos los tamices son de acero inoxidable y serán montadas en estructuras metálicas de perfil rectangular de 10x15 mm, para brindarle rigidez a las mismas, esto según se muestra en el anexo B

### 3.3.13 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

En base a la determinación de la potencia efectiva, ya calculada, se tomará el camino de selección sugerido por Mott, empleando la siguiente tabla se determina la velocidad del motor para Corriente Alterna operando a 60 Hz

**Tabla 3. 25 – Velocidades de motor de CA para corriente de 60 Hz**

**TABLA 21-2** Velocidades de motor de CA para corriente de 60 Hz

Número de polos	Velocidad sincrona (rpm)	Velocidad a plena carga <sup>a</sup> (rpm)
2	3600	3450
4	1800	1725
6	1200	1140
8	900	850
10	720	690
12	600	575

<sup>a</sup>Aproximadamente 95% de la velocidad sincrona (deslizamiento normal)

117

<sup>117</sup> ( )MOTT, Robert, Diseño de elementos de máquinas, Ed. Pearson, México, 2006, pp 800-820

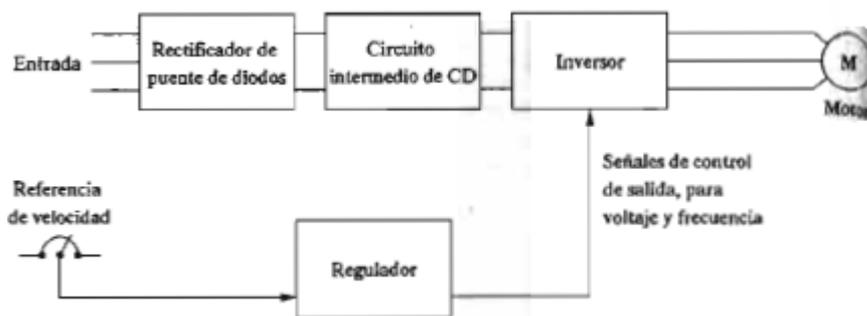
Se elige este camino debido a que los motores de corriente alterna son los más adaptables al proyecto, teniendo en cuenta el objetivo general, pues la red de suministro eléctrico entrega esta corriente. Se elige un motor de corriente trifásica por ser los que se adaptan a cambios de velocidad, en base a esto se elige en la siguiente tabla, el voltaje que debe ser empleado en el motor:

**Tabla 3. 26 – Capacidades de motores a voltaje nominal, en corriente trifásica**

**TABLA 21-5** Capacidades de arrancadores a voltaje total, de corriente trifásica

Número de tamaño NEMA	Corriente nominal (amperes)	Potencia nominal a los voltajes indicados					
		110 V		220 V		440 y 550 V	
		(HP)	(kW)	(HP)	(kW)	(HP)	(kW)
00		3/4	0.56	1	0.75	1	0.75
0	15	1½	1.12	2	1.49	2	1.49
1	25	3	2.24	5	3.73	7½	5.60
2	50	7½	5.60	15	11.19	25	18.65
3	100	15	11.19	30	22.38	50	37.30

Del diseño presentado se sabe que la velocidad de salida que debe otorgar el motor es de 100 rpm, por lo tanto de la tabla 3.25, se elige un motor con 12 polos y de la tabla 3.26, ingresando con la potencia nominal de 2 HP, se sabe que el motor trabajará con un voltaje de 220v. Sin embargo la velocidad de salida aún es demasiado alta, por ello se debe emplear en conjunto con un propulsor de velocidad variable, ideal para este caso, el siguiente diagrama muestra la esquematización de conexión del variador y el motor eléctrico a fin de que entregue las 100 rpm.



**Figura 3. 79 – Control de motor de corriente alterna con propulsor de velocidad variable**

Ahora con los datos ya seleccionados, se elige de catálogo un motor adecuado, empleando uno de motores trifásicos de la marca SIEMENS, se escoge el de tipo 1RA3 058-4YK31, de base rígida con ventilación, que cumple con todas las exigencias del caso.

## CAPITULO 4

### CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DEL EQUIPO DE LIMPIEZA MECÁNICA

#### 4.1 LISTA DE MATERIALES

**Tabla 4. 1 - Lista de materiales del equipo sandblasting**

EQUIPO SANDBLASTING		
Cantidad	Unidad	Elemento
38.022	m.	Tubo estructural cuadrado 40x40x2 mm. NTE INEN 2415 Para estructura
1	Unid.	Compresor multifase de 3hp de 50 lts. de capacidad
1	Unid.	Turbina de granallado de velocidad cte. de 50 m/seg
1	Unid.	Polea lisa con recubrimiento antideslizante tipo chevrón
1	Unid.	Polea autolimpiante tipo jaula de ardilla
4	Unid.	Chumaceras radiales con rodillos de bolas SKF 61806
0.650	m.	Eje diámetro principal 1.5 plg. Acero SAE 1020 CD
0.500	m.	Eje diámetro principal 1.5 plg. Acero SAE 1020 HR
1	Unid.	Motorreductor monofásico CA, 220v, de 1 HP
6.481	m.	Correa elevadora EP 630/3, Pylon, de The Goodyear
37	Unid.	Cangilones Tipo CC-HD de 5x4 plg. Marca TAPCO
1	Caja	Pernos por 100u. Zincados tipo occidental de ¼ -20x1pulg. Sujeción cangilón-banda
1	Unid.	Distribuidor de válvula tipo pantalón de una entrada dos salidas con compuerta de guillotina de operación manual, con reducción de 50 a 25 mm.
2	Unid.	Sensores de nivel de sólidos, de paletas rotativas, SIEMENS SITRANS LPS200

**Tabla 4. 1 - Lista de materiales del equipo sandblasting (continuación)**

Cantidad	Unidad	Elemento
1	Unid.	Cilindro neumático compacto FESTO – ADN ISO 21287 de $\phi$ 50 mm de émbolo, de 100 mm de carrera
1	Unid.	Malla de acero fundido de 552.5 x 333.4 mm (malla de la cabina)
1	Unid.	Malla de acero fundido de 552.5 x 333.4 mm (malla fina)
3	Unid.	Láminas de acero al manganeso 12M con recubrimiento de poliuretano elastomérico de 1220x6000x2 mm. Para carcasas
2	Unid.	Láminas de acero de 1220x6000x3 mm. ASTM A-36 Para tolvas de 4 mm de espesor

**Tabla 4. 2 - Lista de materiales del sistema de extracción de polvo**

<b>SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE POLVO</b>		
Cantidad	Unidad	Elemento
47.542	m.	Tubo estructural cuadrado 40x40x2 mm. NTE INEN 2415 Para estructura
1	Unid.	Campana de extracción de 540x740 mm de boca de entrada. Acero ASTM A36 de 3mm de espesor.
3.328	m.	Tubo flexible de poliuretano antiestático J-PLAST 2-3
1	Unid.	Ciclón estandarizado convencional, diseño Swift de diámetro circular de 0.65 m
1	Unid.	Ventilador centrífugo de álabes rectos de 3 HP. Marca SODECA CMT-1435-4T de 1500 rpm

**Tabla 4. 3 - Lista de materiales del sistema de reutilización de abrasivo**

<b>SISTEMA DE REUTILIZACIÓN DE ABRASIVO</b>		
<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Elemento</b>
47.542	m.	Tubo estructural cuadrado 20x20x2 mm. NTE INEN 2415 Para estructura.
3	Unid.	Levas de poliéster duro, de 90 mm radio base x 10mm de espesor
3	Unid.	Rodillos de diámetro 10mm x 10mm de sección transversal
4	Unid.	Chumaceras radiales con rodillos de bolas SKF 61904
1	Unid.	Eje de diámetro 20x900 mm, Acero duce SAE 1010 CD
2	Unid.	Láminas de acero de 1220x6000x3 mm. ASTM A-36 Para Bandejas
1.8	m.	Canales guía, tipo C de 20 x 5 mm. ASTM 1020
1	Unid.	Tamiz N°45, para granalla mineral. Acero Inoxidable
1	Unid.	Tamiz N°25, para granalla mineral. Acero inoxidable
1	Unid.	Tamiz N°16, para granalla mineral. Acero Inoxidable
17	m.	Tubo estructural rectangular de 10x30x1.5 mm NTE INEN 2415. Para soportes de tamices
1	m.	Perfil Z ASTM 1020 30x15x3 mm. Para guía
1.5	m.	Ángulo ASTM 1020 32x16x4 mm. Para guía
9	Unid.	Resortes helicoidales Marca INMACISA DANLY V13x45 de acero al cromo vanadio, según SAE 6150
2	Unid.	Poleas fundidas de aluminio
1	Unid	Correa de transmisión Marca DUNLOP sección "Z" N°28
1	Unid.	Motor eléctrico de 2HP CA, trifásico de 220v a 100 rpm. SIEMENS de base rígida.

**Tabla 4. 4 - Equipo adicional necesario para la operación en el equipo sandblasting**

Cantidad	Unidad	Elemento
4	m.	Manguera antiestática de aire de doble vía de ½ “
1	Unid.	Pistola antiestática para sandblast.
2	Unid.	Boquilla tipo Venturi
1	Unid.	Traje de protección personal
2	Par	Guantes de manga larga
1	Unid.	Casco con conector de flujo de aire constante
1	Unid.	Manguera de aire al casco
3	Unid.	Micas de Casco
1	Par	Zapatos de seguridad industrial

## 4.2 PROTOTIPADO DEL EQUIPO SANDBLASTING

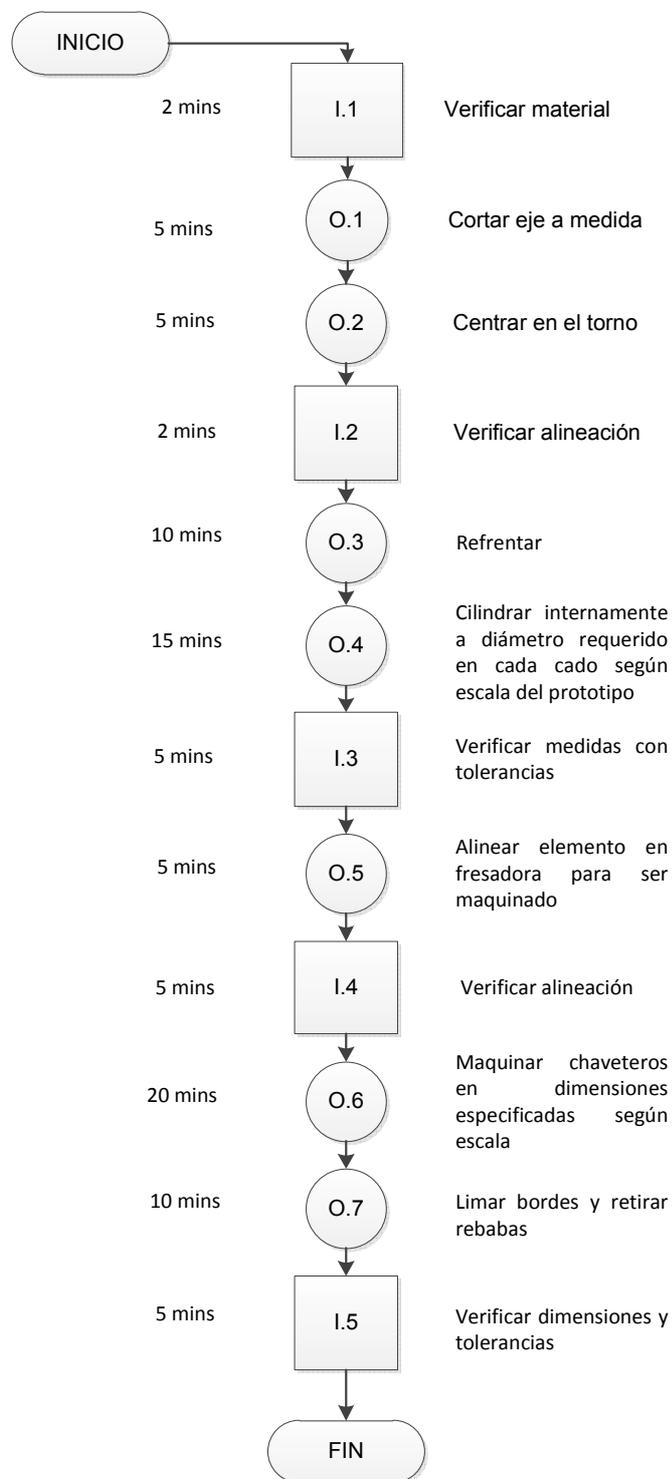
Se realiza la construcción de un prototipo del equipo sandblasting, bajo las siguientes condiciones: es de tipo experimental operativo, horizontal, de primera validación. El prototipo debido a la condición operativa, se lo hará en una escala 1:2, según planos. A continuación se describen los procesos a seguir en los elementos de construcción.

