

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE SAND-BLASTING PARA VIDRIO, PARA LA
EMPRESA INDUSTRIAS VITALES S.A.S.

JORGE DAVID MARTÍNEZ NIÑO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.016

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE SAND-BLASTING PARA VIDRIO, PARA LA
EMPRESA INDUSTRIAS VITALES S.A.S.

JORGE DAVID MARTÍNEZ NIÑO

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.016

Nota de aceptación:

Presidente del jurado

Jurado 1
Ing. Carlos A. Mendoza

Jurado 2
Ing. Juan F. Echeverry

Bogotá D.C. Agosto, 2016

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio César Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Los criterios e ideas desarrollados y expuestos en este documento, son responsabilidad única y exclusiva del autor.

Quiero dedicar este proyecto a Dios y a la vida por convertirme en quien soy, a mi familia, principalmente a mis padres y hermanos quienes han sido, son y serán ese apoyo incondicional que siempre tendré conmigo, porque sin ellos a lo largo de este camino, no hubiera culminado con tanta satisfacción y alegría este gran objetivo.

Agradezco a la vida y el universo por darme la sabiduría para siempre tratar de hacer las cosas lo mejor posible, a mis padres y hermanos por siempre estar conmigo bajo la circunstancia que sea y darme ese apoyo inigualable. Al ingeniero Gabriel Bonilla por su sabiduría, consejos y ayuda, al ingeniero Edwin Rivera por contribuir con su conocimiento a lo largo de este proyecto y por ultimo quiero agradecer a la empresa Industrias Vitales S.A.S. quien hizo viable y posible el desarrollo de este proyecto para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

CONTENIDO

	pág.
INTRIDUCCIÓN	18
1. LA EMPRESA	20
1.1 HISTORIA DE LA EMPRESA	20
1.2 EVALUACIÓN DE LA TÉCNICA ACTUAL DE LA EMPRESA	24
2. EVALUACIÓN DE PROCESOS ACTUALES	26
2.1 SISTEMA DE SUCCIÓN	26
2.2 SISTEMA DE PRESIÓN	28
2.3 SISTEMA DE SAND-BLASTING AUTOMÁTICO	31
3. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	34
3.1 PARÁMETROS BÁSICOS	34
3.1.1 Área disponible para la ubicación	34
3.1.2 Dimensiones de la cabina	36
3.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	37
3.2.1 Recarga del sistema	37
3.2.2 Entrada y salida del cristal en la máquina	37
3.2.3 Sistema de extracción de polvos	38
3.2.4 Materiales	38
3.2.5 Tarea manual	38
4. DISEÑO CONCEPTUAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	39
4.1 DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA	39
4.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	40
4.2.1 Alternativa 1. Sistema de Sand-Blasting por succión	40
4.2.2 Alternativa 2. Sistema de Sand-Blasting automático	41
4.2.3 Alternativa 3. Sistema de Sand-Blasting por presión	42
4.3 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	43
5. DISEÑO DETALLADO	47
5.1 SISTEMAS DE LA MÁQUINA	47
5.1.1 Sistema de transporte	47
5.1.2 Sistema de posicionamiento	48
5.1.3 Sistema de Sand-Blasting	49
5.1.4 Sistema de recolección y extracción de polvos	49
5.2 PARAMETRIZACIÓN DE LA MÁQUINA	50
5.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE	50
5.3.1 Cinta transportadora	51

5.3.2 Transmisión de la cinta transportadora	65
5.3.3 Cálculo de los ejes de la cinta transportadora, motriz y conducido	70
5.4 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PRESIÓN	96
5.4.1 Geometría del tanque a presión	96
5.4.2 Cálculo de la sección cónica	99
5.4.3 Cálculo del casquete cilíndrico	105
5.4.4 Cálculo de la cabeza del tanque	110
5.4.5 Cálculo de las soldaduras del tanque a presión	111
5.4.6 Selección de válvulas y componentes para el sistema de presión	114
5.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RECOLECCIÓN Y EXTRACCIÓN	120
5.5.1 Ciclón	120
5.6 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL VENTILADOR	134
5.6.1 Potencia del ventilador	135
5.7 ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA	143
5.7.1 Análisis de la viga	144
5.7.2 Análisis de la columna de la sección 2	145
5.7.3 Análisis de la columna del sistema de presión y recolección	149
5.7.4 Cálculo de soldadura	152
5.7.5 Cálculo de los tornillos de sujeción del sistema de recolección y presión	156
5.7.6 Sistema de anclaje	162
5.8 RED ELÉCTRICA DE LA MÁQUINA	164
5.9 SISTEMA DE CONTROL DE LA MÁQUINA	165
5.10 DISEÑO FINAL MÁQUINA DE SAND-BLASTING PARA VIDRIO, POR SISTEMA DE PRESIÓN	167
6. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	169
6.1.1 Análisis de la sección 1	169
6.1.2 Análisis de la sección 2	173
7. MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	177
7.1 MANUAL DE OPERACIÓN	177
7.1.1 Tablero de mandos	177
7.1.2 Diagrama de proceso	178
7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO	183
7.2.1 Motorreductor	184
7.2.2 Transmisión por cadena	184
7.2.3 Cinta transportadora	185
7.2.4 Ventilador centrífugo	185
7.2.5 Tanque a presión	185
7.2.6 Tubería, conexiones y válvulas	185
7.2.7 Unidad de mantenimiento del compresor	185
7.2.8 Rutinas de mantenimiento	186
7.2.9 Posibles fallas y correcciones	187

8. EVALUACIÓN FINANCIERA	189
8.1 ESTUDIO DE COSTOS	189
8.1.1 Costos de ingeniería	189
8.1.2 Costos de los elementos de la máquina	189
8.1.3 Costos de fabricación y montaje	191
8.1.4 Costo total	191
8.2 COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	192
8.3 BENEFICIOS DEL PROYECTO	192
8.4 ANÁLISIS FINANCIERO	193
8.4.1 Valor presente neto	193
8.4.2 Tasa interna de retorno	194
9. CONCLUSIONES	196
10. RECOMENDACIONES	197
BIBLIOGRAFÍA	198
ANEXOS	201

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio incoloro	22
Cuadro 2. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio	22
Cuadro 3. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio azul	23
Cuadro 4. Dimensiones y espesores de láminas de vidrios	23
Cuadro 5. Dimensiones de láminas de espejo	23
Cuadro 6. Requerimientos básicos y deseados	39
Cuadro 7. Ponderación de criterios	44
Cuadro 8. Ventajas y desventajas alternativa 1	45
Cuadro 9. Ventajas y desventajas alternativa 2	45
Cuadro 10. Ventajas y desventajas alternativa 3	46
Cuadro 11. Matriz de cálculo para la selección de la mejor alternativa	46
Cuadro 12. Factor de servicio	57
Cuadro 13. Selección de número de dientes de polea y largo de correa	59
Cuadro 14. Referencia y largo de correa	60
Cuadro 15. Diámetro de polea	61
Cuadro 16. Factores de servicio para transmisión por cadenas	66
Cuadro 17. Calculo de diámetros del eje motriz	81
Cuadro 18. Calculo de diámetros del eje conducido	92
Cuadro 19. Propiedades de los materiales, acero al carbono y de bajo contenido de aleación.	102
Cuadro 20. Eficiencia de juntas	103
Cuadro 21. Mangueras de Sand-Blasting	118
Cuadro 22. Características dimensionales de los ciclones de alta capacidad	121
Cuadro 23. Dimensiones del ciclón	123
Cuadro 24. Densidad del aire a diferentes alturas	125
Cuadro 25. Viscosidad Dinámica del aire a diferentes temperaturas	126
Cuadro 26. Esfuerzos admisibles en soldaduras	155
Cuadro 27. Anclajes de expansión para grandes cargas HSL-3	163
Cuadro 28. Calibre de cables de cobre	165
Cuadro 29. Rutinas de mantenimiento	186
Cuadro 30. Posibles fallas y correcciones	187
Cuadro 31. Costos de ingeniería	189
Cuadro 32. Costos de los elementos de la máquina	189
Cuadro 33. Costos de fabricación y montaje	191
Cuadro 34. Costo total	191
Cuadro 35. Costos anuales de operación y mantenimiento	192
Cuadro 36. Gastos por horas extras	192
Cuadro 37. Ganancias al año	193
Cuadro 38. Valor Presente Neto	194

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Organigrama de la empresa	24
Figura 2. Diagrama de proceso de Industrias Vitales S.A.S.	25
Figura 3. Sistema de succión	26
Figura 4. Pistola de propulsión	27
Figura 5. Máquina ECO serie M de succión	28
Figura 6. Tanque de sistema de presión	29
Figura 7. Sistema de presión	29
Figura 8. Máquina ECO serie M de presión	30
Figura 9. Colector de polvos ECO-BLAST	31
Figura 10. Sistema automático de Sand-Blasting	32
Figura 11. Sistema de Sand-Blasting FRATELLI PEZZA	33
Figura 12. Bodega de almacenamiento	34
Figura 13. Vista superior, bodega de almacenamiento	35
Figura 14. Vista isométrica, bodega de almacenamiento	35
Figura 15. Máquina de Sand-Blasting a presión	36
Figura 16. Sistema de Sand-Blasting por succión	41
Figura 17. Sistema de Sand-Blasting automático	42
Figura 18. Sistema de Sand-Blasting por presión	43
Figura 19. Esquema general del proceso	47
Figura 20. Cinta transportadora	48
Figura 21. Sistema de posicionamiento	48
Figura 22. Sistema de Sand-Blasting	49
Figura 23. Sistema de recolección y extracción de polvos	50
Figura 24. Esquema del sistema de transporte	51
Figura 25. Cinta transportadora	51
Figura 26. Espesores de correas sincrónicas	62
Figura 27. Significado de las referencias de las correas sincrónicas	65
Figura 28. Cadena simple de rodillo número 40.	67
Figura 29. Esquema del eje motriz de la cinta transportadora en mm	71
Figura 30. Fuerzas en la catarina motriz	73
Figura 31. Plano Y-Z eje motriz en mm	74
Figura 32. Plano X-Z eje motriz en mm	75
Figura 33. Factor de tamaño	79
Figura 34. Clases de cuñeros	80
Figura 35. Tipo de chaflanes en ejes	81
Figura 36. Dimensiones de cuña y cuñero	82
Figura 37. Esquema del eje conducido de la cinta transportadora en mm	88
Figura 38. Plano X-Z eje conducido en mm	89
Figura 39. Sistema de presión (mm)	96
Figura 40. Esfuerzo longitudinales y circunferenciales en recipientes cónicos	99
Figura 41. Sección cónica	101

Figura 42. Esfuerzos longitudinal y circunferencial en la sección cilíndrica	106
Figura 43. Sección cilíndrica	108
Figura 44. Cabeza del tanque	110
Figura 45. Soldadura de la tapa al casquete	112
Figura 46. Soldadura de las conexiones	113
Figura 47. Circuito de tubería neumática	114
Figura 48. Válvula de bola	115
Figura 49. Válvula antirretorno	115
Figura 50. Válvula pop-up	116
Figura 51. Válvula dosificadora	116
Figura 52. Válvula de seguridad	118
Figura 53. Boquilla de Sand-Blasting	119
Figura 54. Porta boquilla	119
Figura 55. Sistema de recolección y extracción (mm)	120
Figura 56. Tamaño de partícula para la arena sílice	121
Figura 57. Dimensiones de un ciclón industrial	122
Figura 58. Tubería de poliuretano antiestática	135
Figura 59. Factor de rugosidad	137
Figura 60. Valores de K para codos	139
Figura 61. Estructura	143
Figura 62. Fuerzas del cristal sobre la estructura	144
Figura 63. Columna del sistema de transmisión	146
Figura 64. Valores de K	146
Figura 65. Columnas sistema de presión y recolección	149
Figura 66. Valores de K	150
Figura 67. Unión soldada	153
Figura 68. Factores geométricos para análisis de soldaduras	153
Figura 69. Esquema de fuerzas de tensión	157
Figura 70. Pernos HSL-3 y diagrama de instalación	163
Figura 71. Platina de anclaje	163
Figura 72. Diagrama de control	166
Figura 73. Diagrama de fuerza	167
Figura 74. Diseño final, máquina de Sand-Blasting para vidrio	168
Figura 75. Sección 1 de la estructura	169
Figura 76. Vista lateral izquierda, sección 1 de la estructura	170
Figura 77. Análisis del desplazamiento nodal de la sección 1	172
Figura 78. Análisis de los esfuerzos de la sección 1	173
Figura 79. Sección 2 de la estructura	174
Figura 80. Análisis del desplazamiento nodal de la sección 2	175
Figura 81. Desplazamiento nodal máximo	175
Figura 82. Análisis de los esfuerzos de la sección 2	176
Figura 83. Tablero de mandos	177
Figura 84. Encendido de la cinta transportadora	178
Figura 85. Encendido del ventilador	178
Figura 86. Regulación de la presión de trabajo	179

Figura 87. Paso de aire de Sand-Blasting	179
Figura 88. Posicionamiento del cristal	180
Figura 89. Apagado de la cinta transportadora	180
Figura 90. Sistema de presión	181
Figura 91. Esquema de posicionamiento válvula POP-UP	181
Figura 92. Diagrama de proceso	182
Figura 93. Esquema de proceso	183

LISTA DE GRÁFICOS

	pág.
Gráfico 1. Tipos de correas sincrónicas	58
Gráfico 2. Diagramas de cortante y momento flexionante plano Y-Z eje motriz (mm)	76
Gráfico 3. Diagramas plano X-Z de cortante y momento flexionante eje motriz (mm)	77
Gráfico 4. Resistencia a la fatiga	79
Gráfico 5. Diagramas plano X-Z de cortante y momento flexionante eje conducido (mm)	90
Gráfico 6. Curva de rendimiento del ventilador seleccionado	142
Gráfico 7. Flujo de caja	195

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Catálogo de correas sincrónicas	202
Anexo B. Detalles Motorreductor	211
Anexo C. Catálogo de ejes normalizados	213
Anexo D. Cuñas rectangulares y cuadradas normalizadas	215
Anexo E. Cálculo y selección de rodamientos	217
Anexo F. Catálogo de rodamiento y soporte tensor, eje conductor	224
Anexo G. Catálogo de rodamiento y soporte, eje conducido	227
Anexo H. Dimensiones de las válvulas POP-UP	230
Anexo I. Diseño óptimo de ciclones	232
Anexo J. Catálogo de mangueras de poliuretano anti abrasiva	251
Anexo K. Diagrama de Moody	253
Anexo L. Catálogo de perfiles cuadrados y rectangulares	255
Anexo M. Catálogo de perfiles circulares	258
Anexo N. Teoría de la geometría de dobles de láminas y transiciones cuadradas a circulares, para la construcción de planos	260
Anexo O. Cotizaciones de los elementos de la máquina	265
Anexo P. Planos	277

RESUMEN

Se formuló un proyecto, que ha sido desarrollado en este trabajo de grado con el objetivo de diseñar una máquina de Sand-Blasting para vidrio arquitectónico para la empresa Industrias Vitales S.A.S.