### 4.2.1 DIAGRAMA DE PROCESOS

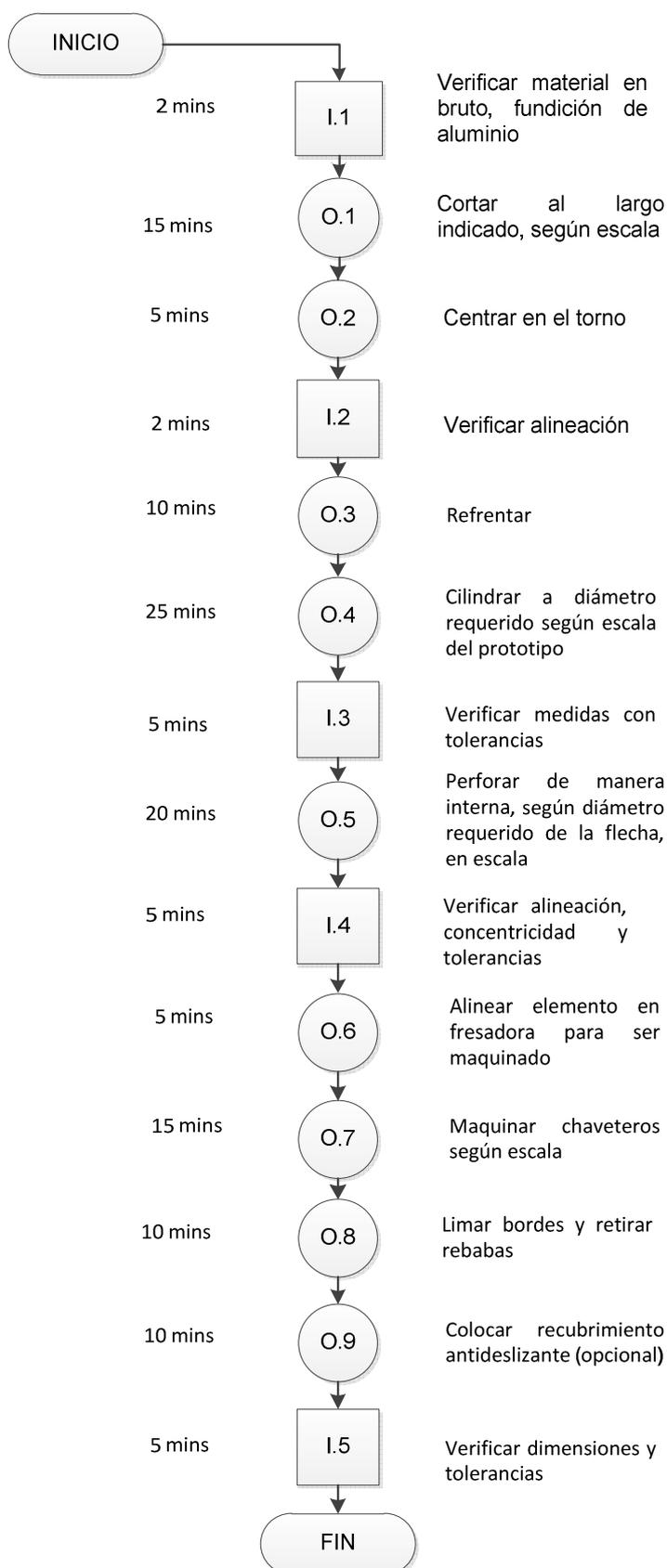
A continuación se detallan los diagramas de procesos, de los distintos elementos que conforman la estación de limpieza. Para el prototipado se presentan los diagramas de procesos de los elementos que se pueden fabricar, sin embargo estos también sirven como base de una posible construcción operativa del diseño. Además se presentan diagramas de procesos de montaje, que son exclusivos para una implementación real del equipo de limpieza, pues en el prototipado dichos elementos, por ser a manera de modelado a escala, no pueden ser seleccionados tal como se presenta en el diseño.

#### 4.2.1.1 Diagrama de procesos de los elementos constructivos del equipo sandblasting

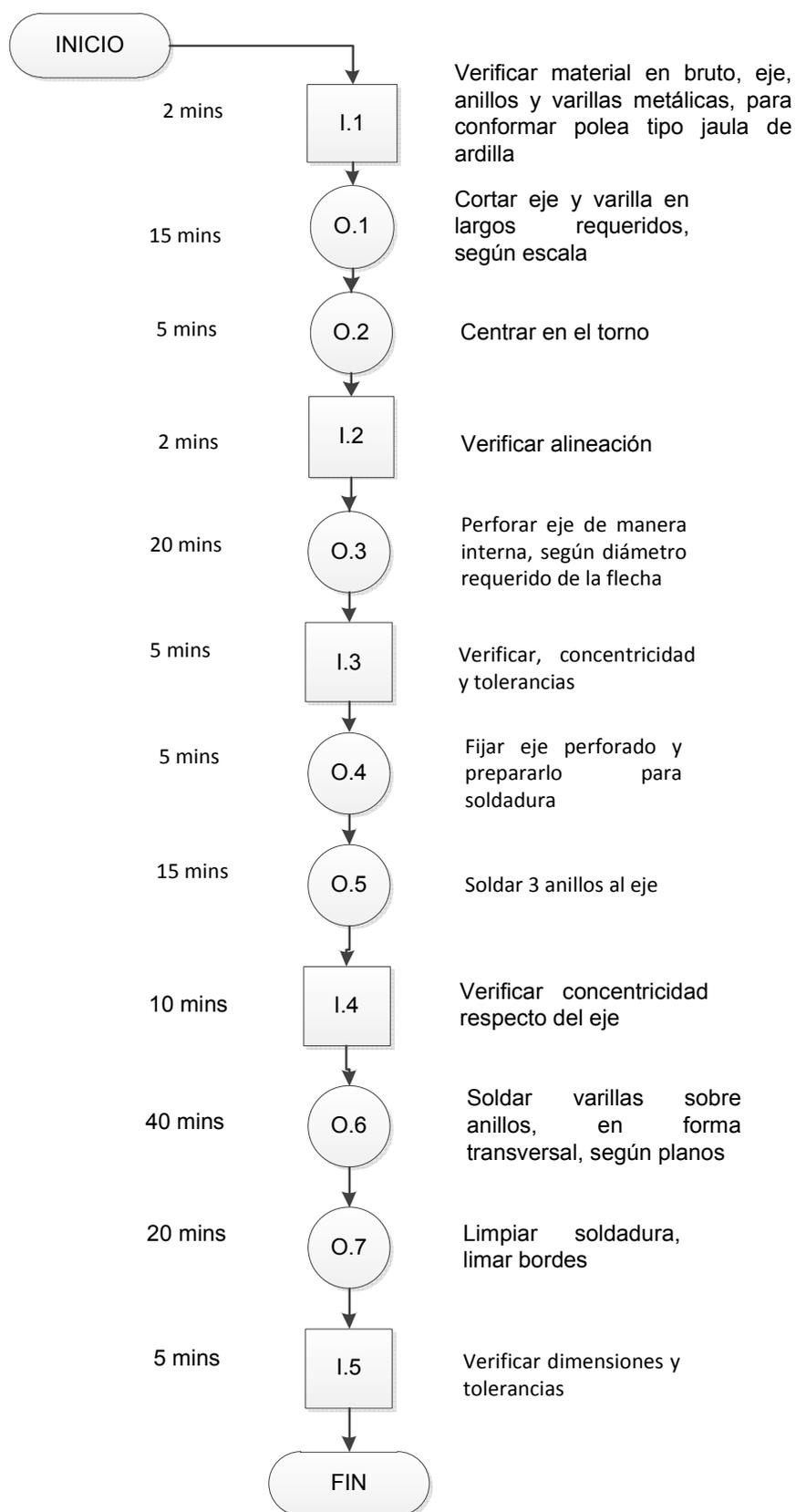
A continuación se detallan los elementos constructivos de los elementos, como son flechas, poleas, tolvas, estructura, mallas, carcasas.



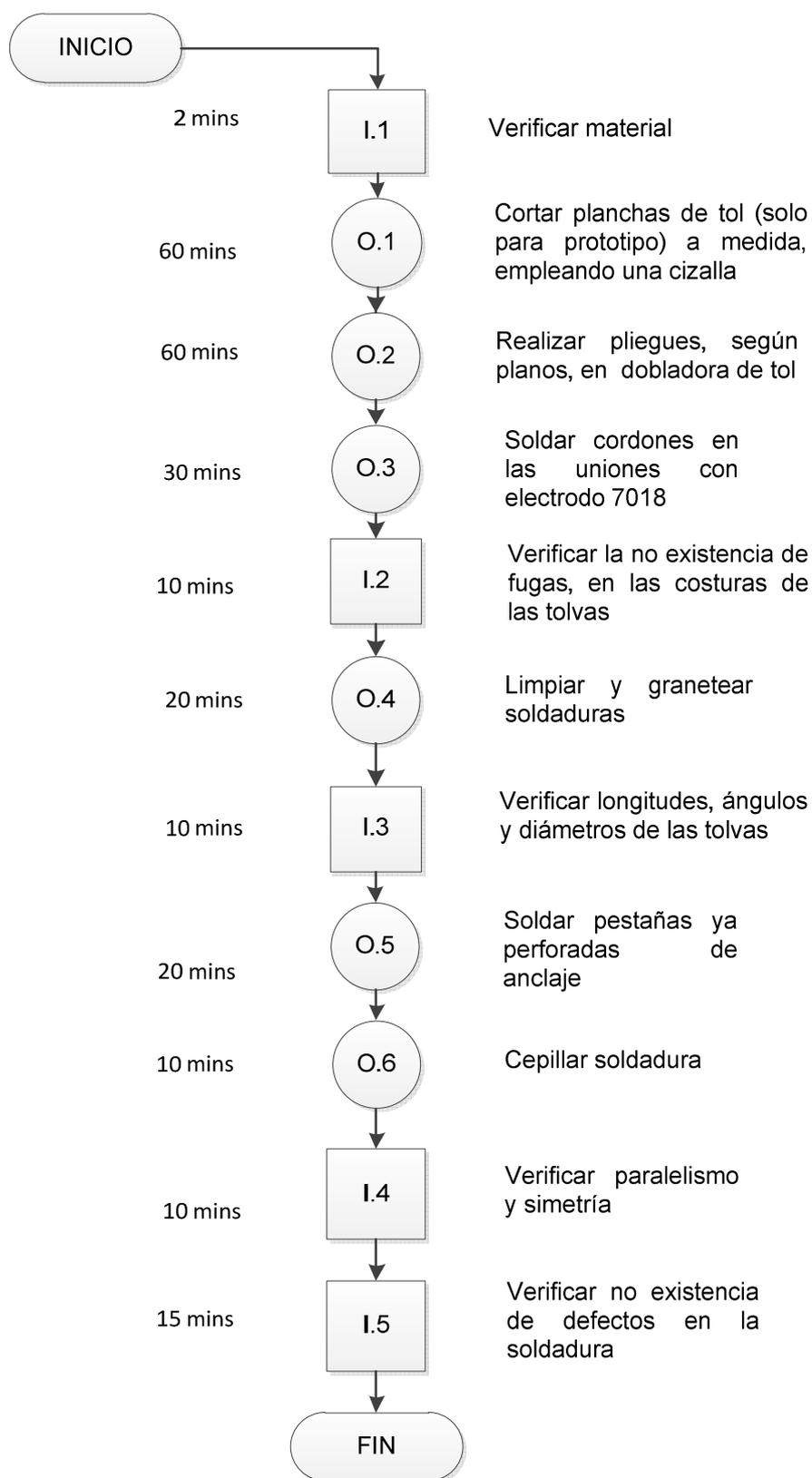
**Figura 4. 1 - Diagrama de procesos de fabricación de las flechas motriz y conducida.**



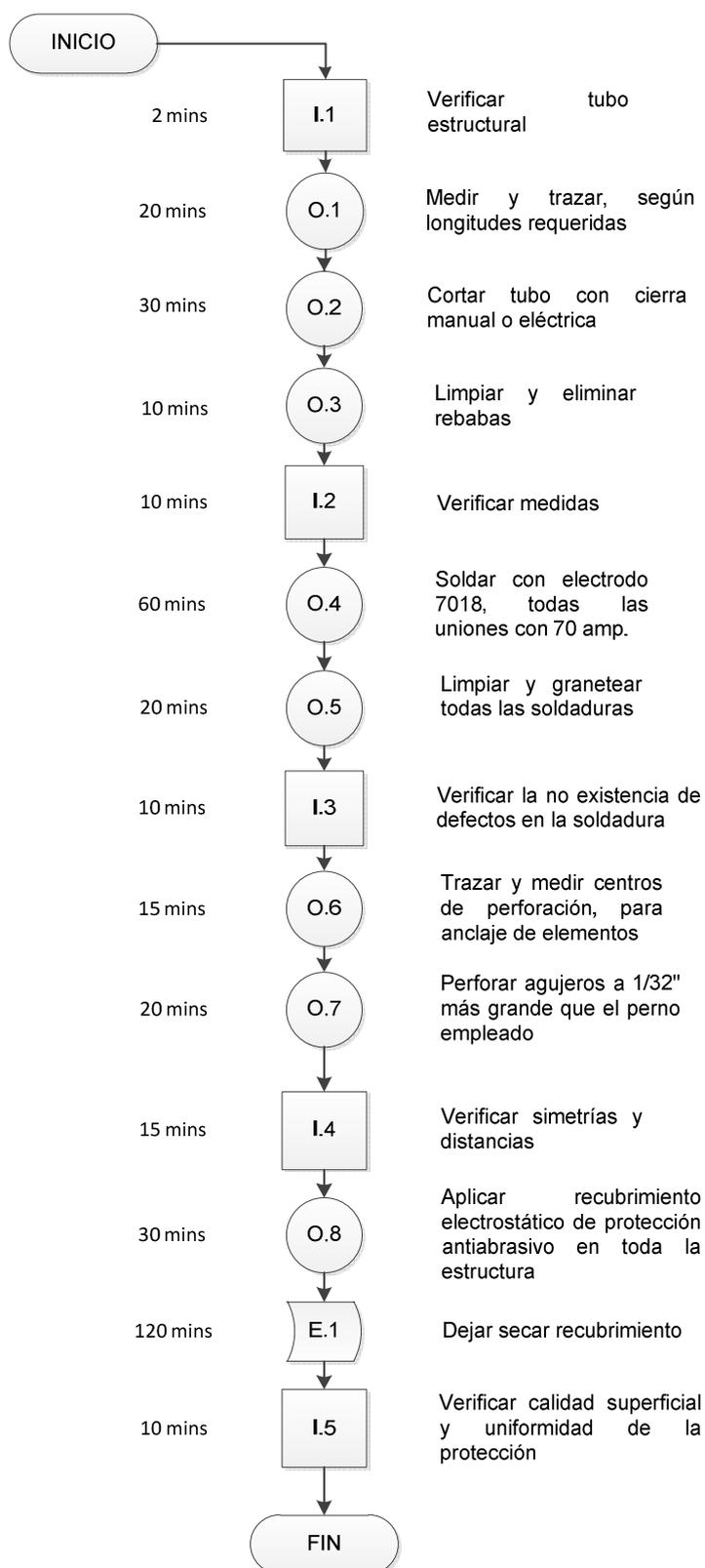
**Figura 4. 2 - Diagrama de procesos de fabricación de la polea motriz**



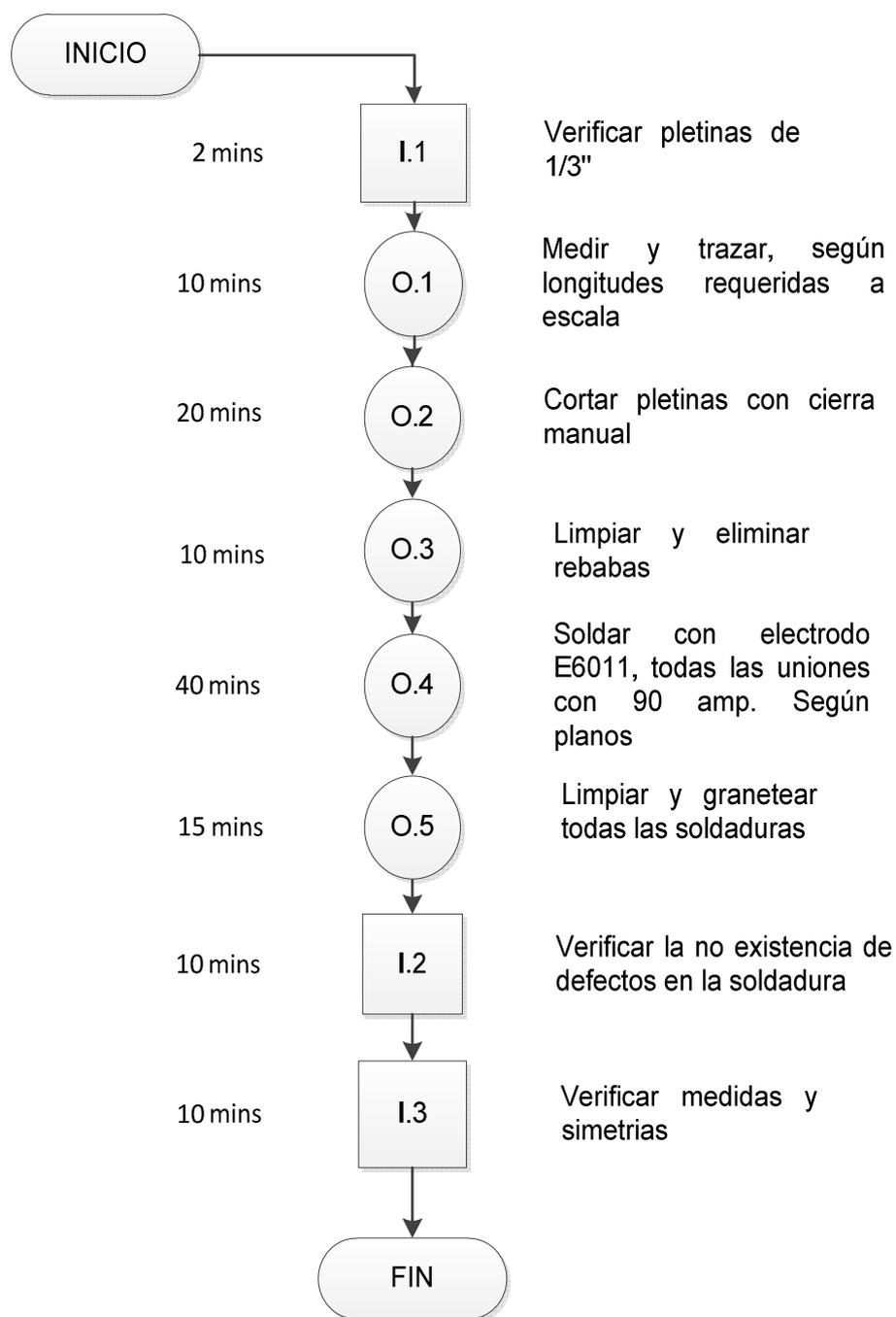
**Figura 4. 3 - Diagrama de procesos de fabricación de polea conducida**



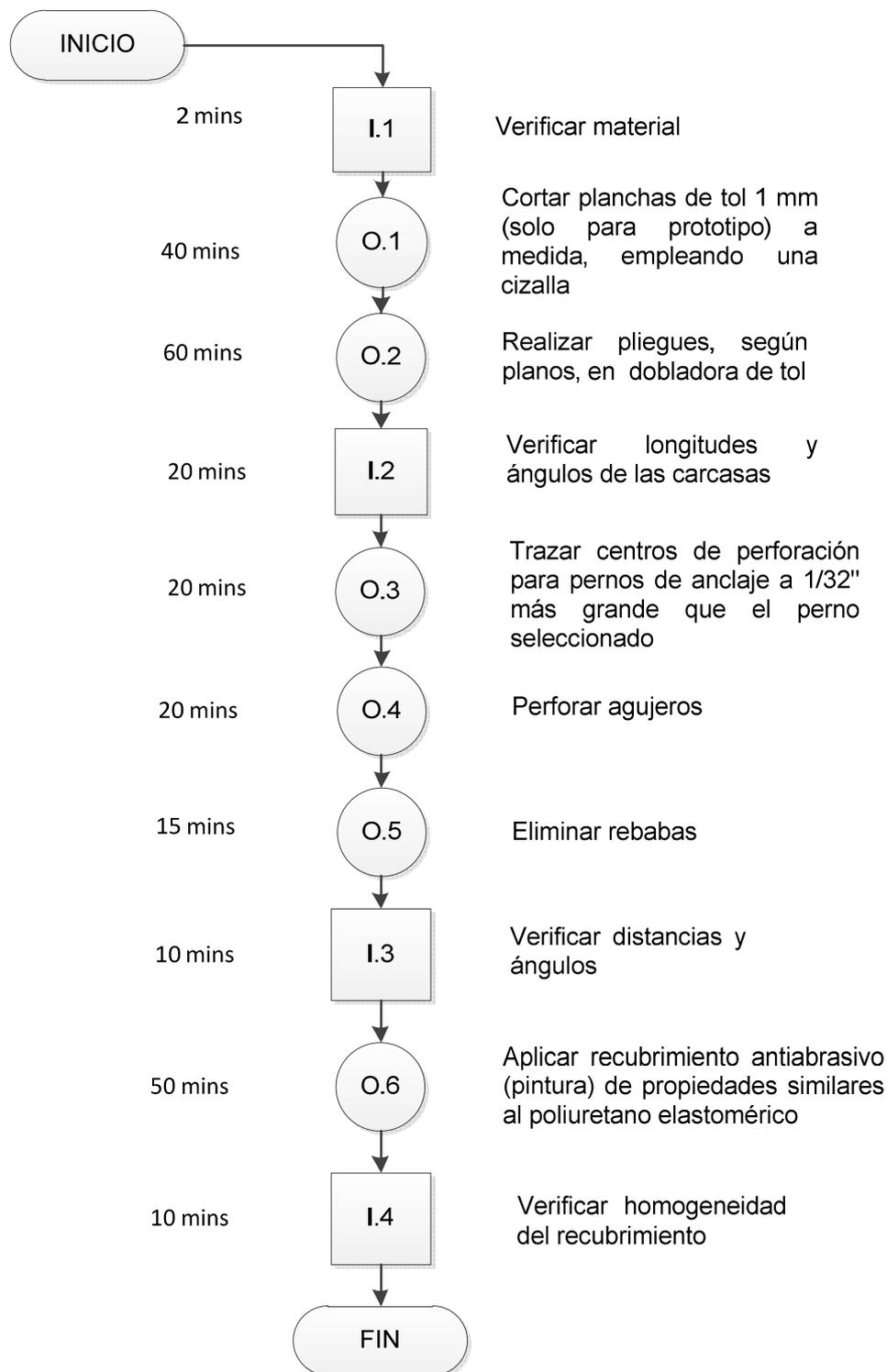
**Figura 4. 4 - Diagrama de procesos de construcción de las tolvas**



**Figura 4. 5 - Diagrama de procesos de construcción de la estructura del equipo sandblasting**



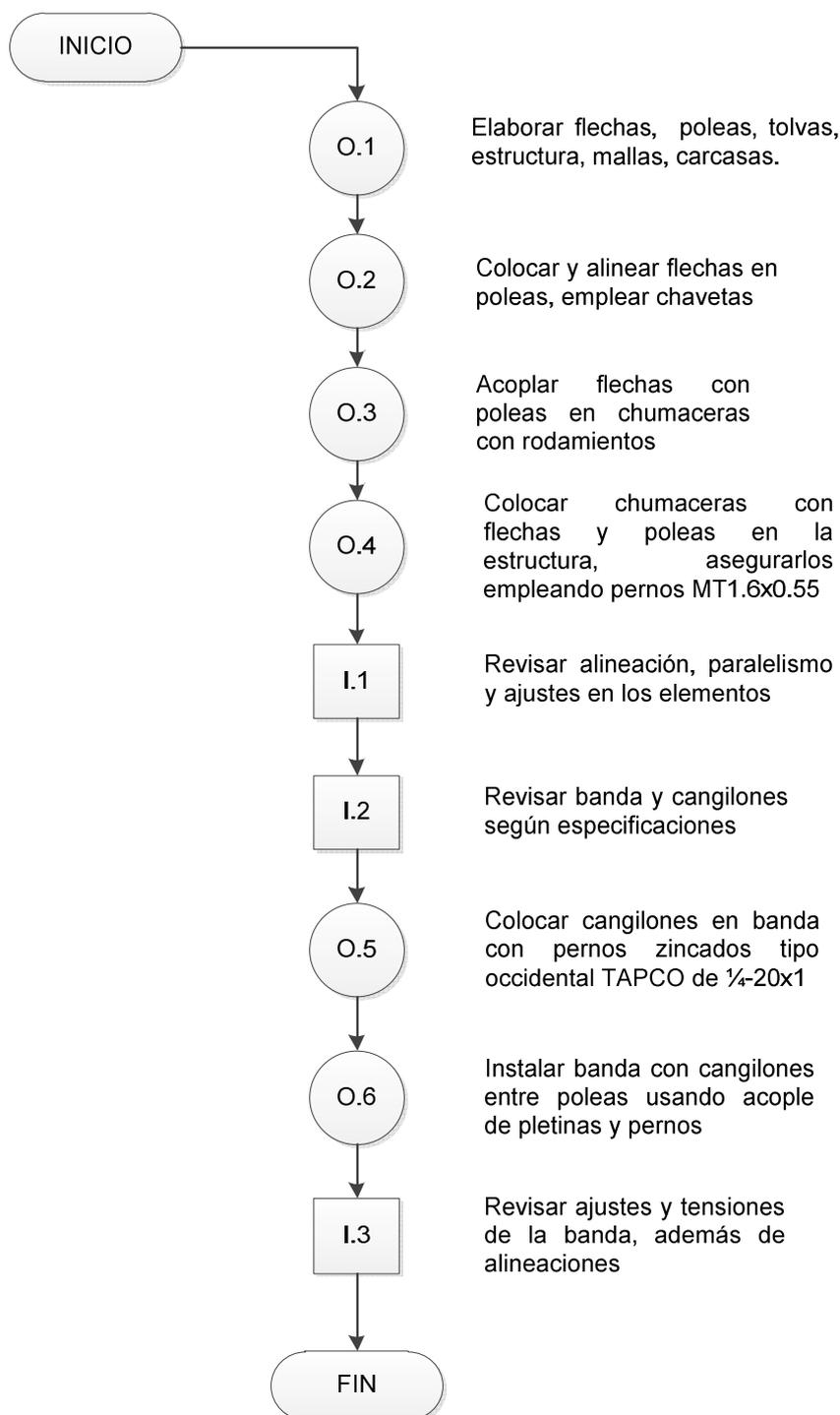
**Figura 4. 6 - Diagrama de procesos de construcción de las mallas de la cabina del equipo sandblasting**