Principalmente, fue necesario conocer todas las características técnicas y necesidades de la empresa y con esto claro, se ejecutó un estudio detallado de las posibles soluciones que se podrían llevar a cabo, teniendo presente las técnicas actuales de este tipo de proceso, además de cómo se realiza y maneja dicho proceso en la empresa.

Con la información recopilada, se plantearon diferentes propuestas de solución al problema, para luego hacer la selección de la mejor alternativa y de este modo resolver el problema, bajo un sistema de puntaje ponderado.

Posteriormente, con la mejor alternativa ya seleccionada, se desarrolló el diseño detallado de esta, siempre teniendo presente la toma de decisiones para finalizar de la mejor manera el proyecto, con lo cual se diseñó una máquina de Sand-Blasting para vidrio, solucionando el problema de la empresa al final de su línea de producción, reduciendo el tiempo de recarga del sistema de presión y brindando mayor seguridad al cristal durante el proceso.

Al concluir el desarrollo de este trabajo, se entregaron manuales de operación y mantenimiento, análisis financiero y planos en general.

PALABRAS CLAVES: Diseño, Sand-Blasting, vidrio, arena sílice.

INTRODUCCIÓN

Con la amplia oferta que se encuentra en la industria del vidrio y en general, nació la necesidad de conseguir una mejor competitividad para una deseable y superior posición en el mercado, de allí se desglosan factores que hacen necesario adquirir avances tecnológicos para mejorar la productividad de la empresa, por esta razón se originó la idea de este proyecto el cual solventara deficiencias y problemas al final de la línea de producción.

Con el continuo crecimiento de la tecnología y sistemas de producción del mercado del vidrio arquitectónico, Industrias Vitales S.A.S., es una empresa que busca una mejora continua, pues con el transcurso del tiempo se ha ido renovando la línea de producción con mejores sistemas y máquinas para pasar de una producción anticuada a una nueva producción con mejores estándares de calidad y más eficiente.

Con esto en mente se ha establecido una cadena de objetivos para el desarrollo exitoso de este proyecto. Partiendo de un objetivo general el cual es “Diseñar una máquina de Sand-Blasting para vidrio, para la empresa Industrias Vitales S.A.S.” y así aparecen los siguientes objetivos específicos:

- ✓ Evaluar el proceso actual de la empresa
- ✓ Evaluar la técnica actual de estos procesos de producción
- ✓ Establecer los parámetros básicos y requerimientos funcionales
- ✓ Elaborar diseño conceptual y planteamiento de alternativas
- ✓ Evaluar y seleccionar alternativas
- ✓ Elaborar el diseño detallado
- ✓ Elaborar el análisis por el método de elementos finitos de los principales componentes
- ✓ Elaborar planos de fabricación, ensamble y montaje
- ✓ Elaborar planos eléctricos y de control
- ✓ Elaborar los manuales de operación y mantenimiento de la máquina
- ✓ Evaluar financieramente el proyecto

Con la ejecución de los objetivos que se estipularon anteriormente se finiquitara el desarrollo del proyecto teniendo un alcance hasta el diseño, modelamiento y simulación de una máquina de Sand-Blasting para vidrio, para la empresa Industrias Vitales S.A.S.; teniendo presente que no se llevara a cabo prototipo, ni construcción de esta dentro del proyecto, pero la empresa dispondrá del diseño para el desarrollo.

Existen limitantes para el desarrollo del proyecto los cuales fueron estipulados por la empresa, pues solo se procesarán vidrios de 4 a 19 mm los cuales son los espesores de vidrio que se procesan en la empresa y además el área que ocupara la maquina por la disposición de espacio con la que se cuenta.

Con el objetivo de lograr el proyecto de la mejor manera con un buen diseño funcional y aprovechable para la empresa, se aplicó un diseño metodológico con una secuencia de ítems con un orden de ejecución, con el fin de obtener un expediente con los datos obtenidos durante el desarrollo total del proyecto.

Este proyecto tendrá aplicación solo para la empresa Industrias Vitales S.A.S.

1. LA EMPRESA

La empresa Industrias Vitales S.A.S. se fundó en el año 1.984 por su dueño Jorge Martínez Triana, en la actualidad se encuentra ubicada en la ciudad de Bogotá, su actividad económica se basa en el procesamiento de vidrio arquitectónico desde 4 a 19 mm para construcción y decoración, es decir, divisiones de baño, divisiones de oficina, fachadas especiales, tapas para comedor, espejos para decoración y espejo anticado desde 4 hasta 5 mm; cuentan con sede de ventas y planta de producción en el mismo punto de la ciudad.

1.1 HISTORIA DE LA EMPRESA

En sus inicios unos años más atrás, antes de su formación como Industrias Vitales, el actual propietario y su hermano iniciaron con un enfoque dirigido a la distribución de vidrio, el cual era proveído por la empresa Peldar, única planta de suministro de vidrio a nivel nacional por su dueño Carlos Ardila Lulle. Además se dedicaban al trabajo del vidrio como pulido y biselado pero de forma manual.

Después de un tiempo se dieron cuenta que en Colombia el espejo no se fabricaba, ni tampoco llegaba al país por importación, entonces, Jorge Martínez Triana y su hermano consiguieron la fórmula para lograr convertir el vidrio en espejo por procesos químicos, convirtiéndose en uno de los pocos fabricantes de espejo convencional y espejo anticado por proceso artesanal en el país, manejando ya no solo la distribución del vidrio al por mayor si no también la del espejo. Pero años más tarde en Diciembre de 1.981 Peldar tecnificó su planta para llevar a cabo la obtención del espejo y fue aquí donde la fabricación del espejo artesanal fue perdiendo fuerza.

Hacia 1.983 los dos hermanos tomaron la decisión de separar la industria, así que Jorge Martínez Triana tomaría una de las dos partes de la sociedad, quedándose con la parte del procesamiento del vidrio para así formar Industrias Vitales, y su hermano Hernando Martínez Triana se quedaría con la distribución del vidrio al por mayor para formar también su propia empresa.

En 1.984 se formó Industrias Vitales, Jorge Martínez Triana ya como único propietario y con un rumbo más directo comenzó a tecnificar su línea de producción para así mantener sus clientes y adquirir nuevos, ya que el campo de trabajo empezaba a ser más amplio, ofreciendo mayores productos y servicios.

Actualmente la empresa cuenta con una línea de producción, empezando por el almacenamiento del vidrio en adecuadas estructuras, una mesa de corte especial donde se hacen los respectivos cortes de acuerdo a los requerimientos del cliente.

La máquina que realiza el bisel a espejos y vidrios rectos, es una máquina biseladora que cuenta con 9 motores eléctricos que se encargan de dar la potencia y velocidad angular a las respectivas piedras diamantadas que atacan el canto del vidrio en forma angular y van realizando el desbaste y brillo conforme el vidrio va avanzando a lo largo de la maquina; el proceso de pulido recto lo lleva a cabo una máquina pulidora que al igual que la biseladora posee 9 motores pero a diferencia de la anterior, las piedras diamantadas y de resina atacan el canto del vidrio de forma perpendicular y se refrigera el proceso con agua que es reciclada y recirculada por el sistema de la máquina; en la producción también existe un equipo que realiza el biselado y pulido pero de geometrías complejas, la cual es llamada pulpo en el mercado y funciona por medio de ventosas para el agarre del vidrio y un solo motor que otorga potencia y velocidad a la piedra diamantada intercambiable que realiza el proceso ya sea de bisel o pulido; la máquina encargada de hacer las perforaciones al vidrio, lo realiza un taladro semiautomático de doble cabezal que adquirió la empresa en el 2.014, el cual ofrece eficiencia y mejor calidad al proceso que el taladro manual con el que se venía realizando la tarea. Finalmente una cabina de pintura donde se pinta el vidrio con pintura especial, otra cabina para el proceso de plateo para obtener espejo convencional y anticado. Para terminar una cabina de Sand-Blasting donde se realiza el proceso final de tallado en el vidrio y espejo.

En el 2.014 Industrias Vitales cambió su razón social para llamarse en la actualidad Industrias Vitales S.A.S.

Misión: Procesar y comercializar vidrio arquitectónico, ofreciendo variedad de productos y servicios que brinden soluciones a nuestros clientes para su total satisfacción, teniendo como base nuestra experiencia, tecnología, calidad y talento humano, ampliando así la versatilidad del uso del vidrio en el mercado de la construcción y la decoración en nuestro país.

Visión: Industrias Vitales S.A.S. se proyecta en el mercado nacional para el año 2020, como una empresa en permanente desarrollo, consolidándose en el mercado del vidrio arquitectónico, con políticas de calidad, optimización de procesos y mejoramiento en la calidad de vida de nuestro equipo humano.

Industrias Vitales S.A.S. procesa vidrio en diferentes tonalidades siendo las más tradicionales incoloro, bronce, azul lake, azul light, verde en espesores desde 4 a 19 mm y espejo desde 4 a 5 mm.

A continuación se ilustran tablas de acuerdo a las dimensiones de las láminas que llegan a almacenamiento y los colores de vidrio y espejo que se procesan en la empresa.

Cuadro 1. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio incoloro

MEDIDAS (metros)			
CALIBRE	ALTURA	ANCHO	AREA (metros ²)
4mm	1,80	2,60	4,68
4mm	2,14	3,30	7,06
5mm	1,80	2,60	4,68
5mm	2,20	3,30	7,26
6mm	2,60	1,80	4,68
6mm	2,20	3,30	7,26
6mm	2,20	3,60	7,92
8mm	2,20	3,30	7,26
8mm	2,20	3,60	7,92
8mm	2,40	3,60	8,64
10mm	2,40	3,30	7,92
10mm	2,20	3,30	7,26
15mm	2,14	3,30	7,06
19mm	2,14	3,30	7,06

Fuente: Industrias vitales S.A.S.

Cuadro 2. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio bronce

MEDIDA (metros)			
CALIBRE	ANCHO	ALTURA	AREA (metros ²)
4mm	3,30	2,14	7,06
4mm	3,30	2,40	7,92
5mm	3,30	2,14	7,06
5mm	3,30	2,40	7,92
6mm	3,30	2,20	7,26
6mm	3,30	2,40	7,92
8mm	3,30	2,14	7,06
8mm	3,30	2,40	7,92
10mm	3,30	2,14	7,06

Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

Cuadro 3. Dimensiones y espesores de láminas de vidrio azul lake

MEDIDA (metros)			
CALIBRE	ANCHO	ALTURA	AREA (metros ²)
4mm	3,30	2,14	7,06
5mm	3,30	2,14	7,06
6mm	3,30	2,14	7,06
8mm	3,30	2,14	7,06
10mm	3,30	2,14	7,06

Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

Cuadro 4. Dimensiones y espesores de láminas de vidrios

MEDIDA (metros)			
CALIBRE	ANCHO	ALTURA	AREA (metros ²)
4mm	3,30	2,14	7,06
5mm	3,30	2,14	7,06
6mm	3,30	2,14	7,06
8mm	3,30	2,14	7,06
10mm	3,30	2,14	7,06

Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

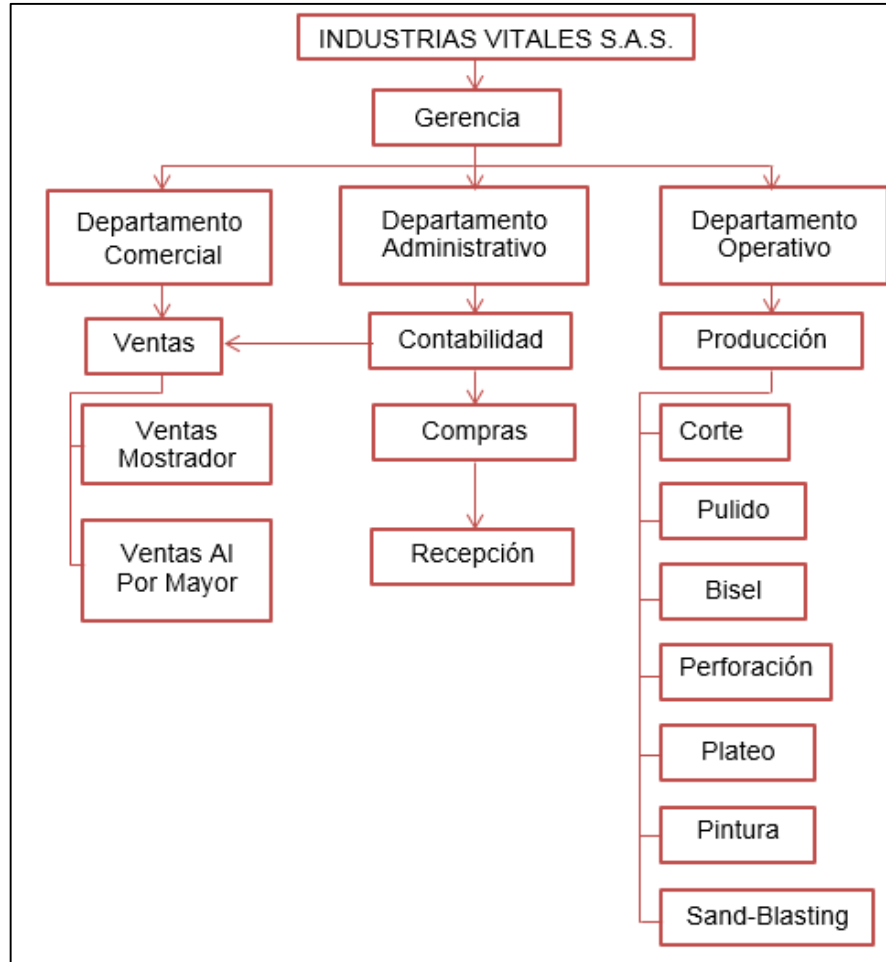
Cuadro 5. Dimensiones de láminas de espejo

MEDIDA (metros)				
	CALIBRE	ANCHO	ALTURA	AREA (metros ²)
INCOLORO	4mm	3,30	2,14	7,06
INCOLORO	4mm	3,30	2,40	7,92
INCOLORO	5mm	3,30	2,14	7,06
INCOLORO	5mm	3,30	2,40	7,92
INCOLORO	6mm	3,30	2,40	7,92
BRONCE	4 mm	3,30	2,40	7,92
AZUL	4 mm	3,30	2,14	7,06

Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

A continuación en la figura 1 se encuentra el organigrama de la empresa, estableciendo la parte administrativa y organizacional de la empresa.