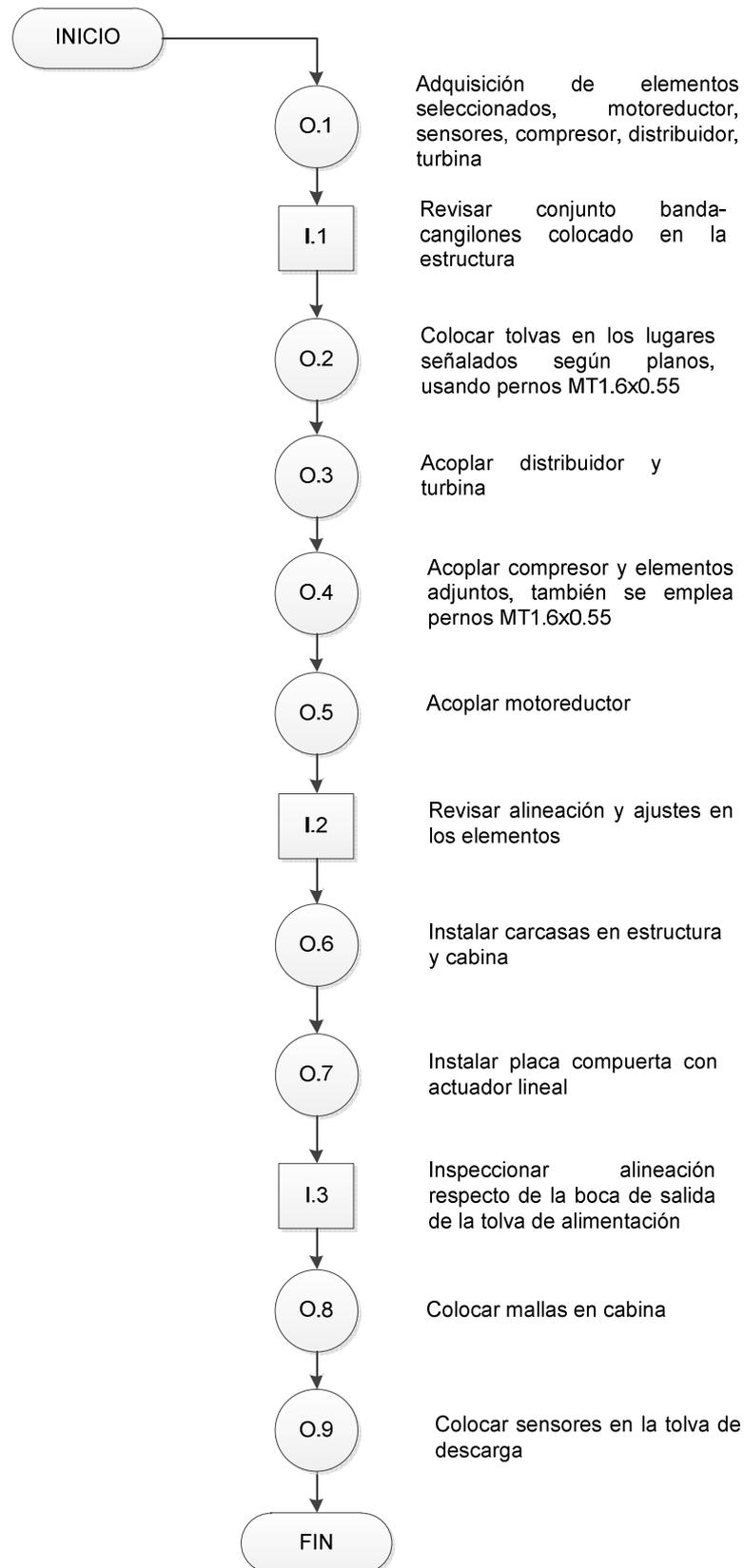
**Figura 4. 7 - Diagrama de procesos de fabricación de las carcasas del equipo sandblasting**

#### 4.2.1.2 Diagrama de procesos de montaje de los diferentes elementos constitutivos del equipo sandblasting

A continuación se detallan el montaje de todos los elementos descritos, que son parte del equipo sandblasting.



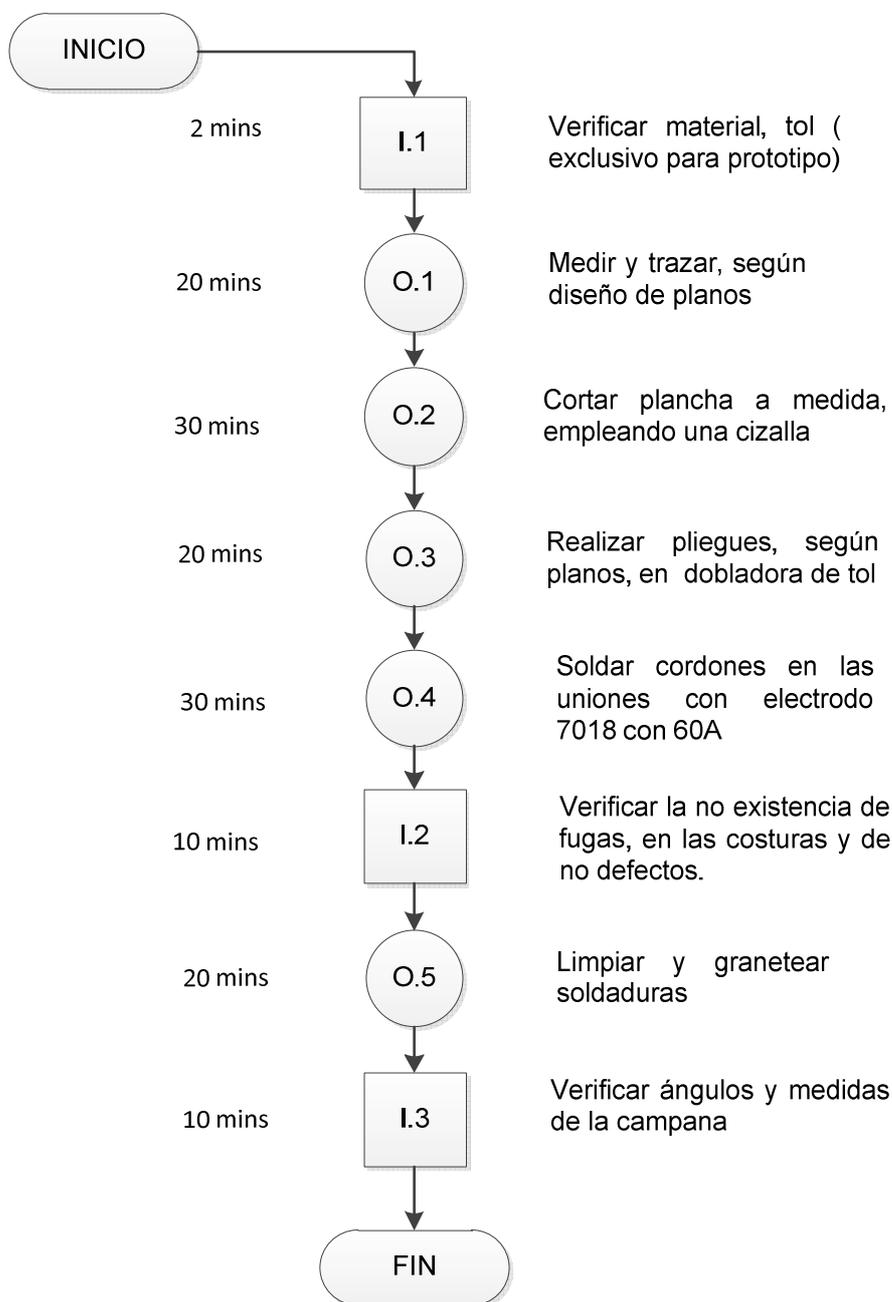
**Figura 4. 8 - Diagrama de procesos de montaje del conjunto banda cangilones**



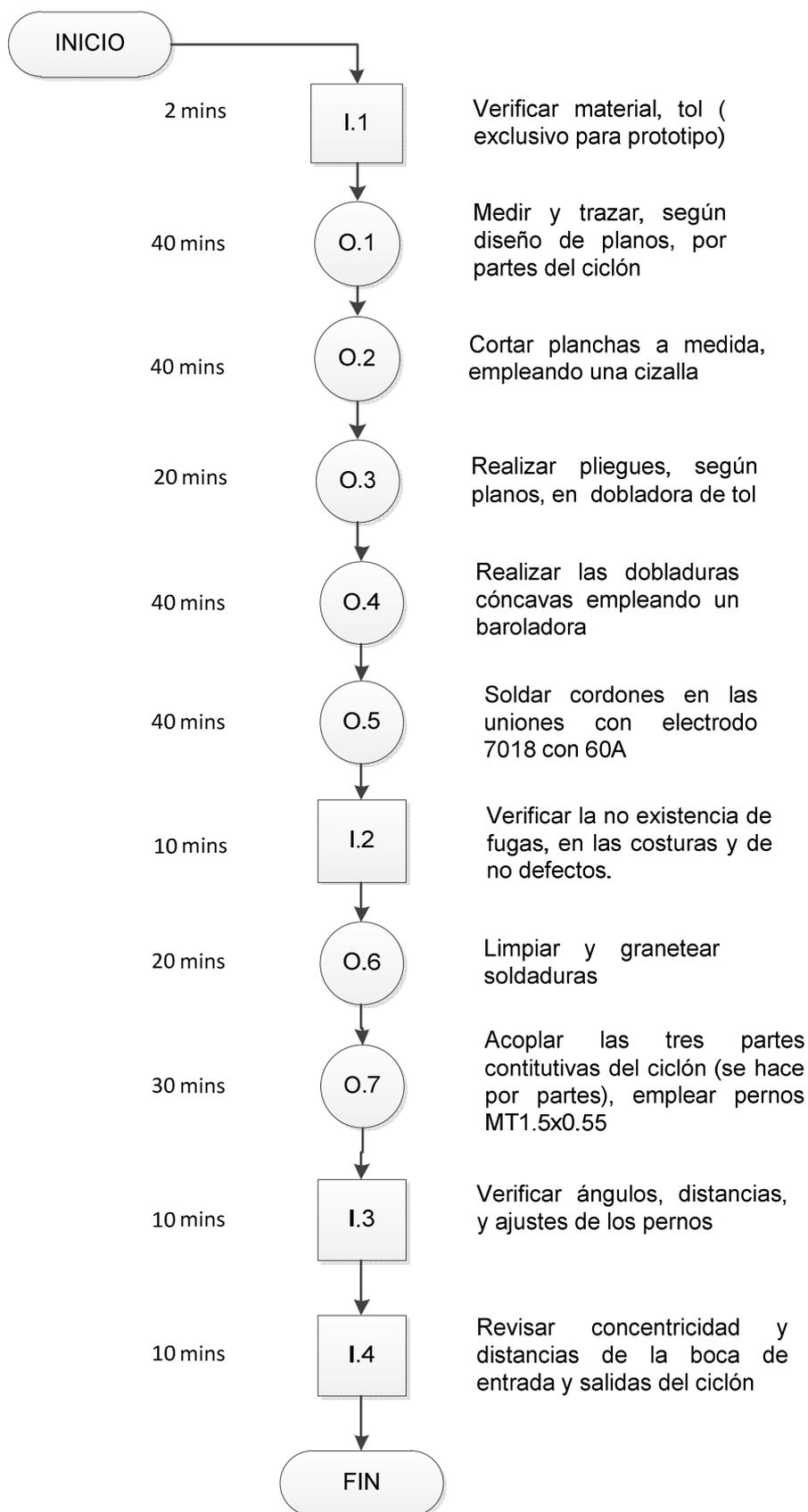
**Figura 4. 9 - Diagrama de procesos de montaje de los elementos del equipo sandblasting**

#### 4.2.1.3 Diagrama de procesos de los elementos constructivos del sistema de extracción de polvo

No se detalla el diagrama de procesos de la fabricación de la estructura, debido a que el proceso es similar al ya señalado en el de la estructura sandblasting

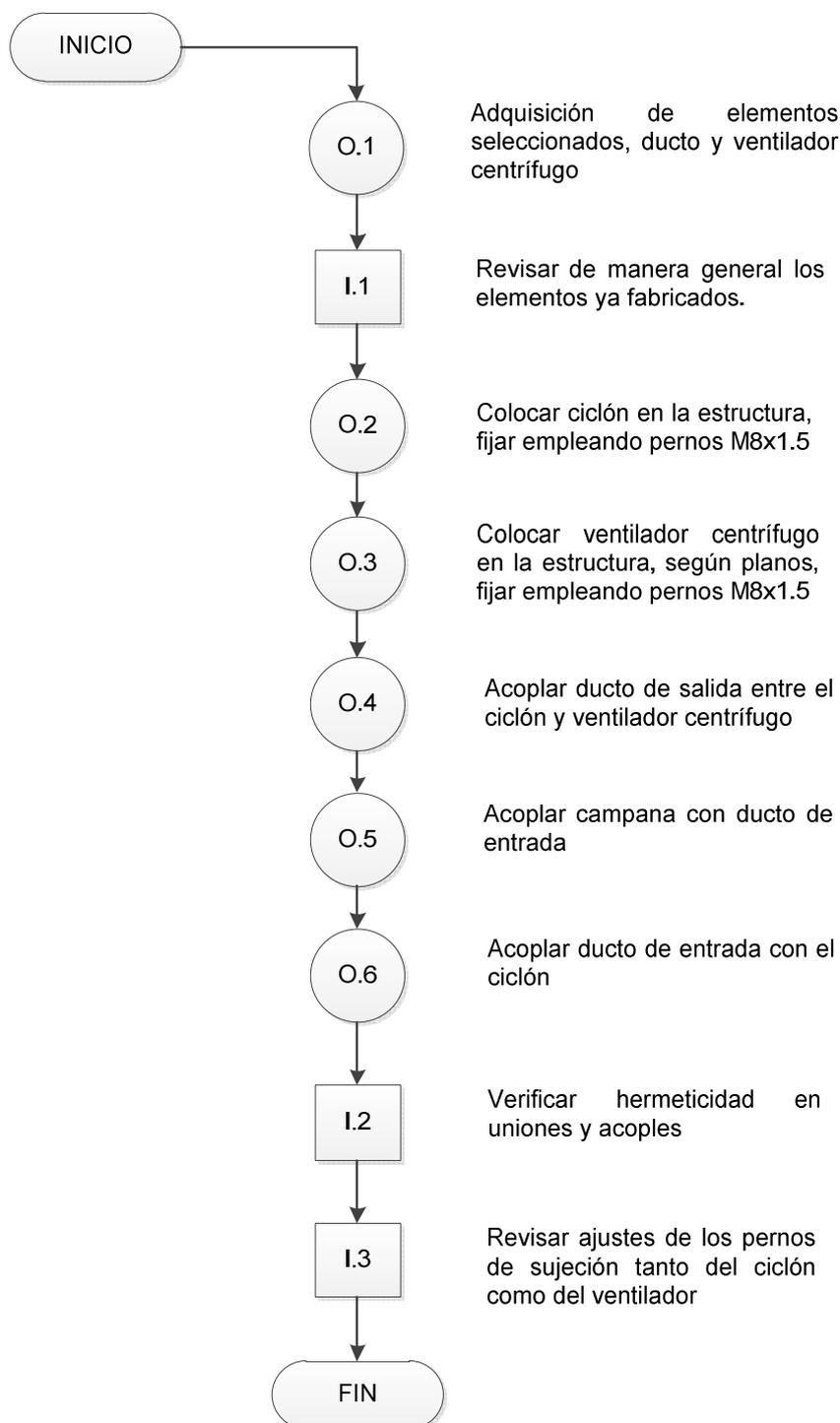


**Figura 4. 10 - Diagrama de procesos de fabricación de la campana de extracción – sistema de extracción de polvo**



**Figura 4. 11 - Diagrama de procesos de fabricación del ciclón – sistema de extracción de polvo**

#### 4.2.1.4 Diagrama de procesos de montaje de los diferentes elementos constitutivos del sistema de extracción de polvo