Figura 1. Organigrama de la empresa



1.2 EVALUACIÓN DE LA TÉCNICA ACTUAL DE LA EMPRESA

Actualmente, la empresa posee una máquina de Sand-Blasting la cual lleva a cabo el proceso en la producción de tallado del vidrio y espejo; con un poco más de 15 años esta cabina fue implementada por el gerente y propietario de la empresa pero su diseño es algo empírico y por esto se desprende una serie de deficiencias y fallas que se han hecho notar cada vez más con el aumento de la producción y servicio de esta.

Esta máquina cuenta con una cabina de arenado con dimensiones de 2,50 m de ancho, 2,20 m de alto pero siendo útiles como cabina tan solo 1,50 m y una profundidad de 0,76 m. Para el proceso de tallado por chorro de arena a presión hay un tanque en forma de tolva el cual posee una altura de 0,80 m, un diámetro máximo de 0,50 m y un diámetro mínimo en la parte inferior de 0,10 m. Este tanque es un recipiente que permanece presurizado con aire comprimido

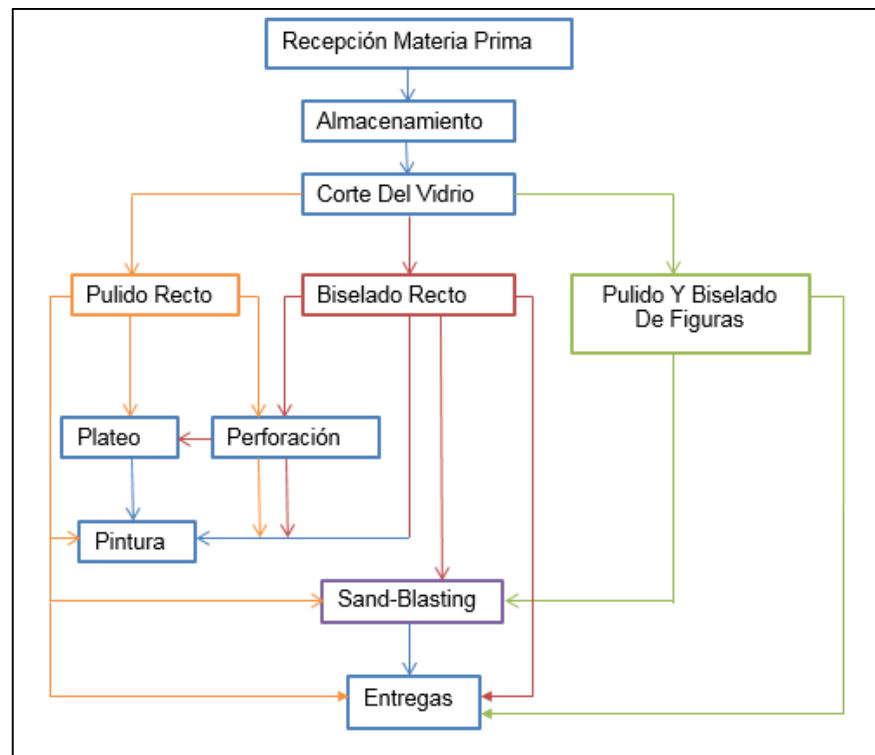
maneja presiones entre los 50 y 100 psi dependiendo del tipo de Sand-Blasting a realizar sobre la superficie.

El aire comprimido, viene desde un compresor de pistones a través de una red neumática, esta alimenta tanto el tanque como el proceso en general y por medio de dos válvulas de bola se regula tanto el caudal de aire hacia el tanque, como el caudal de la corriente de aire que dará velocidad al abrasivo que cae desde la parte inferior del tanque, viajando a través de una manguera, para finalmente salir por una boquilla hacia la superficie de trabajo.

Por otro lado, para recargar el sistema nuevamente con el abrasivo, es donde más problemas de deficiencia se encuentran, pues el tanque tiene una capacidad para aproximadamente 100 kg de abrasivo los cuales duran aproximadamente 2 horas de trabajo; es decir, que cada dos horas es necesario parar el proceso y hacer una nueva recarga, la cual tarda aproximadamente 25 minutos los cuales se convierten en 2 horas al día y es aquí donde se están perdiendo horas productivas de la máquina y son pérdidas para la empresa, pues están compensándolas actualmente con horas extras al final de la jornada, además otro factor es la seguridad y salud de los operarios.

A continuación se muestra el diagrama de proceso que la empresa actualmente maneja en su línea de producción.

Figura 2. Diagrama de proceso de Industrias Vitales S.A.S.



2. EVALUACIÓN DE PROCESOS ACTUALES

La industria siempre está en constante aumento y por esto, las nuevas tecnologías entran cada vez con más fuerza para suplir necesidades, facilitar la producción y hacer más eficiente una industria en continuo crecimiento, para una amplia demanda.

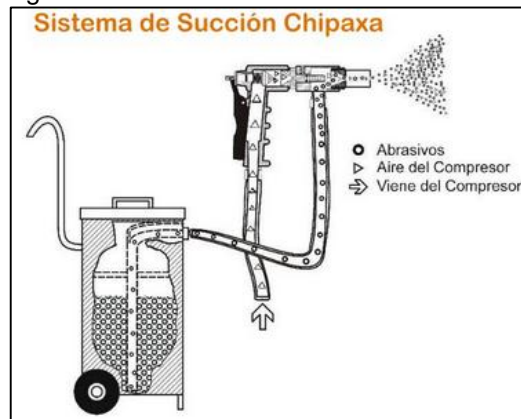
En el presente existen máquinas que facilitan el proceso de Sand-Blasting, existen sistemas manuales y también automáticos para realizar dicho procedimiento, los cuales se explicarán y tendrán presentes para el diseño de este proyecto.

2.1 SISTEMA DE SUCCIÓN

Este tipo de sistema para Sand-Blasting, es usado para trabajo liviano, en limpieza de superficies de materiales blandos como: aluminio, titanio, y magnesio, como se ve en la figura 3. Además de esto es usado para el tallado del vidrio, funcionando bajo el mismo principio, solo que con una cabina de dimensiones más apropiadas para introducir el vidrio.

Este sistema lleva a cabo su función bajo el mismo principio de trabajo de todos los sistemas de Sand-Blasting existentes, donde básicamente un abundante número de partículas del abrasivo, son lanzadas a una alta velocidad contra la superficie de trabajo y antes del impacto, las partículas poseen energía cinética que difiere según su cantidad y geometría. Así que estas partículas se desaceleran en el momento del impacto, convirtiendo parte de la energía cinética en calor, otra parte en energía de deformación y otra en trabajo de limpieza.

Figura 3. Sistema de succión



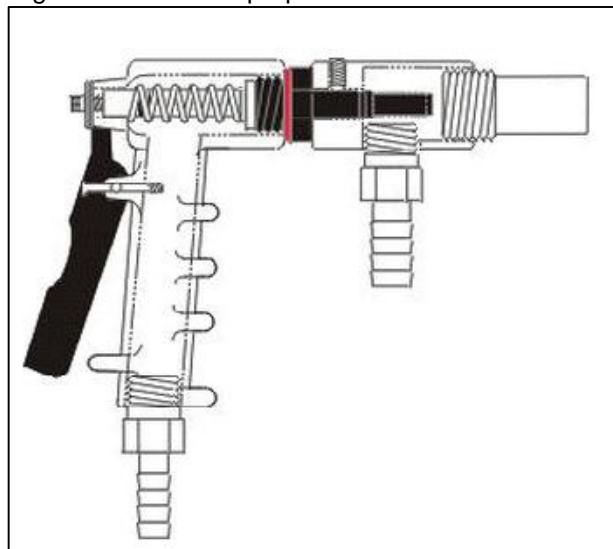
Fuente: <http://www.chipaxa.com/paginas/EquipoSuccion.htm>

El sistema de succión es el más básico y sencillo, el cual consta de un recipiente en forma de tolva que contiene el abrasivo no presurizado, es decir expuesto a la atmósfera; entonces, por gravedad el abrasivo cae a la parte inferior del tanque y

corre a través de una manguera que se conecta a una pistola de propulsión, y por efecto Venturi el aumento de velocidad del aire que viene de un compresor hacia la pistola por otra manguera, es succionado, impulsado e impactado en la superficie de trabajo. Este sistema es menos costoso en comparación a otros pero la desventaja que se encuentra es su capacidad, ya que no produce las mismas presiones de trabajo que producen otros sistemas y además el alto caudal de aire que requiere para la succión.

En el sistema de succión se utiliza una pistola de propulsión, ver la figura 4, la cual es una parte importante para su desarrollo, generalmente son fabricadas en aluminio para que sean ligeras para su continua manipulación. La función principal de esta pistola es la de regular el paso de la corriente de aire por medio de una esprea o tornillo de paso de aire, que causa el efecto Venturi, siendo un tornillo en acero y que dependiendo de su diámetro determinara el caudal de aire, además tiene la ventaja de ser reemplazable y a la hora del desgaste de este solo existirá la necesidad de cambiar la esprea y no la pistola completa.

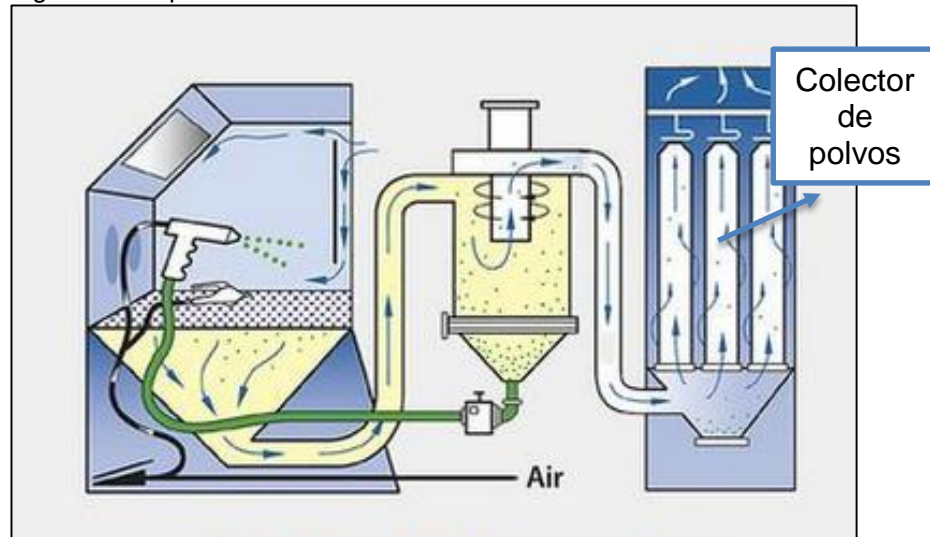
Figura 4. Pistola de propulsión



Fuente: <http://www.chipaxa.com/paginas/Pistolas.htm>

ECO, es una empresa Canadiense la cual se dedica a todo lo relacionado con sistemas y máquinas de Sand-Blasting, esta es una máquina serie M de succión, como se observa en la figura 5, y adicional cuenta con un colector de polvos el cual es opcional, cuya función será mantener un ambiente de trabajo más limpio y amigable.

Figura 5. Máquina ECO serie M de succión



Fuente: <http://www.ecoind.com/43-product-serie-m-suction.html>

El colector de polvos de este sistema, retiene el polvo que se genera durante el proceso de Sand-Blasting, esto gracias a unos filtros que detienen el polvo proveniente de la tolva, que a su vez trabaja como un ciclón, este posee un impulsor que está instalado en su parte superior con el fin de generar una corriente de aire y decantar el abrasivo en la tolva por el efecto de la fuerza centrífuga, para luego expulsar el aire con el polvo menos denso para que pase a través del colector, extrayendo aire limpio a la atmósfera y el polvo liviano es despojado en una trampa de polvos.

2.2 SISTEMA DE PRESIÓN

El sistema de presión, es un poco más complejo con respecto al sistema de succión mencionado anteriormente, pero con algunas ventajas que facilitan el proceso. Este sistema es más costoso, pero más rápido y fácil de trabajar ya que utiliza menos caudal de aire en relación al sistema de succión y por esta razón se usa un compresor más pequeño.

Básicamente el sistema de presión, posee un tanque en forma de tolva, como se muestra en la figura 6. Por su parte superior se alimenta el abrasivo, el cual se mantendrá presurizado en su interior. En la parte inferior del tanque se acopla una válvula reguladora, la cual dosifica el paso del abrasivo hacia un flujo de aire comprimido, ya con esta mezcla de aire y abrasivo, fluyen a una alta velocidad y presión a través de una manguera que llevará dicha mezcla hasta una boquilla de salida que dispara el abrasivo hacia la superficie a trabajar. =Ver figura 7=.

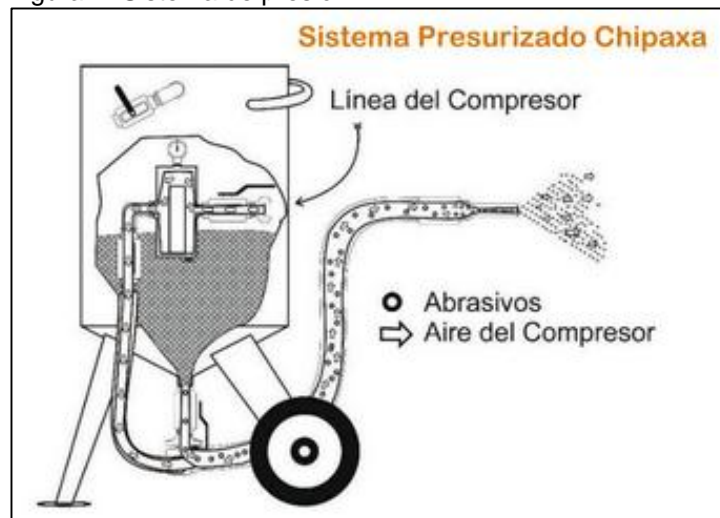
Figura 6. Tanque de sistema de presión



Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

Chipaxa es una empresa mexicana que diseña y comercializa sistemas de Sand-Blasting de succión y presión, además, provee todos los repuestos y productos relacionados con estos sistemas como: abrasivos, mangueras, válvulas, conexiones y equipos de seguridad, para satisfacer las necesidades de estos equipos industriales.

Figura 7. Sistema de presión

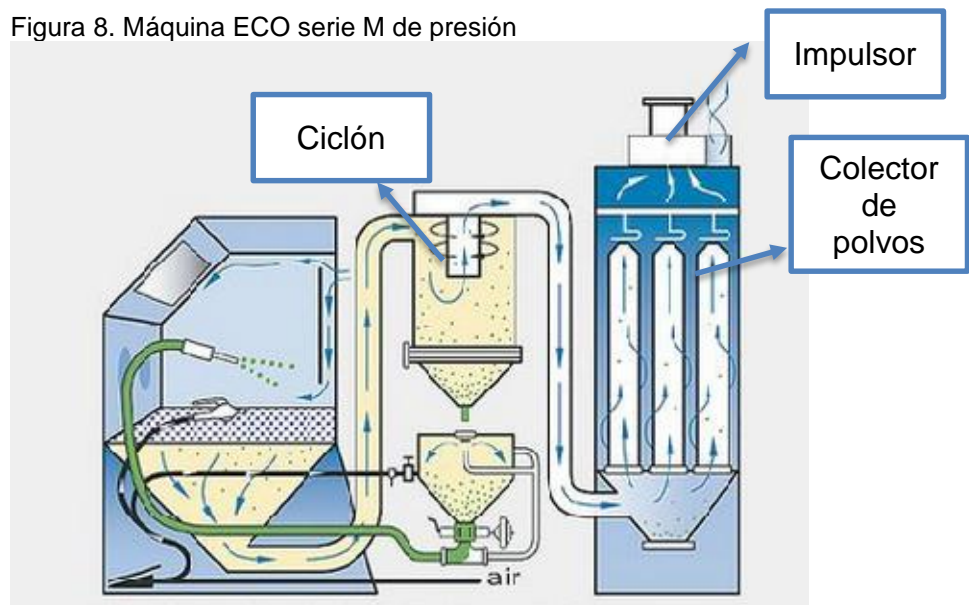


Fuente: <http://www.chipaxa.com/paginas/EquipoPresurizado.htm>

Este sistema es mucho más eficiente, puesto que se logra manejar un mayor volumen de abrasivo y adicional produce presiones mucho más altas con respecto al sistema de succión, obteniendo más uniformidad a mayor velocidad de trabajo.

La empresa canadiense ECO también fabrica y comercializa las máquinas de Sand-Blasting con sistema de presión, como se aprecia en la figura 8, con la ventaja de un trabajo continuo gracias a su tanque de doble cámara, pues mientras la cámara inferior trabaja, la superior es recargada con el abrasivo sin tener pausas en la producción.

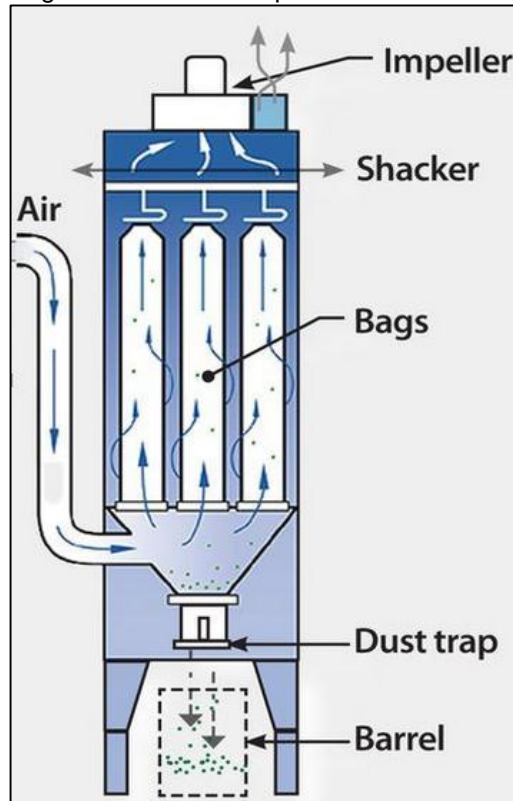
Figura 8. Máquina ECO serie M de presión



Fuente: <http://www.ecoind.com/44-product-serie-m-pressure.html>

Adicionalmente, cuenta con un colector de polvos opcional, que se encarga de proveer un ambiente de trabajo más agradable, manteniendo controlado el exceso de polvo durante el proceso. En esencia, el colector trabaja en conjunto con un ciclón que se encarga de recuperar el abrasivo, esto gracias a su principio de funcionamiento, el cual por medio de un impulsor, que a diferencia del sistema de succión, se encuentra instalado sobre el colector de polvos para evitar el prematuro desgaste por abrasión al ser colocado directamente sobre el ciclón, como se observa en la figura 9, y por medio de la fuerza centrífuga que ejerce la velocidad del aire sobre el abrasivo, permite que este se decante y el aire con el polvo menos denso retornará por el centro de la corriente en movimiento, para luego circular a través del colector de polvos, que filtrará el polvo liviano y así lograr una salida de aire a la atmósfera con un alto porcentaje de retención de impurezas y polvo.

Figura 9. Colector de polvos ECO-BLAST



Fuente: <http://www.ecoind.com/47-product-dcm-100-to-330.html>

2.3 SISTEMA DE SAND-BLASTING AUTOMÁTICO

Actualmente este sistema es el más eficiente y rápido cuando se habla de Sand-Blasting para vidrio, gracias a que es un sistema automático, el proceso lo realiza la máquina autónomamente con ayuda de un PLC.

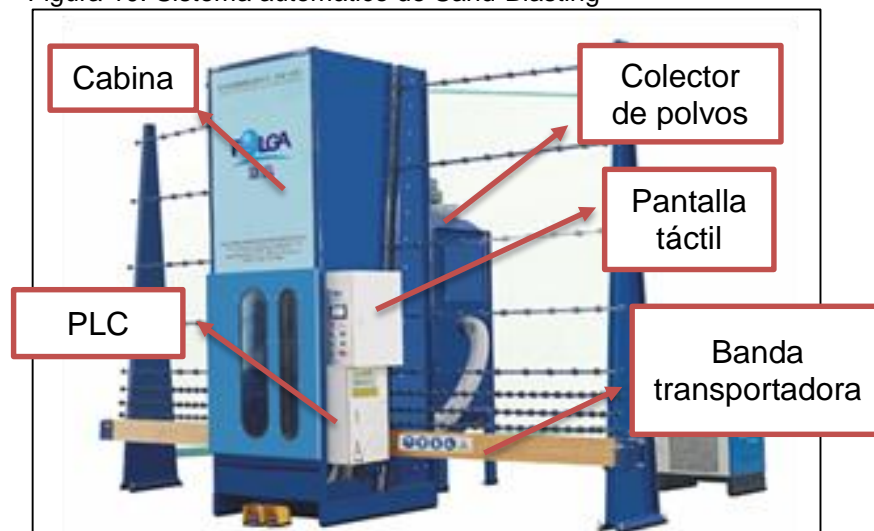
Principalmente, cuenta con una banda transportadora para el desplazamiento del vidrio a través de la máquina, una cabina para realizar el Sand-Blasting donde se cuenta con dos pistolas de propagación, las cuales realizan el trabajo de Sandblast. Para el sistema de propulsión de la arena, posee un sistema de succión automático, para mantener un ambiente amigable posee un equipo de colección de arena integrado, el cual es un colector de polvos y se encarga de extraer toda la arena que ya no es útil en el proceso, es decir el polvo.

En la actualidad, se pueden encontrar este tipo de máquinas disponibles para importación en el mercado asiático y europeo, con similares especificaciones, pero con una gran diferencia en su precio, pues una máquina de origen europeo fácilmente puede costar el doble en comparación a una máquina asiática.

La empresa FOLGA con su sede principal en China, diseña y fabrica maquinaria para el procesamiento de vidrio, entre ellas, la máquina de Sand-Blasting automático, como se observa en la figura 10.

Esencialmente, esta máquina funciona bajo el régimen de un PLC; en primera instancia, el vidrio se coloca en la banda transportadora y por medio de una pantalla táctil se especifican las dimensiones del cristal, ya sea vidrio o espejo, entonces, el cristal empieza el avance a través de la banda transportadora y con las pistolas de propagación se realiza el Sand-Blasting; sin embargo el PLC es quien controla la propagación del abrasivo dentro de la cabina, puesto que las pistolas se desplazan verticalmente en ambos sentidos y estas van realizando el trabajo de acuerdo a las medidas ya especificadas previamente. La banda transportadora interrumpe el desplazamiento continuo del vidrio desde el momento que el cristal entra en la cabina, pues la banda transportadora se detiene para comenzar un desplazamiento intermitente a medida que las pistolas cumplen un ciclo, esto gracias al PLC. Por esto, es que estas máquinas son las más eficientes y precisas para este tipo de procesos.

Figura 10. Sistema automático de Sand-Blasting



Fuente: <http://www.concavosyherramientas.com>

La tecnología europea es la más confiable y con mayor representación mundial para el procesamiento de vidrio, actualmente en Colombia hay una empresa llamada SOLVITEC, la cual importa maquinaria de origen italiano y comercializan esta máquina en dos versiones marca FRATELLI PEZZA, como se observa en la figura 11, la cual trabaja bajo el mismo principio y cumple las mismas especificaciones que la asiática, pero con una gran diferencia, la cual es los años de experiencia y su respaldo a nivel mundial.

Esta máquina cuenta con dimensiones de 4,5m de ancho, 1,68m de profundidad, 2,61m de altura, un peso de 680 kg y un PLC.

Figura 11. Sistema de Sand-Blasting FRATELLI PEZZA



Fuente:http://www.solvitec.com.co/index.php?option=com_content&view=article&id=41&Itemid=144

Este tipo de sistema automático se puede encontrar en el mercado, pero desafortunadamente, en nuestro país no existe una empresa que la fabrique, por esto se vuelve muy limitado y al mismo tiempo costoso debido a sus altos costos de importación y tecnología de punta para su adquisición.

3. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

En este capítulo, se encuentran los requerimientos funcionales que la máquina debe cumplir para el diseño de la misma y además los parámetros básicos otorgados por la empresa para lograr el objetivo del proyecto.

3.1 PARÁMETROS BÁSICOS

Esencialmente los parámetros básicos son en relación al área disponible para la ubicación del equipo y dimensiones de la cabina para una práctica operación del mismo.

3.1.1 Área disponible para la ubicación. La empresa cuenta con un área dentro de la empresa que actualmente es utilizada como almacenamiento, como se aprecia en la figura 12, pero está disponible para llevar a cabo el proyecto e instalación de la máquina en este espacio.