**Figura 4. 12 - Diagrama de proceso de montaje de los elementos constitutivos del sistema de extracción de polvo**

#### 4.2.1.5 Diagrama de procesos de los elementos constructivos del sistema de reutilización de abrasivo

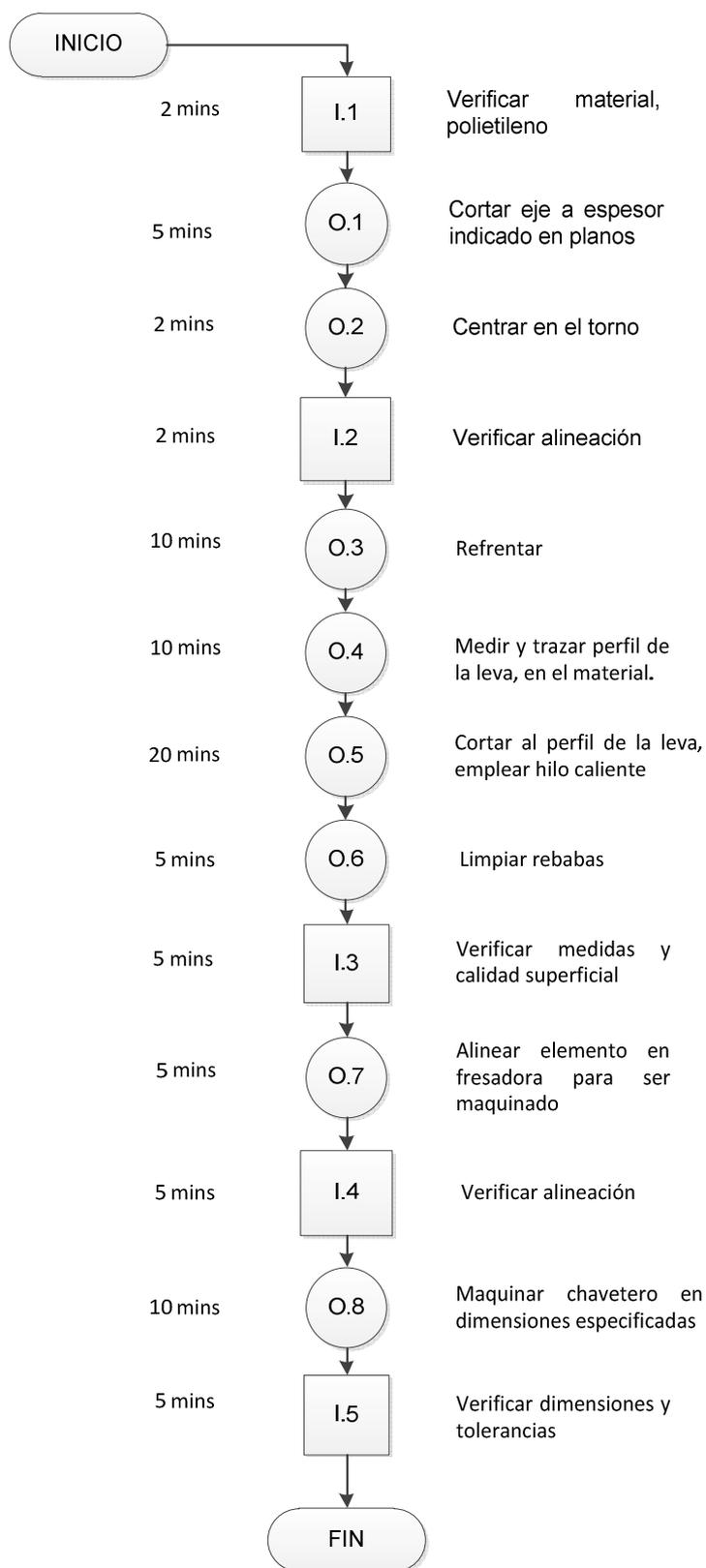
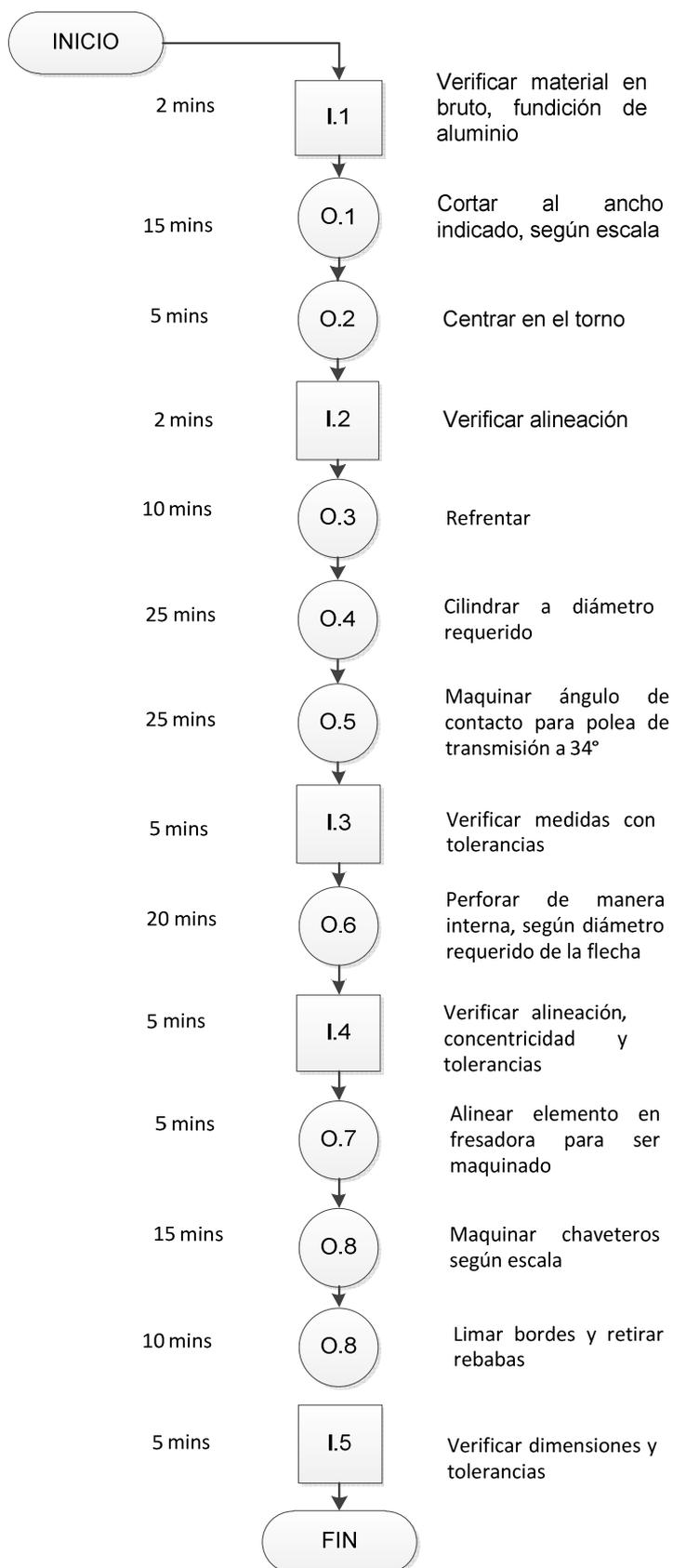
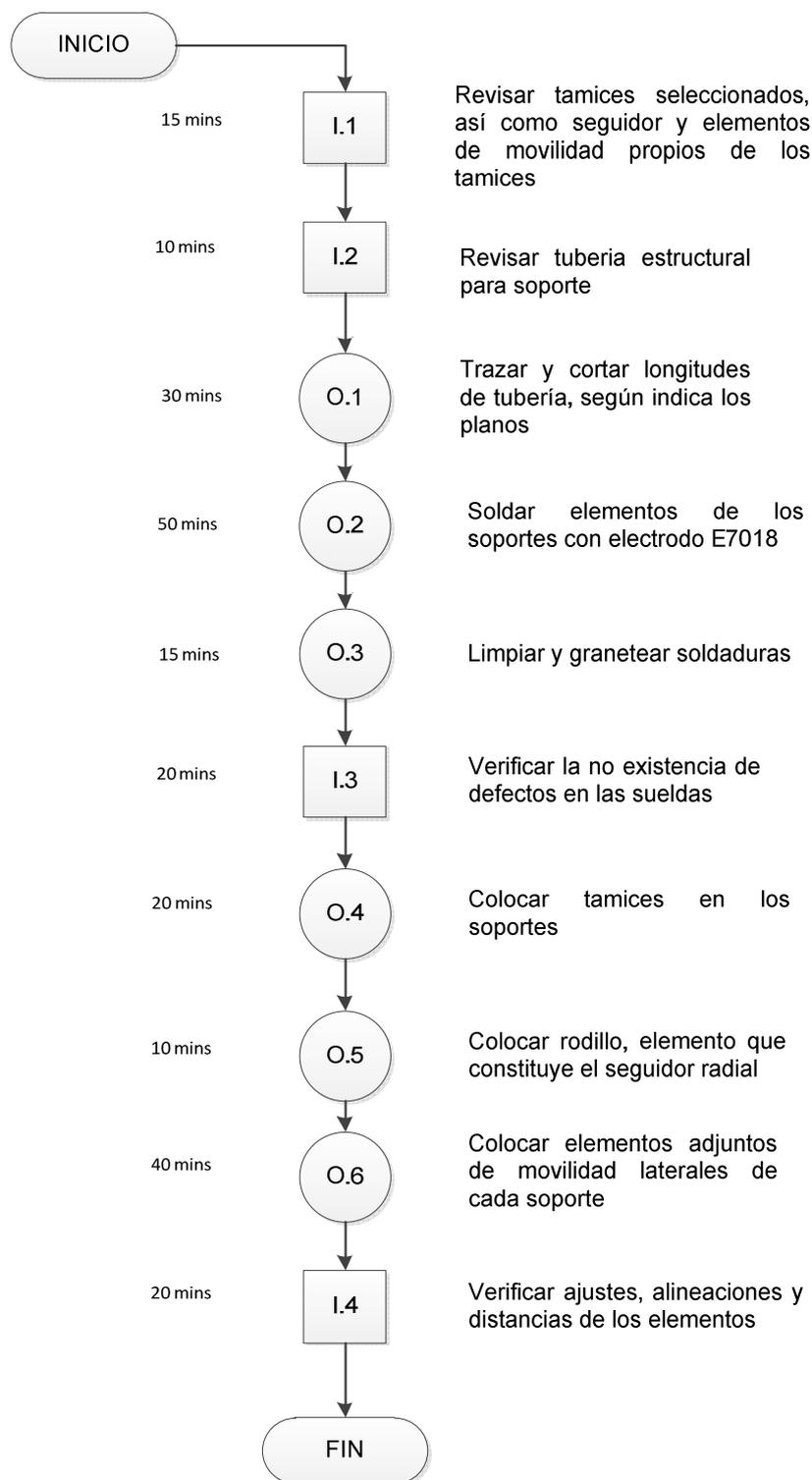


Figura 4. 13 - Diagrama de proceso de fabricación de las levas de seguidor de rodillo radial



**Figura 4. 14 - Diagrama de proceso de fabricación de las poleas del sistema de reutilización de abrasivo**

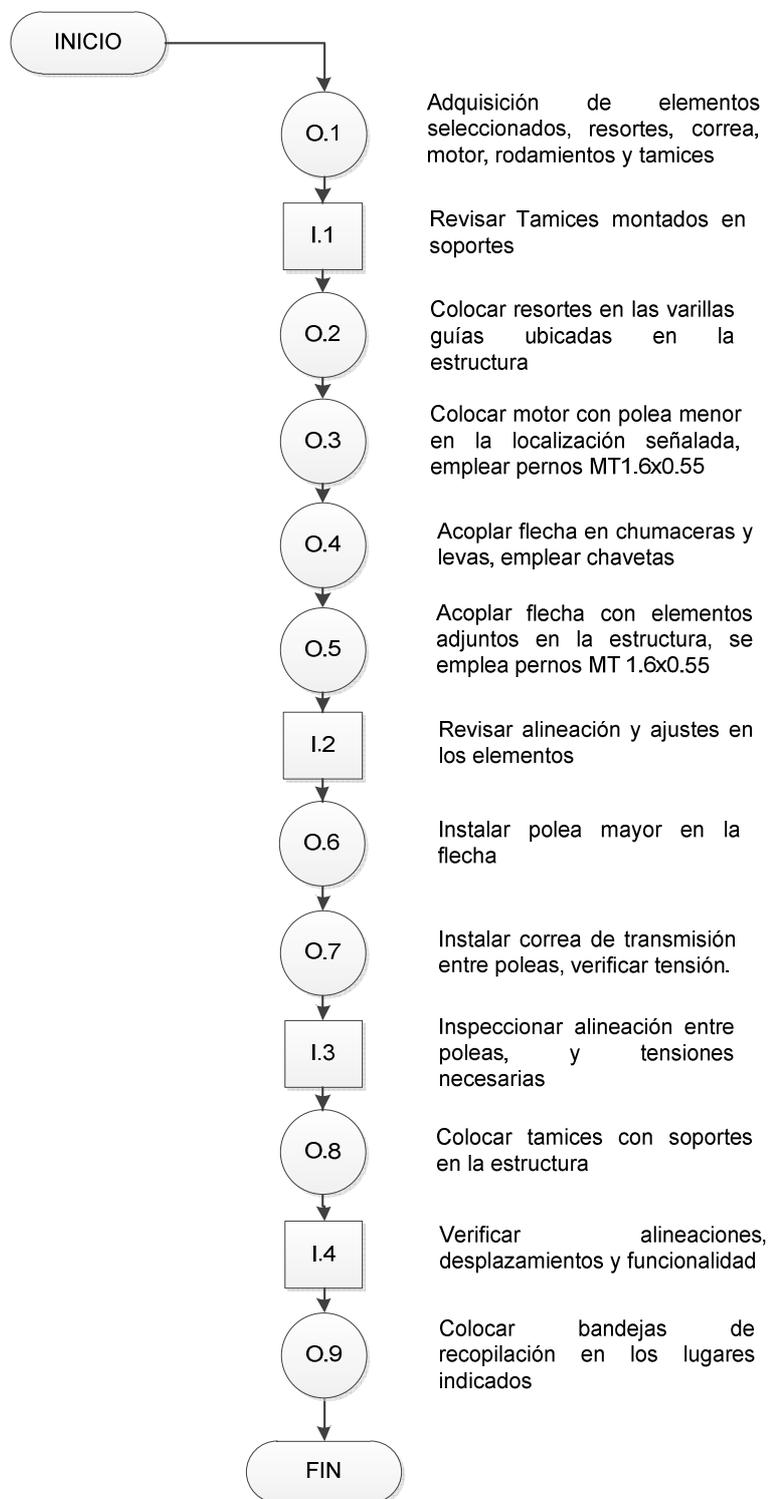


**Figura 4. 15 - Diagrama de proceso de fabricación y montaje de los soportes y tamices del sistema de reutilización de abrasivo**

Otros elementos que se deben fabricar son la flecha y la estructura de soporte, sin embargo para ambos casos, puede emplearse el diagrama de procesos de los elementos similares del equipo sandblasting.

#### 4.2.1.6 Diagrama de procesos de montaje de los diferentes elementos constitutivos del sistema de reutilización de abrasivo

A continuación se detallan el montaje de todos los elementos descritos, que son parte del sistema de reutilización de abrasivo.



**Figura 4. 16 - Diagrama de procesos de montaje de los elementos del sistema de reutilización de abrasivo**

### **4.3 DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO**

#### **4.3.1 ETAPA DE CONSTRUCCIÓN**

Dentro de la etapa constructiva del prototipo se ha tomado en cuenta la funcionalidad y operatividad, debido a ello se decidió que sea a una escala 1:2. Esto debido a que ciertos elementos del equipo sandblasting, en una escala inferior no son factibles de ser construidos o no existen en el mercado.

Como principal referente constructivo está la capacidad de la tolva de descarga, pues debe tener una capacidad mínima capaz de albergar material abrasivo y que pueda ser usado de manera continua para su validación.

Otras consideraciones en la etapa de construcción y que no pudieron ser llevadas a escala son la velocidad de rotación de la banda elevadora de cangilones, que en los cálculos está especificada en 110 rpm, esta velocidad es la velocidad mínima de descarga por fuerza centrífuga, si la velocidad es inferior a esta el material simplemente no se depositaría en la tolva superior (de descarga), cayendo por el espacio libre entre el elevador de cangilones y la boca de la tolva. Es por ello que se conservó esta velocidad.

La presión de salida de la pistola sandblast de aplicación externa, tampoco puede variar pues esta determina el acabado superficial de las superficies, SSPC 6, que es brindada en conjunto con la boquilla de salida la cual para el abrasivo empleado debe ser la N°5.

Como se especifica en el capítulo de diseño, el cangilón que se selecciona es uno de 5 x 4 pulgadas, para el prototipo se selecciona un cangilón de 3 x 2 pulg. Y la banda empleada es de una lona ya que por el diámetro de la polea, a escala, la banda seleccionada no lograría plegarse en la banda.

**Tabla 4. 5 – Materiales utilizados en la construcción del prototipo**

Material	Unidad	Cantidad
Acero AISI 1020 Ø3/4 in	metros	0,25
Acero AISI 1020 Ø3/4 in	metros	0,20
Tubo circular de Ø 4 in	metros	0,30
Angulo de 1/8 in	metros	2,00
Tool negro de 300 x 300 x 3 mm	metros	1,00
Tubo cuadrado 3/4 in	metros	24,00
Cangilones TAPCO 3x2 in	unidad	19,00
Pernos de 1/4 in con uña x 100	caja	1,00
Banda 1 lona, 4 in de ancho	metros	4,00
Granalla mineral grado 3	libras	100,00
Chumacera radial de 5/8 in	unidad	4,00
Motor trifásico de 1/3 HP	unidad	1,00

**Tabla 4. 6 – Accesorios utilizados en la construcción del prototipo**

Descripción	Unidad	Cantidad
Electrodo revestido E6011	libras	1,00
Pernos M10	unidad	8,00
Arandelas planas y presión, negras M10	unidad	16,00
Tuercas M10 negras	unidad	8,00
Pernos M12	unidad	6,00
Pernos de 1/4 in con uña x 100	caja	1,00
Equipo de pistola de succión y mangueras	unidad	1,00
Polea de transmisión de 1x2 in	unidad	1,00
Polea de transmisión de 1x6in	unidad	1,00

#### **4.4 SUBPROGRAMA DE PREVENCIÓN INDUSTRIAL**

El subprograma de Seguridad Industrial y Salud Ocupacional, debe estar enmarcado dentro de las leyes vigentes de Seguridad Social. Los empleadores estarán obligados a otorgar a sus trabajadores, las condiciones de Seguridad que eviten el peligro para su salud o su vida. Según lo indica el Art. 410 del código de trabajo, Registro Oficial No.75, 2 de mayo del 2007.

De conformidad con el Art. 14 del Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mantenimiento del Medio Ambiente, las empresas que cuenten con más de 15 trabajadores deberán conformar un Comité de Seguridad que estará integrado por: tres representantes del patrono y tres de los trabajadores con sus suplentes respectivos.

##### **4.4.1 APLICACIÓN DE LA NORMATIVIDAD EXISTENTE**

Todo el personal involucrado en las actividades de manipulación del abrasivo y puesta en operación del equipo de limpieza, deberá conocer y cumplir con al menos los puntos básicos en cuanto a Seguridad e Higiene Industrial (Tabla 5.1), siendo la Unidad de Mantenimiento y Transporte, la responsable de su aplicación.

**Tabla 4. 7 - Puntos básicos de seguridad e higiene industrial**

<b>Descripción</b>
Permisos de Trabajo
Planes de Emergencia
Registro y Estadísticas de Accidentes de Trabajo
Señales de Seguridad
Elementos de Protección Personal (EPP)
Organización y funcionamiento de los comités de Seguridad e Higiene del Trabajo
Sistemas de Protección contra Incendios

#### **4.4.2 EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL - EPP**

Para que la seguridad del personal se mantenga, se controla de manera muy estricta el uso adecuado del Equipo de Seguridad Personal dentro de las zonas que así lo requieran.

El Equipo de Protección Personal (EPP) cumple con normas internacionales que son las normas INEN equivalentes a esas. Es obligatorio que el personal use durante las horas de trabajo los implementos de protección personal.

El EPP que se requerirá dentro de las áreas de trabajo será el siguiente:

##### **4.4.2.1 Guantes**

Estos deberán utilizarse siempre, durante las actividades que impliquen algún tipo de riesgo en las extremidades superiores del cuerpo, es decir durante la operación en exteriores con la pistola de aplicación de sandblast; también cuando se

use la cabina, se debe utilizar los guantes de manga larga instalados en la misma, verificando previamente su estado.

#### **4.4.2.2 Protección Ocular y Facial**

Se deberá utilizar el casco de protección y operación, normalizado por la SSPC, con visor de acetato, revisando que las micas se encuentren en buen estado, reducirá el riesgo por desprendimiento y fragmentación de las partículas abrasivas de granalla mineral.

#### **4.4.2.3 Traje de Protección Personal**

Este deberá utilizarse siempre que se vaya a emplear el equipo de limpieza, sea en cabina o en aplicación externa, verificando la cremallera y el buen estado integral del traje, así como la comodidad y movilidad del operador.

#### **4.4.2.4 Zapatos de Seguridad**

En todo momento se deberán usar zapatos de seguridad con punta de acero, minimizará los riesgos por objetos que pudieren caer en la aplicación del equipo en cabina o en exteriores disminuirá el riesgo sobre el operador por rebote de las partículas abrasivas u otro objeto que pudiere caer en los pies.

### **4.4.3 SEÑALIZACIÓN DE SEGURIDAD**

La señalización de seguridad se establecerá con el propósito de indicar la existencia de riesgos y medidas a adoptar ante los mismos, y determinar el

emplazamiento de dispositivos y equipos de seguridad y demás medios de protección.

La señalización de seguridad no sustituirá en ningún caso a la adopción obligatoria de las medidas preventivas, colectivas o personales necesarias para la eliminación de los riesgos existentes, sino que serán complementarias a las mismas.

Su emplazamiento o colocación se realizará:

- Solamente en los casos en que su presencia se considere necesaria
- El tamaño, forma, color, dibujo y texto de los letreros debe ser de acuerdo a la norma INEN de A4 - 10. El material con el que deben realizarse estas señales será antioxidante es decir se puede elaborar los letreros en acrílico o cualquier otro similar para conservar su estado original.
- Se colocarán, las señales, a una altura comprendida entre 2 y 2,50 m salvo causa justificada o sitio más propicio.
- Si alguna de las puertas existentes puede inducir a error en caso de evacuación, debe disponerse una señal que indique: SIN SALIDA o un rótulo indicando la actividad o lugar a donde se accede por ella (aseos, lavandería, etc.)

#### **4.4.3.1 Señales de Advertencia o Prevención**

Están constituidas por un triángulo equilátero y llevan un borde exterior de color negro, el fondo del triángulo es de color amarillo, sobre el que se dibuja en negro el símbolo del riesgo que avisa. Usualmente van acompañadas de una leyenda descriptiva en la parte inferior. A continuación las señales necesarias para el uso seguro del equipo sandblasting.

**Tabla 4. 8 - Señales de advertencia para el equipo de limpieza**

Tipo	Descripción	Señal
Peligro en general	Se debe colocar en un lugar visible en los lugares donde existe peligro por el uso del equipo de limpieza o de los sistemas anexos. No debe estar detrás del equipo ni estar cubierto con algún tipo de impureza.	 <b>ATENCIÓN</b>
Riesgo eléctrico	Se debe colocar aledaño a la señal de peligro y en los sitios por donde pasen fuentes de alta tensión y riesgo de electrificación, como en el lugar donde se encuentran los motores eléctricos y sus conexiones.	 <b>RIESGO DE CHOQUE ELECTRICO</b>
Camine no corra	Debe ir colocado junto a la señal de advertencia, Pues las granallas que quedan en el piso pueden provocar una caída a pesar de que el personal cuenta con calzado de seguridad.	 <b>ATENCIÓN CAMINE NO CORRA</b>
Cuide sus manos	Debido a la fuerza de trabajo que imprime la granalladora en la cabina, como la pistola de aplicación, es necesario tener la precaución adecuada. Esta señal debe ir colocada en un lugar visible para el equipo sandblasting.	 <b>ATENCIÓN CUIDE SUS MANOS</b>

#### 4.4.3.2 Señales de Obligación

Son de forma circular con fondo azul y un reborde circular o rectangular de color blanco. Sobre el fondo azul, en blanco, el símbolo que expresa la obligación de cumplir. Son elementos de protección personal EPP que debe ser usado en todo momento de la operación del equipo de limpieza.

**Tabla 4. 9 - Señales de obligación para uso del equipo de limpieza**

Tipo	Descripción	Señal
<p><b>Protección obligatoria de la vista</b></p>	<p>Se debe colocar en el lugar de operación de los sistemas anexos, debido al riesgo del abrasivo en su manipulación.</p>	
<p><b>Protección obligatoria de cara</b></p>	<p>Se debe colocar junto al equipo de limpieza, cuando se emplee la cabina por ser de constitución cerrada, puede usarse protección ocular. Irá junto a la señal de protección de vías respiratorias, por ser un solo casco de protección.</p>	
<p><b>Protección de vías respiratorias</b></p>	<p>Debe ir colocado en un lugar visible del equipo sandblasting y especificando el uso en conjunto con la protección de cara.</p>	
<p><b>Protección obligatoria de oídos</b></p>	<p>Se debe colocar en el área cercana al sistema de extracción de polvo, pues es el elemento que más ruido genera. La protección adecuada es de nivel uno.</p>	

**Tabla 4. 9 - Señales de obligación para el equipo de limpieza (cont.)**

Tipo	Descripción	Señal
<p><b>Protección obligatoria de pies</b></p>	<p>Se debe colocar en los sitios aledaños a los tres sistemas, es indispensable el uso de calzado de seguridad. Inclusive en el manipulación por movimiento del equipo.</p>	 <p>OBLIGACION DE USAR CALZADO DE SEGURIDAD</p>
<p><b>Protección obligatoria de cuerpo</b></p>	<p>Debe ir junto a la señalización de uso obligatorio de pies, regla el uso del traje de seguridad que se debe usar en todo momento operación y post-operación.</p>	 <p>OBLIGACION DE USAR ROPA DE TRABAJO</p>
<p><b>Protección obligatoria de manos</b></p>	<p>Se debe colocar junto al equipo de limpieza y al sistema de reutilización de abrasivo, porque en estos el contacto con el abrasivo es directo.</p>	 <p>OBLIGACIÓN DE USAR GUANTES</p>

#### 4.4.3.3 Señales de Información y Seguridad

Son de forma cuadrada o rectangular. El color del fondo es verde llevan de forma especial un reborde blanco a todo el largo del perímetro. El símbolo se inscribe en blanco y colocado en el centro de la señal. Deben ser colocados en el lugar donde se encuentre el servicio o indicando las vías que se pueden seguir.