Figura 12. Bodega de almacenamiento

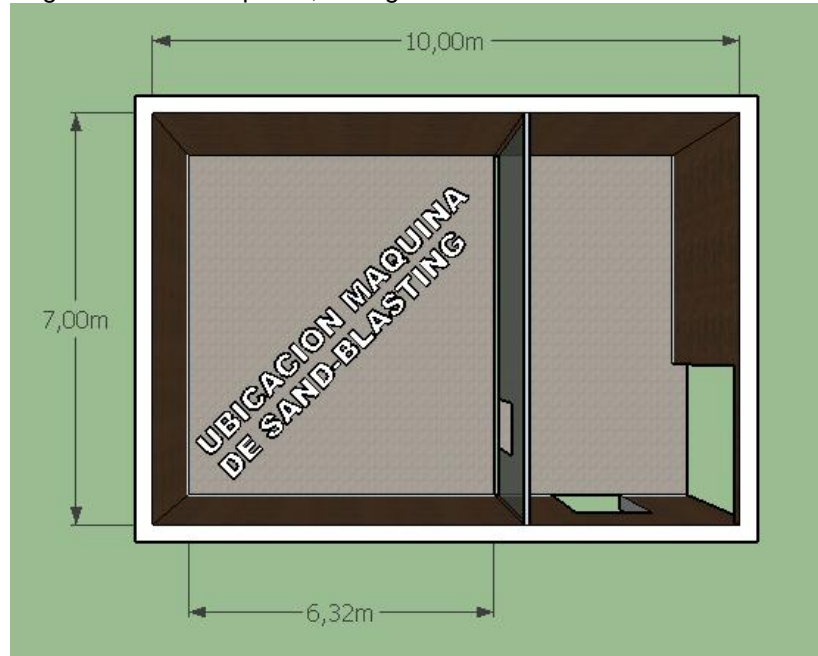


Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

Como se puede observar en la figura, el espacio con que se dispone para la ubicación es limitado, pero al mismo tiempo se tienen dimensiones de espacio

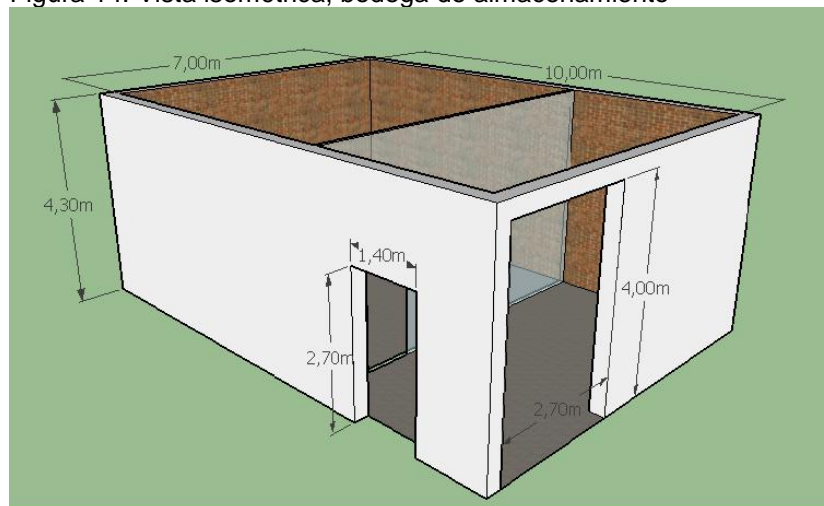
apropiadas para el objetivo del proyecto, donde se tendrán muy presente variables de diseño para permitir tanto una fácil y segura movilidad del personal, como una sencilla operación de la máquina. A continuación se ilustra en la figura 13, las dimensiones de espacio con las que cuenta la bodega

Figura 13. Vista superior, bodega de almacenamiento



El lugar disponible posee dos puertas de acceso las cuales se especifican sus medidas en la figura 14.

Figura 14. Vista isométrica, bodega de almacenamiento



3.1.2 Dimensiones de la cabina. Esta máquina requiere una cabina para el trabajo de Sand-Blasting con unas dimensiones que ha especificado la empresa, esto, con el fin de cumplir con los parámetros necesarios en relación a las medidas máximas de cristal que se procesan en la empresa actualmente y que se llegarían a desarrollar.

En el presente la máquina que lleva a cabo la tarea de Sand-Blasting en la empresa, no cuenta con los requerimientos y dimensiones necesarias para las solicitudes de trabajo, como se puede ver en la figura 15, la cabina posee medidas y especificaciones que no facilitan el proceso.

Figura 15. Máquina de Sand-Blasting a presión



Fuente: Industrias Vitales S.A.S.

Industrias Vitales S.A.S. ha solicitado desarrollar una cabina con dimensiones más adecuadas que permitan una operación más confortable y segura, en consecuencia, se ha requerido una nueva cabina que satisfaga las necesidades del proceso y donde se pueda realizar el Sand-Blasting de cristal, por lo cual, se diseña una nueva cabina con dimensiones de 1,80m de altura y un ancho de 1,50

m, teniendo presente que el nuevo diseño, dispondrá de una banda transportadora que suplementará a los cristales de dimensiones más grandes, de este modo brindando soluciones y garantizando la seguridad del vidrio. Esto, con el fin de no exceder innecesariamente las dimensiones de la cabina, sino que por el contrario, desarrollar una máquina más compacta y eficiente que cumpla el objetivo del proceso.

3.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Los requerimientos funcionales son de vital importancia, tienen diversos factores que cumplen un papel sustancial dentro de la toma de decisiones para el diseño más apropiado y que satisfaga todas las necesidades del proceso. A continuación, se nombran los requerimientos más influyentes para el diseño,

- ✓ Recarga del sistema
- ✓ Entrada y salida del cristal en la máquina
- ✓ Sistema de extracción de polvos
- ✓ Materiales
- ✓ Tarea manual

3.2.1 Recarga del sistema. El sistema de la máquina actual en la empresa se recarga con 80 kg de abrasivo, los cuales se emplean aproximadamente para 2 horas de trabajo, luego de esto es necesario detener el proceso para alimentar nuevamente el tanque con abrasivo, lo cual toma alrededor de 25 minutos, por lo tanto, se convierten al día en un poco más de 2 horas que representan pérdidas de producción diarias. Teniendo esto presente se desea diseñar un sistema más eficiente, el cual disminuya esos tiempos muertos y se conviertan en minutos útiles de trabajo para la empresa.

3.2.2 Entrada y salida del cristal en la máquina. Para introducir y sacar el vidrio o espejo del equipo o más exactamente de la cabina de Sand-Blasting, es necesario un mecanismo que garantice la integridad del cristal y además que facilite el proceso para los operarios.

3.2.3 Sistema de extracción de polvos. Es de vital importancia asegurar un ambiente amigable, tanto para el proceso en general, como para el operario; por lo cual, se debe diseñar un sistema para la extracción de polvos, que sea eficiente y al mismo tiempo eficaz, de este modo garantizando una tarea de Sand-Blasting conveniente y un mejor acondicionamiento para el área de trabajo, evitando al máximo el exceso de polvo.

3.2.4 Materiales. En el diseño de la máquina los materiales a usar se deben tener muy en cuenta, dado que se maneja un abrasivo todo el tiempo, con esto definido, se deben seleccionar los materiales más adecuados para evitar el prematuro desgaste por abrasión de los componentes en general que hacen parte del sistema de propulsión y extracción.

3.2.5 Tarea manual. Necesariamente para ejecutar la tarea de Sand-Blasting se debe realizar de forma manual, esto debido a que dependiendo del trabajo que el cristal requiera, ya sea un Sand-Blasting convencional o un tallado, es indispensable que se disponga la boquilla de propulsión por un tiempo más prolongado sobre la superficie de trabajo, en el caso de hablarse de un tallado, labor que no se puede llevar a cabo fácilmente por automatización.

4. DISEÑO CONCEPTUAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se atribuyen los parámetros para la selección y evaluación de las alternativas. La máquina de Sand-Blasting se puede diseñar de diferentes maneras, teniendo en cuenta los sistemas que se mencionaron anteriormente, por lo cual se ha llevado a cabo un estudio con respecto a las posibles alternativas que solucionarán los requerimientos que la máquina exige, para luego proceder a realizar el diseño.

4.1 DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA

Principalmente, para efectuar el diseño conceptual y plantear las alternativas, se debe tener presente, los requerimientos básicos para el funcionamiento del equipo y los requisitos impuestos por la empresa. A continuación, se observa en el cuadro 6, los requerimientos básicos y deseados.

Cuadro 6. Requerimientos básicos y deseados

Requerimientos	Básico	Deseado
La máquina debe ingresar y sacar el cristal de la cabina.		✓
La máquina debe operar presiones de trabajo entre los 0,5 Mpa y 0,76 Mpa.	✓	
El sistema de propulsión debe hacer la recarga semiautomáticamente.		✓
Extracción de polvos.	✓	
Debe procesar dimensiones máximas de cristal de 1,80m x 2,70m.		✓
Espesor de cristal entre 4mm y 19mm.		✓
Tarea de Sand-Blasting manual		✓
Fácil mantenimiento al menor costo posible.	✓	
Seguridad en la operación.	✓	

Para ejecutar el proceso de Sand-Blasting del vidrio o espejo, es necesario cumplir con una serie de etapas en el desarrollo de la operación, las cuales se mencionan a continuación;

- ✓ Suministro del vidrio o espejo
- ✓ Transporte del cristal
- ✓ Posicionamiento para procesar
- ✓ Tarea de Sand-Blasting manual y recolección del abrasivo

- ✓ Extracción de polvos
- ✓ Transporte para sacar el cristal de la cabina y posteriormente retirarlo

Teniendo presente cada una de las etapas que se mencionaron previamente, poseen mecanismos encargados de ejecutar cada una de las fases de desarrollo para cumplir con el objetivo del proceso, en consecuencia el diseño debe tener;

- ✓ Sistema de suministro del vidrio, en este caso debe ser manual
- ✓ Sistema de transporte
- ✓ Sistema de posicionamiento (fin de curso)
- ✓ Sistema de Sand-Blasting y recolección de abrasivo
- ✓ Sistema de extracción de polvos

4.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

A continuación se presentan las alternativas de diseño planteadas, las cuales deben cumplir tanto los parámetros básicos como requerimientos funcionales y deseados para desarrollar el diseño del equipo.

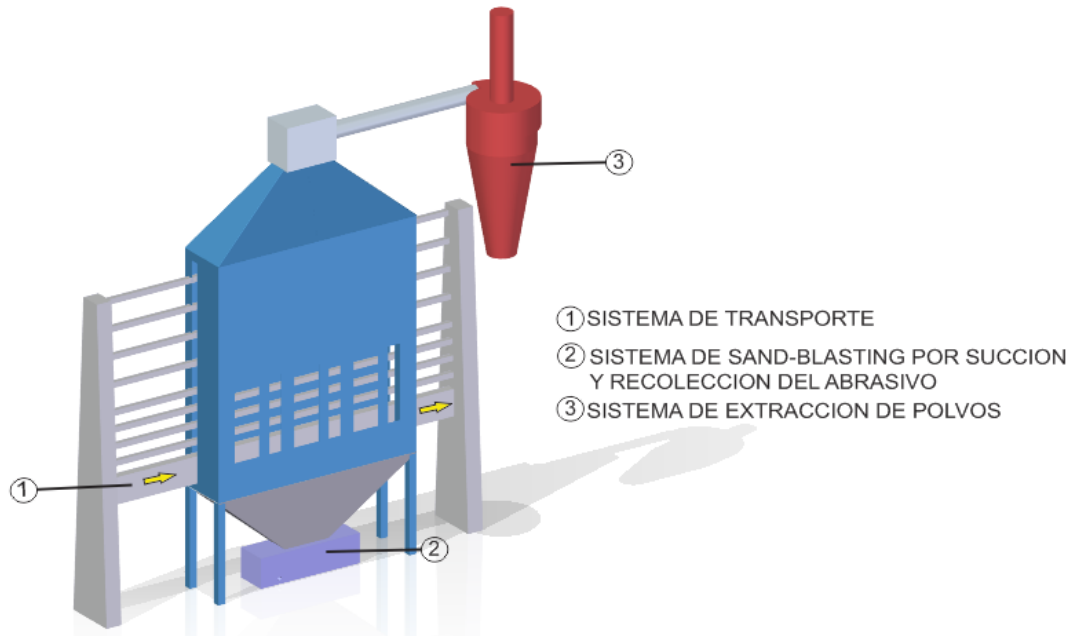
Se han propuesto tres alternativas que satisfacen las necesidades de la máquina, desarrollando en cada una de ellas los sistemas necesarios para cumplir satisfactoriamente el objetivo del proceso.

4.2.1 Alternativa 1. Sistema de Sand-Blasting por succión. Esta alternativa, cuenta con una banda transportadora para el ingreso y extracción del cristal en la cabina, además necesita de un compresor con una red de aire comprimido para las tareas de Sand-Blasting por succión, el compresor también aporta aire comprimido para los sistemas de accionamiento neumático, es decir el sistema de compuertas de la cabina y la regulación de presión del sistema de propulsión. La operación de Sand-Blasting del cristal es realizada por el operario. La recarga del sistema se realiza automáticamente, esto gracias a que en la parte inferior de la cabina, hay una tolva que se encarga de decantar la arena que va resultando del proceso, directamente en el tanque de donde se toma el abrasivo nuevamente para el Sand-Blasting por succión.

Para la extracción de polvos, se maneja un separador de sólidos y gases, el cual es un ciclón que tiene una turbina que se encarga de crear una succión a la corriente de aire cargada de polvo y esta entra tangencialmente al ciclón creando un espiral descendente y el polvo más denso cae en la trampa de polvo por

decantación, mientras que el aire limpio saldrá por el centro del espiral en forma ascendente hacia la atmósfera. =Ver la figura 16=.

Figura 16. Sistema de Sand-Blasting por succión

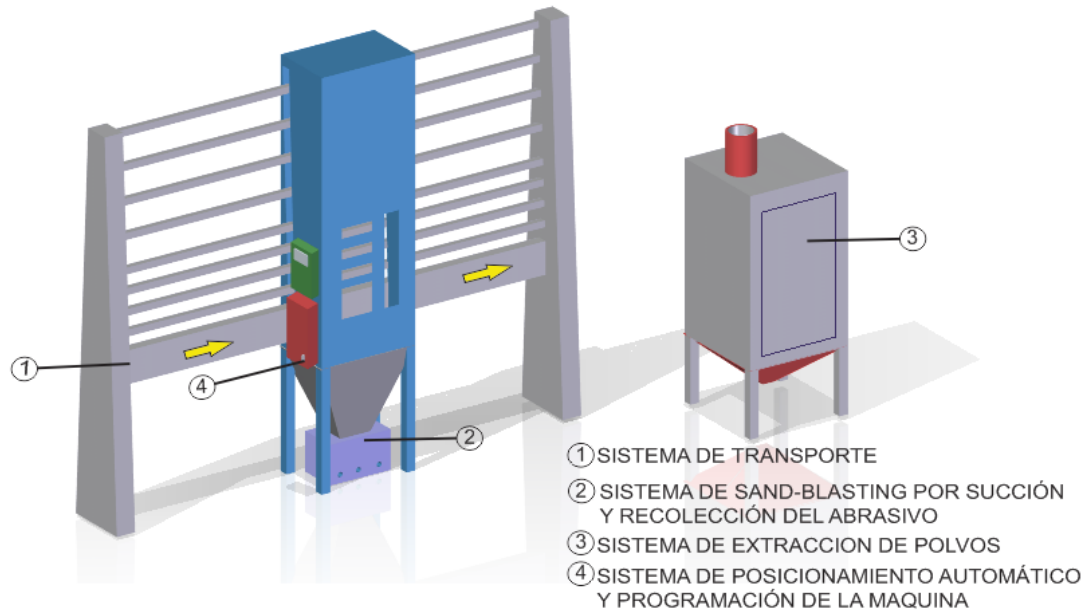


Esta alternativa cuenta con 2 motores, el primero para mover la banda transportadora y el segundo para dar transmisión a la turbina de extracción.

4.2.2 Alternativa 2. Sistema de Sand-Blasting automático. Esta alternativa posee una banda transportadora para trasladar el vidrio o el espejo hacia el interior y exterior de la cabina, cuenta con un sistema de Sand-Blasting por succión al igual que la alternativa 1, pero con la diferencia de que la tarea sobre la superficie de trabajo, la realizan 3 pistolas de propulsión automáticas controladas por un PLC, al cual se le especifican las dimensiones del cristal por medio de una pantalla táctil. Para recargar el sistema nuevamente, se realiza automáticamente al igual que la alternativa 1, en otros términos, el abrasivo sobrante del Sand-Blasting, se desplaza por una tolva en la parte inferior de la cabina, hasta caer en un tanque de donde se toma directamente el abrasivo para ejecutar la tarea de propulsión continuamente.

La labor de extracción de polvos, la lleva a cabo un colector de polvos, este elemento lleva una turbina de extracción instalada en la parte superior que genera succión al polvo que se va generando durante el proceso y es obligado a pasar ascendentemente a través de unos filtros de mangas que retienen el polvo y el aire sin impurezas saldrá por la parte superior del colector a la atmósfera, como se observa en la figura 17.

Figura 17. Sistema de Sand-Blasting automático



Además cuenta con un par de motores, un motor será el encargado de transmitir movimiento a la banda transportadora y el segundo motor dará potencia a la turbina del colector de polvos.

4.2.3 Alternativa 3. Sistema de Sand-Blasting por presión. Esta alternativa, al igual que las anteriores dispone de una banda transportadora para movilizar el cristal a través de la máquina. El desarrollo del Sand-Blasting del vidrio se realiza de forma manual, es decir por el operario del equipo, manejando un sistema de presión, esta presión es aportada por un compresor que suministra aire comprimido a una red neumática que ayuda a regular la presión y caudal dependiendo del trabajo a ejecutar sobre la superficie del cristal.

La recarga del sistema se hace semi - automáticamente mediante una manguera instalada en la parte inferior de la cabina, la cual se conecta con un ciclón el cual es alimentado con la corriente de arena y aire por una turbina, con el objetivo de crear una succión e impulsarla para ser separado el abrasivo del gas, es decir el aire, con este orden de ideas el abrasivo útil se decanta en el ciclón y en el instante que el tanque de presión se encuentre vacío, se abre una válvula que permite el paso del abrasivo útil que se encuentra en la parte baja del ciclón hacia el tanque de presión, como se puede apreciar en la figura 18; finalmente el aire saldrá por el centro del ciclón en forma ascendente hacia la atmósfera.

Figura 18. Sistema de Sand-Blasting por presión



En total este equipo tiene 2 motores, a cargo de la transmisión de la banda transportadora y el ventilador de succión.

4.3 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para ejecutar la evaluación de las alternativas de diseño planteadas, se tuvieron presente los requerimientos de la empresa, requerimientos técnicos, funcionales y parámetros básicos. La evaluación se realizó por el método de puntaje ponderado y la aplicación de este método da como resultado qué alternativa es la más apropiada para el desarrollo del diseño detallado.

El método de puntaje ponderado, trabaja de la siguiente manera, fundamentalmente se realiza una matriz que integra cada una de las alternativas propuestas, los parámetros y requerimientos a evaluar. Con esto en mente, principalmente se realiza una tabla para cada alternativa de diseño, donde se tienen las ventajas y desventajas de cada una en relación a los criterios de satisfacción, posteriormente se establece una calificación de tipo numérica, con una escala de 1-5, siendo 1 el de menor calificación y 5 el de mayor calificación. Esta puntuación con la escala anteriormente mencionada, se le asigna a algunos criterios de satisfacción o en otras palabras a los requerimientos y parámetros otorgados por la empresa y que son necesarios para el objetivo del proceso.

Con este orden de ideas, también es necesario conceder unos porcentajes de importancia a cada uno de los criterios de satisfacción, para obtener la evaluación final de las alternativas.

A continuación se encuentra el cuadro de ponderación de criterios con sus respectivos porcentajes según su importancia.

Cuadro 7. Ponderación de criterios

Ítem	Criterio	Porcentaje
1	Costo de fabricación	20%
2	Desempeño del equipo	30%
3	Operabilidad de la máquina	20%
4	Extracción de polvo	15%
5	Mantenimiento	15%

Como se puede observar en el cuadro anterior, se han tomado 5 criterios los cuales son los de mayor importancia para obtener la mejor alternativa en el diseño del equipo. Para empezar, el costo de fabricación tiene un porcentaje del 20% debido a que es un factor muy importante a tener presente, ya que el equipo debe ser competitivo en el mercado, tanto internacional como nacional principalmente. El desempeño fue otro criterio tenido en cuenta y se asignó un porcentaje de importancia del 30%, puesto que la máquina debe cumplir con el objetivo del proceso para la que fue diseñada de una manera eficiente y eficaz. Teniendo presente que la máquina debe facilitar el proceso, por lo tanto entre más sencilla y segura sea su operación se le ha otorgado un valor del 20% al criterio de operación.

Tratándose de una máquina de Sand-Blasting la generación de polvo es algo inevitable que conlleva a un ambiente agresivo y perjudicial para la empresa y los operarios, por esta razón se concede un porcentaje del 15% al criterio de extracción de polvo del equipo. Finalmente, el mantenimiento es algo indispensable en cualquier tipo de máquina y más aún en un equipo en constante contacto con material abrasivo, con referencia a lo mencionado se atribuye un porcentaje del 15% a dicho criterio.

Las ventajas y desventajas con su respectiva calificación para cada alternativa se pueden observar a continuación.

Cuadro 8. Ventajas y desventajas alternativa 1

Ítem	Criterio	Ventaja	Desventaja	Calificación
1	Costo de fabricación	Económico ya que maneja un sistema de succión para la propulsión del abrasivo y su recolección automática.	Requiere un alto caudal de aire.	4
2	Desempeño	Realiza proceso de Sand-Blasting y tallado.	Requiere un mayor tiempo de operación por m ² de superficie de cristal.	3
3	Operabilidad	Operación manual y recarga directa del sistema	Mayor tiempo de trabajo por su baja presión.	4
4	Extracción de polvo	Posee un ciclón para atrapar el polvo más denso.	El aire sale a la atmósfera con un bajo porcentaje de polvo.	3
5	Mantenimiento	Menor cantidad de componentes	Alta abrasión	4

Cuadro 9. Ventajas y desventajas alternativa 2

Ítem	Criterio	Ventaja	Desventaja	Calificación
1	Costo de fabricación	Maneja un sistema de succión.	Por su tecnología de punta se convierte en un equipo costoso.	3
2	Desempeño	Trabaja con 3 pistolas de propulsión al mismo tiempo.	El tallado del cristal tarda más tiempo.	4
3	Operabilidad	El PLC ejecuta el trabajo automáticamente.	N/A	5
4	Extracción de polvo	Alto porcentaje de retención por su colector de polvos.	No hay cierre hermético en la cabina.	4
5	Mantenimiento	Fácil acceso y disposición de los sistemas.	Cambio de la pieza de propagación de las 3 pistolas.	3

Cuadro 10. Ventajas y desventajas alternativa 3

Ítem	Criterio	Ventaja	Desventaja	Calificación
1	Costo de fabricación	No maneja tecnología de punta	Trabaja con sistema de presión.	4
2	Desempeño	Trabajo con sistema de presión	N/A	5
3	Operabilidad	Fácil operación manual y recarga el sistema semiautomáticamente	Despresurización del tanque	4
4	Extracción de polvo	Posee un ciclón para atrapar el polvo más denso.	El aire sale a la atmosfera con un bajo porcentaje de polvo.	3
5	Mantenimiento	Fácil disposición y acceso de los sistemas.	Mayor cantidad de sistemas y elementos.	4

Obteniendo las ventajas y desventajas de cada una de las alternativas se promedian de acuerdo a los criterios ya establecidos, como se ve en el cuadro 11.

Cuadro 11. Matriz de cálculo para la selección de la mejor alternativa

Ítem	Criterio	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Costo de fabricación	20%	4	3	4
2	Desempeño	30%	3	4	5
3	Operabilidad	20%	4	5	4
4	Extracción de polvo	15%	3	4	3
5	Mantenimiento	15%	4	3	4
		TOTAL	3,55	3,85	4,15

Gracias al método de puntaje ponderado la alternativa más apropiada para el desarrollo de la máquina de Sand-Blasting, es la alternativa 3, "Sistema de Sand-Blasting por presión", la cual cumple con todos los parámetros y requerimientos especificados para cumplir con el objetivo del proceso satisfactoriamente.

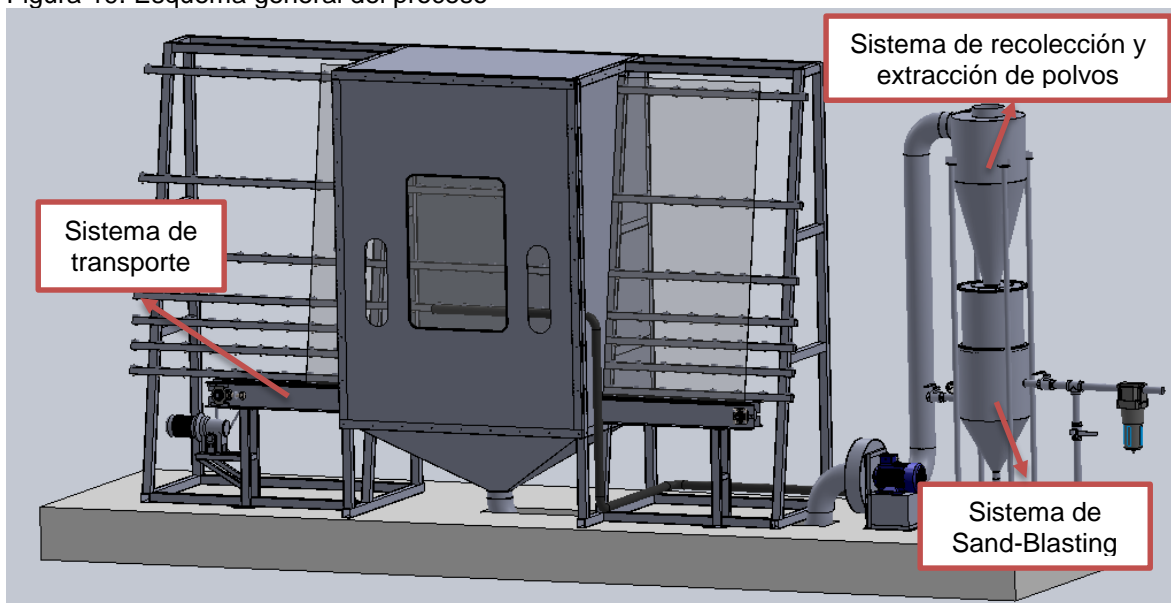
5. DISEÑO DETALLADO

En este capítulo se desarrolla el diseño en detalle de la alternativa 3 “sistema de Sand-Blasting por presión” la cual ha sido seleccionada en el capítulo anterior, ya que cumple con todos los parámetros básicos y requerimientos funcionales que el proceso requiere y que la empresa solicita, siendo esta la alternativa más viable y adecuada para satisfacer las necesidades del proceso.

5.1 SISTEMAS DE LA MÁQUINA

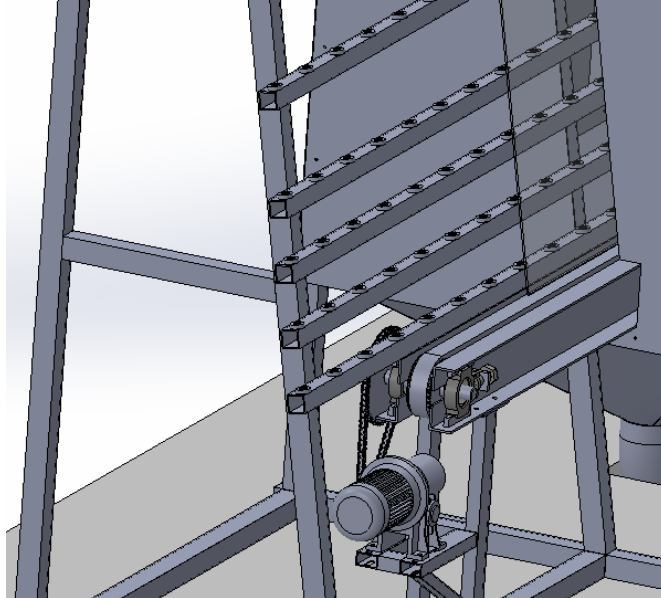
La alternativa 3, sistema de Sand-Blasting por presión, posee una variedad de sistemas para lograr el propósito del proceso, como se aprecia en la figura 19, los cuales llevan a cabo el ingreso y retiro del cristal en la cabina de Sand-Blasting, posicionamiento del cristal en la cabina para realizar el arenado a la pieza, recarga semiautomática del abrasivo al sistema de presión y extracción de polvos. A continuación se nombran y explican estos sistemas más en detalle.

Figura 19. Esquema general del proceso



5.1.1 Sistema de transporte. Este sistema brinda la facilidad y seguridad que el proceso necesita para permitir el ingreso del cristal a la cabina y posteriormente extraerlo de la misma, esencialmente este sistema dispone de una cinta transportadora, como se observa en la figura 20, la cual será la encargada de mover el vidrio ubicado verticalmente, a través de toda la máquina gracias a un moto reductor y una transmisión por cadena.