Todas las salidas de evacuación estarán señalizadas con un indicativo de SALIDA o SALIDA DE EMERGENCIA que se colocará sobre los dinteles de las puertas o muy próximas a ellas, de forma que no exista confusión.

**Tabla 4. 10 - Señales de información y seguridad para el equipo de limpieza**

Tipo	Descripción	Señal
<b>Dirección a seguir</b>	Debe estar en el centro de operación del equipo e indicará la salida, que debe tomar el personal. Debe colocarse una señal similar indicando la salida de emergencia.	
<b>Teléfono de emergencia</b>	Debe estar colocado en un lugar visible, en una parte alta, conjuntamente con los principales números de emergencia, internos y externos de la Unidad de Mantenimiento y Transporte.	
<b>Lavaojos</b>	Lo ideal es que se encuentre junto al teléfono de emergencias. Es necesario su disposición por cualquier eventualidad por la manipulación de la granalla mineral.	
<b>Botiquín de emergencia</b>	De igual forma debe estar en el lugar de trabajo, junto al teléfono de emergencia, para facilitar la atención.	
<b>Cuadro informativo</b>	Debe ser colocado en el lugar de almacenamiento de la granalla mineral, llenando los espacios correspondientes de bajo riesgo según indique el fabricante del abrasivo.	

#### 4.4.3.4 Señales de prohibición

Son de forma circular, el color base de las mismas es blanco con un pictograma en negro y sobre esta una línea de color rojo que se une a un círculo perimetral del mismo color. Para el presente proyecto se detallan las necesarias.

**Tabla 4. 11 - Señales de prohibición para el equipo de limpieza**

Tipo	Descripción	Señal
<b>Restricción de paso</b>	Esta señalización se la debe colocar por lo menos a 30 m. del lugar donde se realizará la operación del equipo de limpieza.	
<b>Personal autorizado</b>	Debe estar colocado de manera visible en los controles de mando, a fin de que el equipo sea manipulado únicamente por personal calificado.	

#### 4.4.3.5 Señales de incendios

Aunque el riesgo de incendio es menor en el actual proyecto, se detallan las más necesarias, teniendo en cuenta la baja inflamabilidad de la granalla mineral y del conjunto en general. Previamente la Unidad de Mantenimiento y Transporte, debe contar con las instalaciones necesarias para atender estos eventos.

Por lo general son de color rojo con pictograma blanco para llamar la atención.

Tabla 4. 12 - Señales de incendio para el equipo de limpieza

Tipo	Descripción	Señal
<b>Hidrante</b>	Se colocará en la parte superior del lugar de su ubicación.	
<b>Extintor</b>	Se coloca en un lugar alto claramente visible, según la instalación.	
<b>Clasificación del extintor</b>	Se coloca junto al extintor de bombona o de mano, advirtiendo su nivel de aplicación, incluye madera, papel, líquidos inflamables e instalaciones eléctricas	

Se recomienda que antes de implementar el plan de seguridad industrial de este proyecto, se realice un plan general total de seguridad de todas las instalaciones de mantenimiento de la Unidad de Mantenimiento y Transporte, a fin de optimizar los espacios y señalética en los talleres.

## 4.5 INDICES DE SALUD OCUPACIONAL

### 4.5.1 ATENCIÓN A EMERGENCIAS

Según el Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mantenimiento del Medio Ambiente del Código de Trabajo, si una empresa tiene

más de 25 trabajadores simultáneos, la misma debe disponer de un local destinado a enfermería o dispensario médico, debidamente equipado para prestar los servicios de primeros auxilios e incluso cirugías menores a los trabajadores que lo requieran, por accidente o enfermedad, durante su permanencia en el centro de trabajo.

#### **4.5.1.1 Equipos de primeros auxilios**

Se tendrá de un botiquín de emergencia que estará a disposición de los trabajadores durante la jornada laboral, el que deberá estar provisto de todos los insumos necesarios, que permitan realizar procedimientos sencillos que ayuden a realizar los primeros auxilios en caso de accidentes.

El listado de los elementos componentes del botiquín estará orientado a las necesidades más corrientes del trabajo. Se sugiere como mínimo considerar lo siguiente:

- Desinfectantes y elementos de curación como gasa para vendaje, gasa estéril, venda elástica, algodón, esparadrapo, jeringuillas, agujas, alcohol, agua oxigenada, etc.
- Antitérmicos y analgésicos.
- Jabón y toalla
- Carbón activado medicinal
- Una cuchara o cucharilla
- Una manta para mantener la temperatura normal del paciente en caso de accidentes

- Desinfectantes líquidos
- Jarras plásticas limpias y desinfectadas
- Camillas planas con correas

## **4.6 ÍNDICES DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN**

Este subcapítulo pretende dar índices para organizar la capacitación del personal que laborará en el manejo del equipo de limpieza mecánica por sandblasting, así como el sistema de extracción de polvo y el sistema de reutilización de abrasivo.

El programa tiene un alcance que incluye su validez en tiempo y espacio, a través de análisis significativos permanentes, con evaluaciones y retroalimentaciones periódicas, considerando los resultados obtenidos de los estudios y análisis realizados durante el desarrollo del presente proyecto.

Se propone un procedimiento de aplicación, en el que se consideran todos los elementos necesarios para el desarrollo de una sesión de capacitación, desde los recursos indispensables, hasta la contratación de los facilitadores de los cursos.

### **4.6.1 ESTRUCTURA DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN**

Se ha de realizar un análisis sobre los recursos necesarios requeridos para la implementación del programa, contrastándola con la disponibilidad de los mismos, considerando los siguientes aspectos:

- El tiempo necesario para completar la capacitación de los trabajadores.
- Oficialización de un supervisor del desarrollo, ejecución y seguimiento del programa.
- La disponibilidad de contratación de un capacitador profesional.
- El grupo de trabajadores de entrenamiento.
- Presupuesto y recursos económicos disponibles.
- Infraestructura y locación para la ejecución de los eventos de capacitación.
- Contratación de servicios auxiliares.
- Materiales, equipos, y herramientas de capacitación.

#### 4.6.2 TÓPICOS DEL PROGRAMA DE CAPACITACIÓN

**Tabla 4. 13 – Tópicos del programa de capacitación**

1	Beneficios del uso de equipos sandblasting
2	Beneficios de un sistema de extracción de polvos
3	Beneficios del empleo de granalla mineral
4	Uso con bajo riesgo del equipo sandblasting
5	Uso de la estación de limpieza por sistemas
6	Mantenimiento de la estación de limpieza
7	Riesgos operativos

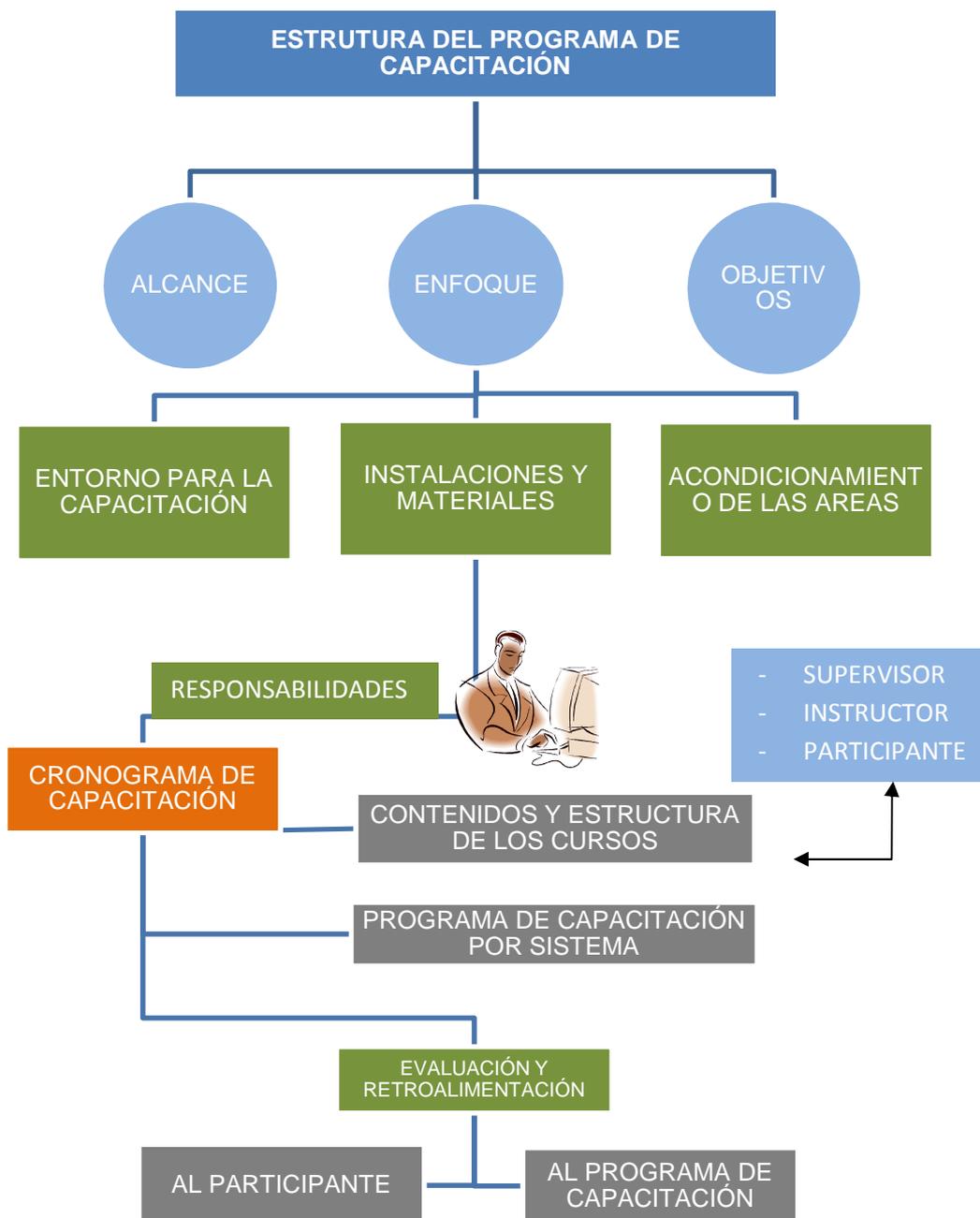


Figura 4. 17 – Diagrama de la estructura de capacitación

## CAPITULO 5

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

En el presente capítulo se va a realizar el análisis económico y financiero del prototipo construido operativo, esto es el equipo sandblasting.

#### 5.1 INVERSIÓN INICIAL DEL PROYECTO

##### 5.1.1 COSTOS DIRECTOS

Como primer punto se debe considerar el desarrollo ingenieril que conlleva el diseño de esta tesis.

##### 5.1.1.1 Diseño e ingeniería

**Tabla 5. 1 - Descripción de gastos de diseño e ingeniería**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo	Subtotal
1	Autor	horas	600	2,5	1500,00
2	Profesionales Asesores	horas	30	25	750,00
3	Asesoría especial	horas	20	30	600,00
				<b>TOTAL</b>	<b>2.850,00</b>

##### 5.1.1.2 Equipos y maquinaria

**Tabla 5. 2 - Descripción de gastos de equipo y maquinaria**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
1	Equipo de pistola de succión y mangueras	unidad	1,00	433,40	433,40
2	Compresor de 3 HP	Unidad	1,00	1100,00	1100,00
3	Motor trifásico de 1/3 HP	unidad	1,00	125,00	125,00
				<b>TOTAL</b>	<b>1.658,40</b>

### 5.1.1.3 Materiales y elementos de construcción

**Tabla 5. 3 - Descripción de gastos de materiales de construcción**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
1	Acero AISI 1020 Ø3/4 in	metros	0,25	9,20	2,30
2	Acero AISI 1020 Ø3/4 in	metros	0,20	9,20	1,84
3	Tubo circular de Ø 4 in	metros	0,30	20,68	6,20
4	Angulo de 1/8 in	metros	2,00	1,75	3,50
5	Tool negro de 300 x 300 x 3 mm	metros	1,00	4,10	4,10
6	Electrodo revestido E6011	libras	1,00	2,50	2,50
7	Pernos M10	unidad	8,00	0,35	2,80
8	Arandelas planas y presion, negras M10	unidad	16,00	0,07	1,12
9	Tuercas M10 negras	unidad	8,00	0,10	0,80
10	Pernos M12	unidad	6,00	0,08	0,48
11	Tubo cuadrado 3/4 in	metros	24,00	1,02	24,48
12	Cangilones TAPCO 3x2 in	unidad	19,00	3,27	62,13
13	Pernos de 1/4 in con uña x 100	caja	1,00	59,36	59,36
14	Banda 1 lona 4 in de ancho	metros	4,00	5,15	20,60
15	Chumacera radial de 5/8 in	unidad	4,00	11,02	44,08
16	Acople de manguera de 3/8 in	unidad	1,00	4,48	4,48
17	Banda de transmisión de 1 x 27 in	unidad	1,00	4,00	4,00
18	Tool galvanizado de 3000x1000x0,5 mm	unidad	1,00	60,00	60,00
19	Polea de transmisión de 1x2 in	unidad	1,00	3,00	3,00
20	Polea de transmisión de 1x6in	unidad	1,00	8,00	8,00
				<b>TOTAL</b>	<b>315,77</b>

## 5.1.2 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y VALIDACIÓN

### 5.1.2.1 Mano de obra

**Tabla 5. 4 - Descripción de gastos por mano de obra**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo	Subtotal
1	Servicio de torno	horas	8	10	80,00
2	Servicio de dobladora de tool	horas	1	3	3,00
3	Servicio de soldadura	punto/cordón	40	1	40,00
4	Servicio de vulcanizado	metro	0,5	50	25,00
				<b>TOTAL</b>	148,00