Figura 20. Cinta transportadora



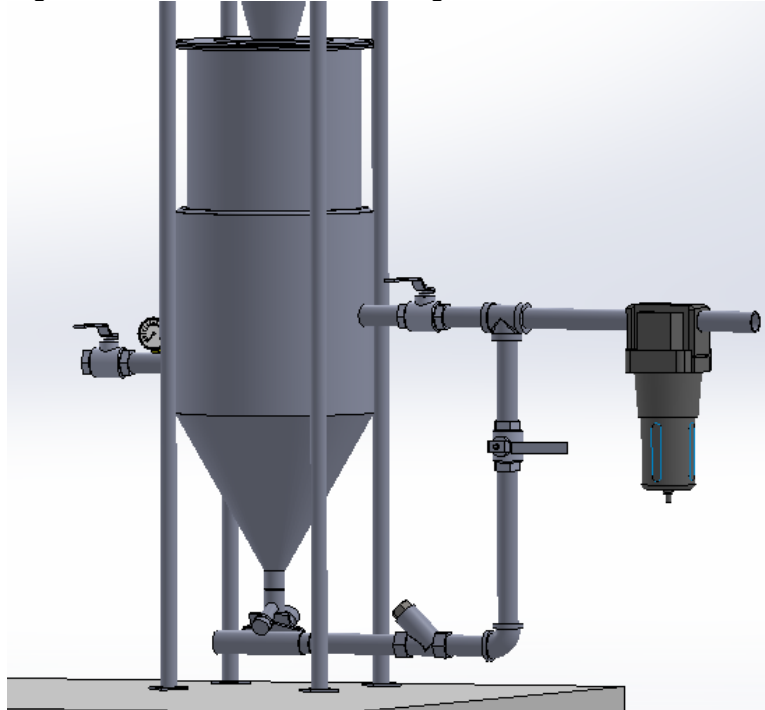
5.1.2 Sistema de posicionamiento. Este sistema es el siguiente dentro de la línea del proceso, cumpliendo una tarea de fin de curso para detener la banda transportadora en el momento que el cristal se encuentre en la cabina y en la posición adecuada para desarrollar el Sand-Blasting. = Ver la figura 21=

Figura 21. Sistema de posicionamiento



5.1.3 Sistema de Sand-Blasting. Este sistema es el principal y de los más importantes dentro del objetivo de la máquina en general, dicho sistema es el encargado de desarrollar la técnica de Sand-Blasting al cristal, por medio de un sistema de presión, como se logra apreciar en la figura 22. Este dispone de un tanque presurizado con abrasivo en su interior y a través de una válvula de dosificación se va alimentando el flujo de aire que proviene de un compresor a través de una línea neumática, para finalmente impactar la superficie de trabajo.

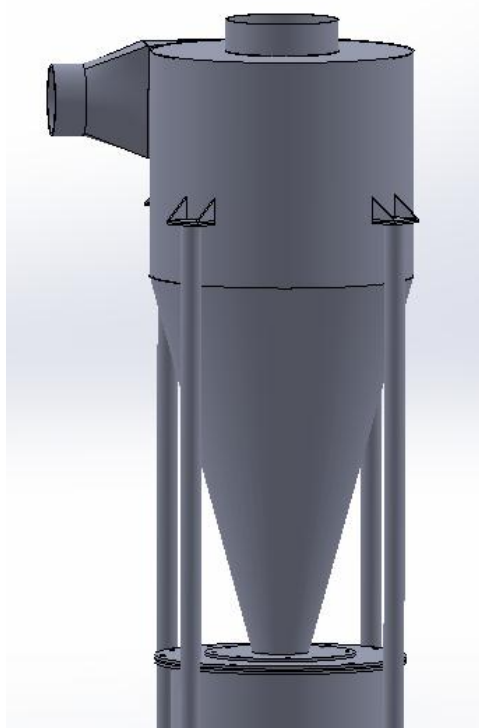
Figura 22. Sistema de Sand-Blasting



5.1.4 Sistema de recolección y extracción de polvos. Este sistema es el encargado de ofrecer seguridad a los operarios y un ambiente más amigable para la empresa, puesto que su objetivo es el de minimizar al máximo el exceso de polvo resultante del proceso, este dispositivo separador de gases y sólidos en otros términos, un ciclón, como se muestra en la figura 23.

Se encuentra instalado en la parte superior del tanque a presión, básicamente este lleva una manguera, que es dirigida hacia la tolva de descarga de la cabina y el ciclón es el encargado de recolectar la arena que va resultando del proceso, esto gracias a la succión que ejerce un ventilador centrífugo, posteriormente el abrasivo útil se irá decantando en la parte baja para que en el instante que el tanque de presión se vacíe, se abra una válvula y permita el paso del abrasivo útil que se encuentra decantado en la parte inferior del ciclón y el polvo menos denso sale por el centro del ciclón hacia la atmósfera.

Figura 23. Sistema de recolección y extracción de polvos



5.2 PARAMETRIZACIÓN DE LA MÁQUINA.

El diseño en detalle de la máquina debe satisfacer los requerimientos tanto funcionales, como los especificados por la empresa, los cuales han sido ya establecidos en el numeral 3. La máquina dispone de 2 motores eléctricos y un sistema de control, estos deberán ser suministrados de energía con las instalaciones que cuenta la empresa,

- ✓ Voltaje de 220 V, trifásica
- ✓ Frecuencia de 60 Hz

La empresa dispone de 44,24 m² para la instalación de la máquina contando con un gran espacio para la segura movilidad de los operarios y facilidad de mantenimiento de la máquina.

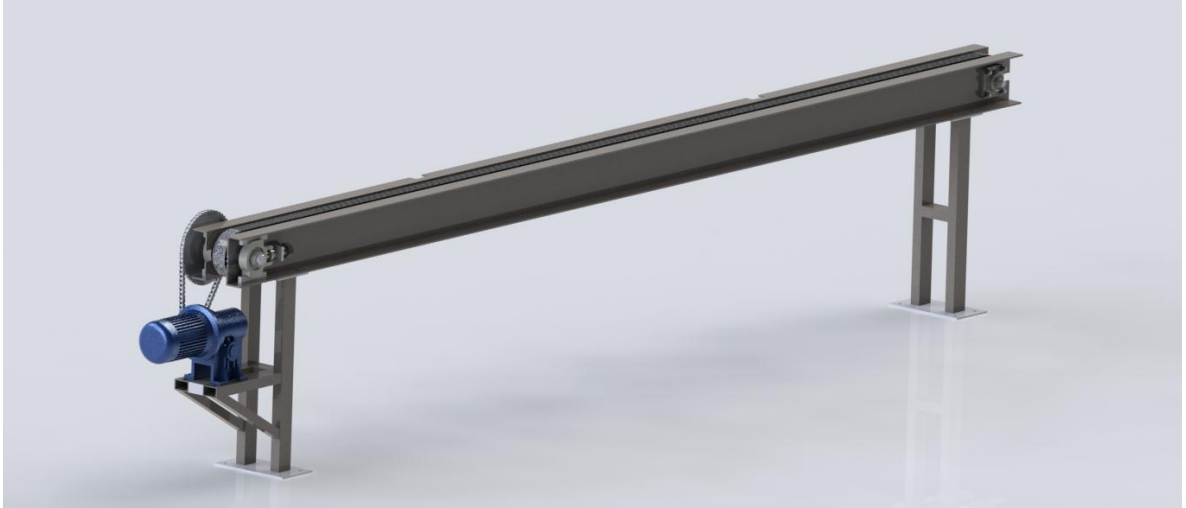
5.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

Para ejecutar los cálculos y selección de la banda transportadora, se lleva a cabo con base en un catálogo de la empresa "INTERMEC Productos Mecánicos Para Transmisión de Potencia" el cual se encuentra en el anexo A, allí se establece una

serie de pasos para desarrollar el diseño de esta y los cálculos se realizan en el sistema internacional de unidades.

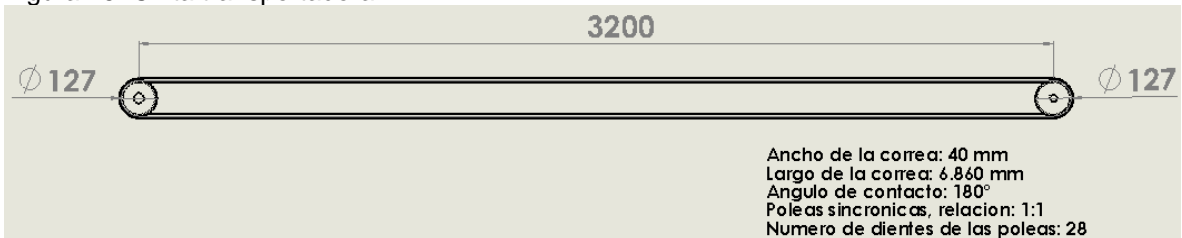
En la figura 24 se puede ver el esquema del sistema de transporte, el cual dispone de una cinta transportadora que va a ser movida por un motor-reductor a 1800 rpm con relación 20:1 y una transmisión por cadena que entrega una velocidad angular final a la polea motriz de 20 rpm.

Figura 24. Esquema del sistema de transporte



5.3.1 Cinta transportadora. La banda o cinta transportadora cuenta con las dimensiones y características que se especifican en la figura 25, la cual tiene una platina como soporte para su deslizamiento y apoyo; para el diseño de la cinta transportadora se ha tomado el criterio de diseñar una banda sincrónica, debido a que el peso que va manejar en algunas circunstancias la banda, podría ocasionar patinamiento de ella en las poleas, además este tipo de poleas y correas otorgan la facilidad de parar el sistema instantáneamente en el momento que se desee. El movimiento se lo da un motor eléctrico a través de una transmisión por cadena debido al peso que puede llegar a tener que soportar y por lo tanto transportar, este sistema cumple la función de cargar y mover los cristales a través de toda la máquina.

Figura 25. Cinta transportadora



Determinación de la potencia:

✓ Potencia real para mover la cinta

$$HP = \frac{(W + w)(f)(s)}{33.000}$$

Donde;

HP= potencia (HP)

W= peso de la carga (lb)

w= peso de la banda (lb)

f= coeficiente de fricción

s= velocidad lineal (pies/min)

Para obtener la masa del cristal se aplica la siguiente ecuación.

✓ Peso de la cristal¹

$$W = A \times E \times 2,53$$

Donde;

W= peso del cristal (lb)

A= área del cristal (m²)

E= espesor del cristal (mm)

2,53= factor de kg/m² por cada mm de espesor

Con el objetivo de calcular la potencia necesaria para mover la cinta, se toma como referencia un área de vidrio y espesor crítico para obtener una potencia en una situación donde la máquina se encuentre en condiciones máximas de carga para transportar, por esto se toma dimensiones de cristal de 2,7m de ancho, una altura de 1,8m y un espesor de 0,019m siendo estas dimensiones las máximas que se llegaría a trabajar en la empresa.

$$W = (2,7m \times 1,8m) \times 19mm \times 2,531$$

$$W = 4,86m^2 \times 19mm \times 2,531$$

$$W = 233,712 \text{ kg}$$

¹ SANTOSGLASSES. [EN línea]. Consultado 26-11-15 Disponible en: <http://santoglasses.blogspot.com.co>

$$W = 233,712 \text{ kg} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 514,167 \text{ lb}$$

Para hallar el peso de la cinta se tiene presente la densidad del material de la cinta transportadora.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Donde;

ρ = densidad del neopreno

m= masa de la cinta transportadora

v= volumen de la cinta transportadora

Ahora;

$$v = l \times a \times e$$

Donde;

v= volumen de la cinta transportadora

l= largo de la cinta

a= ancho de la cinta

e= espesor de la cinta

A causa de que no son conocidos datos de dimensiones reales de la cinta aún para el cálculo de la potencia, se ejecuta un análisis primario con datos establecidos por el autor según los requerimientos del sistema y la oferta del mercado; con el fin de encontrar una potencia ideal estimada para proceder a una selección con base en el catálogo de INTERMEC de una correa transportadora disponible en el mercado y así finalmente calcular la potencia real que el sistema requiere para el transporte, estableciendo una comparación entre la potencia ideal estimada y la potencia real.

Como la cabina tiene un largo total de 1,50 m, el autor establece 0,85m para apoyo de la entrada del cristal y 0,85m para la salida, siendo un total 3,2m de largo para el sistema de transportación; en consecuencia, inicialmente se asume que la banda debe tener un largo mínimo de 6,4m. El ancho de la cinta se especifica de 0,04m de acuerdo al ancho que se consigue comercialmente y al máximo espesor de cristal que se procesa, de igual manera el espesor se establece como 0,01m en relación a los espesores comerciales de las correas sincrónicas del mercado y el diámetro de las poleas de 120 mm.

Entonces;

$$v = 6,4m \times 0,04m \times 0,01m$$

$$v = 0,00256m^3$$

Ahora;

La densidad del neopreno¹ es de 1230 kg/m^3

$$m = \rho \times v$$

$$m = 1230 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,00256 \text{ m}^3$$

$$m = 3,1488 \text{ kg}$$

$$m = 3,1488 \text{ kg} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 6,9273 \text{ lb}$$

✓ Velocidad del reductor

Con un motor eléctrico que maneja una velocidad angular de 1800 rpm, se debe acoplar un reductor que reduzca esa velocidad a 90 rpm, entonces;

$$\text{Reduccion} = \frac{\text{rpm de entrada}}{\text{rpm de salida}}$$

$$\text{Reduccion} = \frac{1800 \text{ rpm}}{90 \text{ rpm}} = 20$$

$$\text{Reduccion} = 20 : 1$$

Se necesita un reductor con relación 20: 1

Teniendo en cuenta la velocidad de salida del motor es de 1800 rpm, se acopla un reductor con una relación de 20: 1 obteniendo una velocidad de salida del reductor de 90 rpm, para finalmente por medio de la transmisión por cadena alcanzar una velocidad final en la polea motriz de 20 rpm, la cual fue asignada por el autor, siendo considerada una velocidad angular adecuada para la necesidad del proceso, ofreciendo integridad y seguridad de transporte al cristal. Los detalles y características del reductor se encuentran en el anexo B.