### 5.1.2.2 Puesta a punto y operación

**Tabla 5. 5 - Descripción de gastos por puesta a punto**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo	Subtotal
1	Servicio de calibración	horas	2	8	16,00
2	Servicio de taller metalmecánico	horas	20	5	100,00
				<b>TOTAL</b>	\$ 116,00

### 5.1.2.3 Pruebas de validación

**Tabla 5. 6 - Descripción de gastos por pruebas de validación**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo	Total
1	Experimentales	horas	200	5	1000

### 5.1.2.4 Materiales de operación

**Tabla 5. 7 - Descripción de gastos de materiales de operación**

Item	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
1	Granalla mineral grado 3	libras	100,00	0,23	23,40
				<b>TOTAL</b>	23,40

### 5.1.3 GASTOS GENERALES

**Tabla 5. 8 - Descripción de gastos generales**

Descripción	Subtotal (USD)
Gastos Administrativos	70,00
Materiales de Oficina	60,00
Transporte	150,00
Tecnología de la Información	80,00
Servicios Básicos	60,00
Otros	100,00
<b>TOTAL</b>	<b>520,00</b>

### 5.1.4 PRESUPUESTO TOTAL

**Tabla 5. 9 - Descripción del presupuesto total**

Costos Directos	Subtotal
Diseño e Ingeniería	2850,00
Materiales y elementos de construcción	315,77
Equipos y Maquinaria	1658,40
Mano de Obra	148,00
<b>Construcción, montaje y validación</b>	
Puesta a Punto y Operación	116,00
Pruebas de validación	1000,00
Materiales de operación	23,40
<b>Gastos Generales</b>	
Tabla 5.8	520,00
<b>SUBTOTAL</b>	<b>6631,57</b>
<b>IMPREVISTOS 3,5%</b>	<b>232,11</b>
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>6863,68</b>

## 5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO

### 5.2.1 DETERMINACIÓN DE INGRESOS

**Tabla 5. 10 - Análisis de Ingresos**

	Periodo anual				
	1	2	3	4	5
Número de servicio prestados	250,00	275,00	302,50	332,75	366,03
Precio / m2	5,00	5,50	6,05	6,66	7,32
m2 / servicio (promedio)	20,00	20,00	20,00	20,00	20,00
<b>INGRESO TOTAL</b>	<b>25000,00</b>	<b>30250,00</b>	<b>36602,50</b>	<b>44289,03</b>	<b>53589,72</b>

### 5.2.2 DETERMINACIÓN DE COSTOS

#### 5.2.2.1 Costos de operación

**Tabla 5. 11 - Análisis de costos de operación**

	Periodo anual				
	1	2	3	4	5
Materiales	5850,00	6756,75	7804,05	9013,67	10410,79
Mano de obra	5400,00	5940,00	6534,00	7187,40	7906,14
Gastos generales de fabricación	585,00	614,25	644,96	677,21	711,07
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>11835,00</b>	<b>13311,00</b>	<b>14983,01</b>	<b>16878,28</b>	<b>19028,00</b>

#### 5.2.2.2 Costos generales

**Tabla 5. 12 - Análisis de costos generales**

	Periodo anual				
	1	2	3	4	5
Depreciación	1372,74	1098,19	878,55	702,84	562,27
Gastos administrativos	2.700,00	2.835,00	2.976,75	3.125,59	3.281,87
Gastos ventas	5.400,00	5.670,00	5.953,50	6.251,18	6.563,73
Gastos financieros	1.500,00	1.575,00	1.653,75	1.736,44	1.823,26
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>10.972,74</b>	<b>11.178,19</b>	<b>11.462,55</b>	<b>11.816,04</b>	<b>12.231,13</b>

### 5.2.3 BENEFICIO

**Tabla 5. 13 - Determinación de beneficio**

	Periodo anual				
	1	2	3	4	5
Ingresos	25000,00	30250,00	36602,50	44289,03	53589,72
Egresos	22807,74	24489,19	26445,56	28694,32	31259,14
<b>Beneficio</b>	2192,26	5760,81	10156,94	15594,70	22330,58

## 5.3 ANÁLISIS FINANCIERO

En este análisis se busca la viabilidad del presente proyecto, para lo cual se realizara el cálculo de los factores de la tasa interna de retorno (TIR), el valor actual neto (VAN), por medio de estos factores se determinará el valor de la relación beneficio/costo.

**Tabla 5. 14 - Periodo de recuperación de la inversión inicial**

	Periodo anual					
	0	1	2	3	4	5
Inversión Inicial	6863,68					
Beneficio		2192,26	5760,81	10156,94	15594,70	22330,58

### 5.3.1 FLUJO DE CAJA NETO (FCN)

**Tabla 5. 15 - Flujo de caja neto**

PERIODO ANUAL	INGRESOS TOTALES	EGRESOS TOTALES	TOTAL
0	0,00	6863,68	-6863,68
1	25000,00	22807,74	2192,26
2	30250,00	24489,19	5760,81
3	36602,50	26445,56	10156,94
<b>TOTAL</b>	91852,50	80606,16	11246,34

### 5.3.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Se determinó que el periodo de recuperación de la inversión inicial es de tres años, por lo tanto se determina la TIR para ese periodo, sabiendo que la Tasa Mínima de Retorno Aceptable (TMAR), es del 15%, considerando la inflación anual.

**Tabla 5. 16 - Determinación de la TIR**

PERIODO ANUAL	TOTAL
0	-6863,68
1	2192,26
2	5760,81
3	10156,94
<b>TIR</b>	<b>51,64%</b>

El valor de la Tasa Interna de Retorno es del 51,64%, el cual está muy por encima del mínimo aceptable que es del 10%, es decir que se considera viable.

### 5.3.3 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Con el valor ya determinado de la TIR, se procede al cálculo del valor actual neto, empleando las herramientas de Excel.

**Tabla 5. 17 - Determinación del VAN**

PERIODO ANUAL	TIR 51,64%
0	-6863,68
1	1445,70
2	2505,28
3	2912,87
<b>TOTAL</b>	<b>0,18</b>
<b>VAN</b>	<b>\$ 6.076,99</b>

El resultado obtenido es positivo, y refleja la recuperación de la inversión además se puede decir que la inversión es económicamente beneficiosa.

### 5.3.4 RELACIÓN BENEFICIO / COSTO

**Tabla 5. 18 - Determinación beneficio - costo**

PERIODO ANUAL	BENEFICIOS ACTUALIZADOS	COSTOS ACTUALIZADOS
0	0,00	6863,68
1	24752,48	22581,92
2	29653,96	24006,65
3	35526,03	25667,80
<b>TOTAL</b>	<b>89932,46</b>	<b>79120,05</b>
<b>RELACION B/C</b>	<b>1,14</b>	

Indica que la retribución por cada dólar invertido en este proyecto es de 14 centavos.

Del análisis económico y financiero se puede decir que prestando 250 servicios con el equipo sandblasting, al año, a un costo de USD 5 cada metro cuadrado, siendo 20 m<sup>2</sup> el promedio de limpieza; se recupera la inversión en un 3 años, se tendría una utilidad de USD 6076,99, la relación beneficio costo es aceptable ya que por cada dólar que se invierte se tiene una ganancia de 14 ctvs. Por lo tanto se concluye que este proyecto es una alternativa viable.

## CAPITULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 CONCLUSIONES

1. Se construyó un prototipo experimental de un equipo sandblasting, a una escala aproximada de 1:2 para validar los parámetros, características y especificaciones técnicas de diseño.
2. El diseño realizado si bien es menos eficiente que un equipo a presión, la innovación propuesta con la inclusión de una turbina de proyección de granalla, permite acortar los tiempos de aplicaciones de mantenimiento, logrando incrementar la ventaja y eficiencia de un equipo de succión.
3. El diseño de los sistemas de extracción de polvo y reutilización de abrasivo, son necesarios para alcanzar un nivel óptimo de la estación, pues sin estos no existiría un correcto uso del equipo sandblasting y se desperdiciaría el material abrasivo.
4. Con el diseño de esta estación de limpieza se innovó en los procesos de limpieza mecánica, hasta ahora limitado con los equipos individuales, siendo su mayor desventaja el costo de adquisición.
5. La relación costo/beneficio refleja que al precio fijado de servicio, a un promedio de 250 servicios al año, se recupera la inversión en un periodo de 3 años, teniendo una ganancia de 14 centavos por cada dólar invertido, siendo un proyecto viable.
6. Con el empleo de la estación de limpieza, se reduce a una tercera parte el tiempo empleado, en comparación con la aplicación de la limpieza manual.

## 6.2 RECOMENDACIONES

1. Se recomienda que para una mayor eficiencia del equipo sandblasting, se emplee granalla mineral esférica, pues con esta se garantiza un flujo de material constante, reduciendo la posibilidad de una obstrucción en la manguera de transporte.
2. Dado el grado de confiabilidad otorgado por el prototipo del equipo sandblasting, se recomienda, la construcción e implementación del equipo y de sus sistemas anexos, a escala 1:1
3. Se puede considerar, en la construcción a escala 1:1, el utilizar materiales de igual resistencia a los empleados en el prototipo, como fueron las poleas y los tensores de banda.
4. Para un correcto uso y una disminución de los riesgos asociados al empleo de la cabina, en el equipo sandblasting, se recomienda seguir las instrucciones establecidas en el manual del usuario, anexo C.
5. En el empleo del equipo sandblasting, con la pistola de aplicación externa, y con el fin de alcanzar la limpieza comercial, según la norma SSPC SP6, se recomienda emplear las longitudes de manguera planteadas en el diseño, pues a mayores longitudes mayores pérdidas y eficiencia en el sistema.
6. Emplear el equipo sandblasting siempre en posición vertical, sin inclinaciones, estas podrían causar malos depósitos del material en la tolva superior, falsas lecturas de los sensores de nivel o dispersión, y malas proyecciones del material abrasivo, en la cabina de limpieza.

7. De preferencia emplear un diámetro de boquilla de la pistola de aplicación de un milímetro mayor al de la granalla mineral, con el fin de garantizar una máxima succión dentro de la cámara de efecto vénturi propio de la pistola.
8. Antes del inicio de la primera operación del equipo sandblasting, se recomienda realizar varias pruebas en vacío del sistema elevador de cangilones y ajustar los tensores de ser necesario para equilibrar el sistema.
9. En la construcción del equipo a escala 1:1, verificar que la compuerta de paso de la tolva de alimentación activada por un actuador lineal, esté en correcta comunicación con los sensores de la tolva de descarga, así como con el motoreductor que activa la banda elevadora.

## 6.3 BIBLIOGRAFÍA

### 6.3.1 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AISC. (Second Edition). *Load & Resistance Factor Design*. New Jersey.

ASTM, N. (2006). *Structural Welding Code Steel*. Philadelphia: Amoco.

Beer, F., & Johnston, R. (3ra. Ed.). *Mecánica de Materiales*. México: Mc Graw Hill.

Calero, R., & Carta, J. (1999). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*.

Fernández: Mc Graw Hill.

Calvache, G. (2006). *Geometría plana y del Espacio*. México: Mc Graw Hill.

Creus, A. (2007). *Neumática e Hidráulica*. México: Grupo Alfaomega.

Deutschman, A., & Wilson, C. (1996). *Diseño de Máquinas*. Mexico: CECSA.

Gusmeroli, D. (2009). *Máquinas de Elevación y Transporte*. Buenos Aires: UTN.

Hamrock, B., & Schmid, S. (1999). *Elementos de Máquinas*. Mexico: Mc Graw Hill.

José, R. (2006). *30 tipos de Motores Eléctricos*. Medellín: Paninfa.

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.

Norton, R. (1999). *Diseño de Máquinas*. Mexico: PEARSON.

Perez, F., & Ramirez, D. (1994). *Diseño óptimo de colectores ciclónicos*. Medellín: AINSA.

Perry, R., & Chilton, C. (1986). *Manual del Ingeniero Químico Vol5*. México: Mc Graw Hill.

Roldán, J. (1991). *Neumática Hidráulica y Electricidad Aplicada*. México: Paraninfo SA.

Shigley, J., & Mischke, C. (1996). *Diseño en ingeniería mecánica*. Mexico: Mc Graw Hill.

### 6.3.2 CATÁLOGOS

C.A., G. d. (2004). Catálogo de diseño de elevadores de cangilones. 4-10.

COPCO, A. (1998). Compressed Air Manual. 76.

COPCO, A. (1986). Guía de Instalación. *Aire Comprimido* , 14.

DUNLOP. (2009). Correas de Transmisión Industrial. *Dunlop Argentina SA* , 13.

Echeverri, A. (2006). *Diseño Óptimo de Ciclones* . Medellín, Colombia.

INC, T. (2009). Cangilones y Pernos para Elevadores. *Guía de Productos* , 6,21.

INDUSTRIAL, T. (2011). Campanas Industriales. 62-68.

Mercurio. (2008). Manual de Cintas Transportadoras. 70.

Patanella, A., & Marcos, A. (2008). Placas planas rectangulares de espesor delgado.

*Estructuras III* , 5.

Varona, J. (15 de 10 de 2012). Diseño de Elevador de Cangilones.

### 6.3.3 DIRECCIONES DE INTERNET

#### 6.3.4

IPAC. (26 de enero de 2013). *Aceros de construcción*. Obtenido de IPAC:

<http://www.ipac-acero.com/ipac/tben001.html>

SKF. (16 de noviembre de 2012). *SKF: Sección Rodamientos*. Obtenido de SKF:

<http://www.skf.com.co/bearings-units-housings>

UBA, I. (2013). *Diseño de conductos de sistemas de ventilación localizada por extracción*. Obtenido de UBA-postgrados:

[http://www.ingenieria.uba.ar/archivos/posgrados\\_apuntes\\_CAPITULO\\_CALCULO\\_CO](http://www.ingenieria.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_CALCULO_CO)  
NDUCTOS