¹ TEXTOS CIENTIFICOS. [En línea] Consultado 12-10-15 Disponible en: <http://www.textoscientificos.com/polimeros/neopreno>

✓ Velocidad lineal de la cinta transportadora

$$s = \omega \times r$$

Donde;

S= velocidad lineal (m/seg)

ω = velocidad angular (rad/seg)

r= radio de la polea motriz (m)

$$\omega = 20 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 2,094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$S = 2,094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 0,06\text{m}$$

$$S = 0,125 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$S = 0,125 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{3,280 \text{ pie}}{1 \text{ m}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 24,6 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

La velocidad lineal de la polea motriz es de 24,6 pie/min se aproxima a 25 pie/min, asumiendo un radio de 0,06m.

Con estos valores estimados se procede a calcular finalmente la potencia ideal necesaria para mover la cinta transportadora.

✓ Potencia ideal para mover la cinta transportadora

Un caballo de fuerza es el trabajo a razón de 33.000 lb-pie/min; se toma un factor de fricción de 0,6¹ debido al tipo de material de la cinta transportadora y la platina de apoyo donde la cinta se desliza, se asignó un factor entre el caucho y el acero, puesto que los materiales reales son neopreno y acero A-36 y tienen propiedades físicas similares a los materiales ya mencionados.

$$HP = \frac{(W + w)(f)(s)}{33000}$$

$$HP = \frac{(514,167\text{lb} + 6,9273\text{lb})(0,6)(25 \frac{\text{pie}}{\text{min}})}{33000}$$

¹ DIRACDELTA. [En línea] Consultado 18-11-16 Disponible en : <http://www.diracdelta.co.uk/science/source/f/r/friction/source.html#.V3PyOfnhDIX>

$$HP = 0,236 HP$$

Según la potencia ideal calculada, se necesita un motor de 0,158 HP de potencia para mover la cinta transportadora, lo cual será comprobado a continuación.

✓ Torque de la polea motriz

$$T = \frac{63.000 \times P}{n}$$

Donde;

T= torque (lb/pie)

P= potencia (HP)

n= velocidad angular (RPM)

$$T = \frac{63.000 \times 0,236 HP}{20 RPM}$$

$$T = 743,4 \text{ lbxpulg}$$

$$T = 743,4 \text{ lbxpulg} \times \frac{4,448 N}{1 lb} \times \frac{1 m}{39,3700 \text{ pulg}} = 83,98 Nm$$

Habiendo calculado la potencia estimada necesaria para mover la banda, se prosigue a calcular una cinta real siguiendo una serie de pasos del catálogo de INTERMEC, para posteriormente confirmar la potencia real del sistema.

✓ Potencia de diseño estimada

$$P_{diseño} = pot \text{ motriz} \times fs$$

Donde;

Pot motriz= potencia de la polea motriz

fs= factor de servicio

Para hallar el factor de servicio se usa el cuadro 12;

Cuadro 12. Factor de servicio

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsor)	Líquido Semilíquido	1.6 1.7
Maquinaria de panadería	Batidoras de masa	1.6
Maquinaria para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladores amasadoras	1.7 2.0
Centrifugadoras		1.9
Compresores	Recíprocos centrífugos	2.2 1.7
Transportadores	Banda, carga ligera; banda para horma; mineral, carbón, apron conglón, espiral, helicoidal	1.5 1.7 1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrífugas, propulsor, ventiladores para minas, sopladores positivos	1.8 2.0
Generadores y excitadores		1.8
Molinos para de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinaria para lavanderías	General Extractores, lavadoras	1.6 1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tomos máquinas de tornillo, esme- nil fresadoras, cepillos, troque- les	1.6 1.7 1.7
Molinos	Bala, varilla, granulo, etc.	2.2
Maquinaria para papel	Agitadores, calandras, secadoras, desfibradoras, bombas nash	1.6 1.9
Maquinaria para imprentas	Imprentas, periódicos, rotativos, planas, revista; máquinas de linotipo, cortadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrífugas, engranes rotarias, tubular, recíprocas	1.7 2.2
Maquinarias para plantas de hule		1.8
Maquinarias para aserraderas		1.8
Cribas	Vibradoras, (agitadoras) tambor, cóni- co	1.7 1.5
Maquinaria textil	Telares, hilanderías, carretes, urdimbre	1.8 1.7
Maquinaria para trabajos en madera	Tornos, sierras sinfín, sierras circulares, cepillos	1.4 1.6

Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas
Intermec, p.49

$$P_{\text{diseño}} = 0,236 \text{ hp} \times 1,7$$

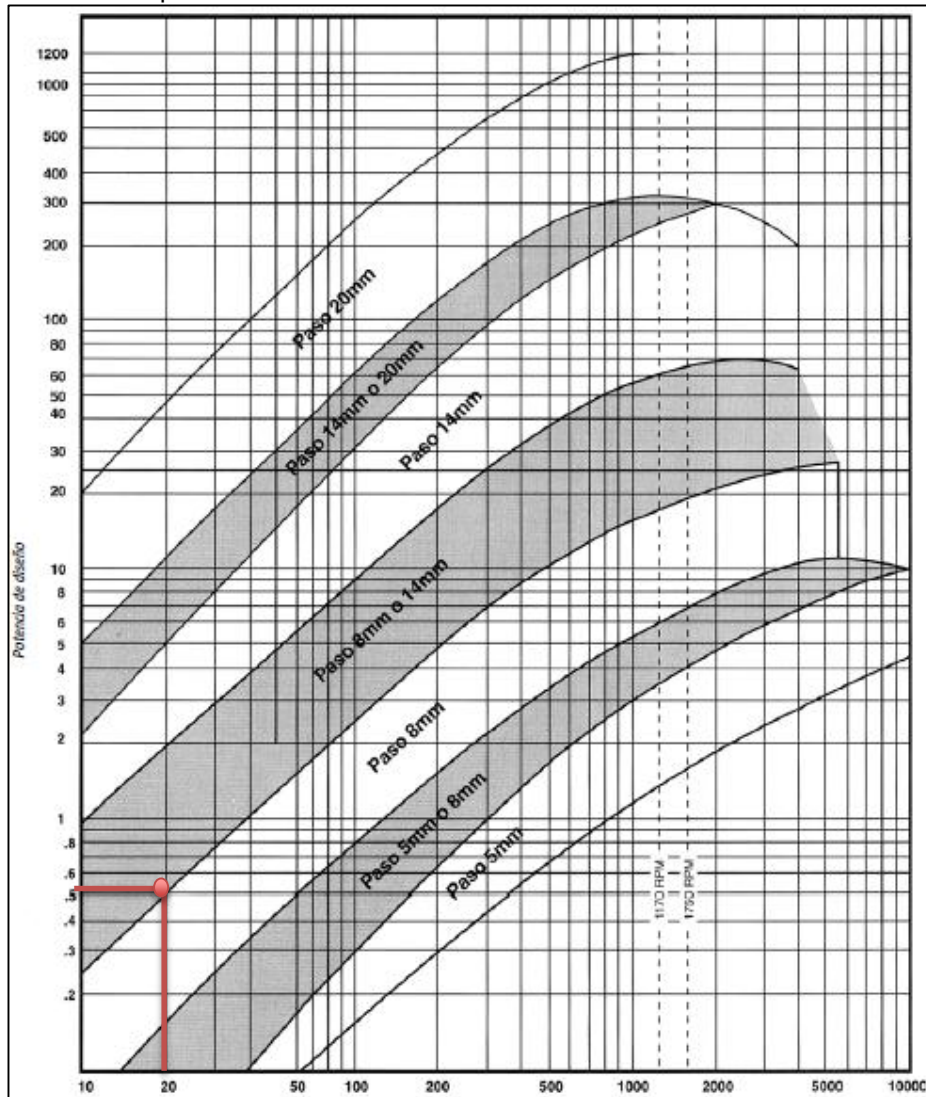
$$P_{\text{diseño}} = 0,4012 \text{ hp}$$

Se aproxima a 0,5 HP para que sea un motor comercial

- ✓ Selección de tipo y paso de la cinta transportadora

Para seleccionar y obtener el paso de la cinta se usa el gráfico 1, donde se toma la potencia de diseño en el plano izquierdo y la velocidad angular que la polea motriz transmite en el plano inferior de la gráfica y en la zona donde se crucen estos dos datos se selecciona el tipo de paso de cinta o correa.

Gráfico 1. Tipos de correas sincrónicas



Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas Intermec, p.50

Como se puede observar en el gráfico anterior, el tipo de correa a usar es una tipo 14M debido a que esta referencia de correas ofrecen un largo de correa más grande en relación con la referencia 8M, por esto se escoge la referencia 14M es decir, que el paso es de 14 mm.

✓ Relación de velocidad

$$Rel w = \frac{rpm\ motriz}{rpm\ conducida}$$

Donde;

rpm motriz= rpm de la patea motriz

rpm conducida= rpm de la polea conducida

$$Rel w = \frac{20 rpm}{20 rpm}$$

$$Rel w = 1.0$$

Con la relación de velocidad ya establecida se selecciona el número de dientes de las poleas, la distancia entre centros y el largo total de la correa como se observa en el cuadro 13.

Cuadro 13. Selección de número de dientes de polea y largo de correa

DISTANCIA DE CENTROS NOMINALES (mm)			
COMBINACION DE POLEAS			
RELACION DE VELOCIDADES	MOTRIZ	IMPULSADA	DEL CODIGO DE LA CORREA (mm)
	No. Dientes	No. Dientes	6860
1.0	28	28	3234.0

Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas Intermec, p. 63

Como se puede apreciar en el cuadro anterior, se selecciona una correa de 6860 mm de largo con distancia entre centros de 3234 mm y poleas de 28 dientes, para una relación de velocidad de 1.0, ya que es la correa más larga que se encuentra en el mercado; para una mejor idea de cómo usar este cuadro del catálogo INTERMEC, dicha información se encuentra en el anexo A, donde el cuadro completo dará un mejor detalle a esta.

✓ Ancho de la cinta transportadora

Para este parámetro, se toma un ancho de la cinta o correa comercial de 40mm de acuerdo al catálogo de INTERMEC, como se aprecia en el cuadro 14, puesto que el máximo grosor de cristal que la máquina procesa es de 19mm, por lo tanto, se desea dejar unos centímetros más para una mayor seguridad y mejor manejo del cristal sobre la correa transportadora.

Cuadro 14. Referencia y largo de correa

CORREAS 14M (PASO 14mm)			
Referencia	No. de Dientes	Longitud (mm)	Pulg.
4956-14M-40	354	4956	195,12
4956-14M-55	354	4956	195,12
4956-14M-85	354	4956	195,12
4956-14M-115	354	4956	195,12
4956-14M-170	354	4956	195,12
5320-14M-40	380	5320	209,45
5320-14M-55	380	5320	209,45
5320-14M-85	380	5320	209,45
5320-14M-115	380	5320	209,45
5320-14M-170	380	5320	209,45
5740-14M-40	410	5740	225,98
5740-14M-55	410	5740	225,98
5740-14M-85	410	5740	225,98
5740-14M-115	410	5740	225,98
5740-14M-170	410	5740	225,98
6160-14M-40	440	6160	242,52
6160-14M-55	440	6160	242,52
6160-14M-85	440	6160	242,52
6160-14M-115	440	6160	242,52
6160-14M-170	440	6160	242,52
6860-14M-40	490	6860	270,08
6860-14M-55	490	6860	270,08
6860-14M-85	490	6860	270,08
6860-14M-115	490	6860	270,08
6860-14M-170	490	6860	270,08

Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas Intermec, p. 45

✓ Diámetro de las poleas

El diámetro de las poleas se selecciona en relación al número de dientes de las mismas y el paso de la correa según el cuadro 15, para una correa tipo 14M.

Cuadro 15. Diámetro de polea

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
15	22,73	36,81		
16	24,32	39,36		
17	25,92	41,91		
18	27,51	44,45	77,56	
19	29,10	47,00	82,00	
20	30,69	49,54	86,47	
21	32,28	52,00	90,93	
22	33,87	54,64	95,37	135,76
23	35,47	57,20	99,83	142,12
24	37,06	59,74	104,29	148,49
25	38,65	62,28	108,75	154,85
26	40,24	64,85	113,20	161,22
27	41,83	67,39	117,66	167,59
28	43,42	70,08	122,12	173,95
29	45,01	72,62	126,57	180,32
30	46,61	75,13	130,99	186,69
31	48,20	77,65	135,46	193,05
32	48,79	80,16	139,88	199,42
33	51,38	82,68	144,35	205,78
34	52,97	85,22	148,79	212,15
35	54,56	87,76	153,24	218,52
36	56,16	90,30	157,68	224,88
37	57,75	92,85	162,13	231,25
38	59,34	95,39	166,60	237,61
39	60,93	97,94	171,02	243,98
40	62,52	100,49	175,49	250,35
41	64,11	103,03	179,92	256,71
42	65,71	105,58	184,37	263,08
43	67,30	108,13	188,83	269,45
44	68,89	110,67	193,28	275,81
45	70,48	113,22	197,74	282,18
46	72,07	115,77	202,20	288,54
47	73,66	118,31	206,65	294,91
48	75,25	120,86	211,11	301,28
49	76,85	123,41	215,57	307,64
50	78,44	125,95	220,02	314,01
51	80,03	128,50	224,48	320,38
52	81,62	131,05	228,94	326,74
53	83,21	133,59	233,39	333,11
54	84,80	136,14	237,85	339,47
55	86,40	138,68	242,30	345,84
56	87,99	141,23	246,76	352,21
57	89,58	143,78	251,22	358,57

Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas Intermec, p. 47

El diámetro de la polea motriz y la polea conducida será de 122,12mm, como se aprecia anteriormente en el cuadro15.

✓ Velocidad lineal real de la cinta transportadora

$$s = \omega \times r$$

Donde;

S= velocidad lineal (m/seg)
 ω = velocidad angular (rad/seg)
 r= radio de la polea motriz (m)

Habiendo obtenido el diámetro real de las poleas, se calcula la velocidad real con que la cinta se desplazara linealmente.

$$\omega = 20 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 2,094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$s = 2,094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 0,06106\text{m}$$

$$s = 0,127 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

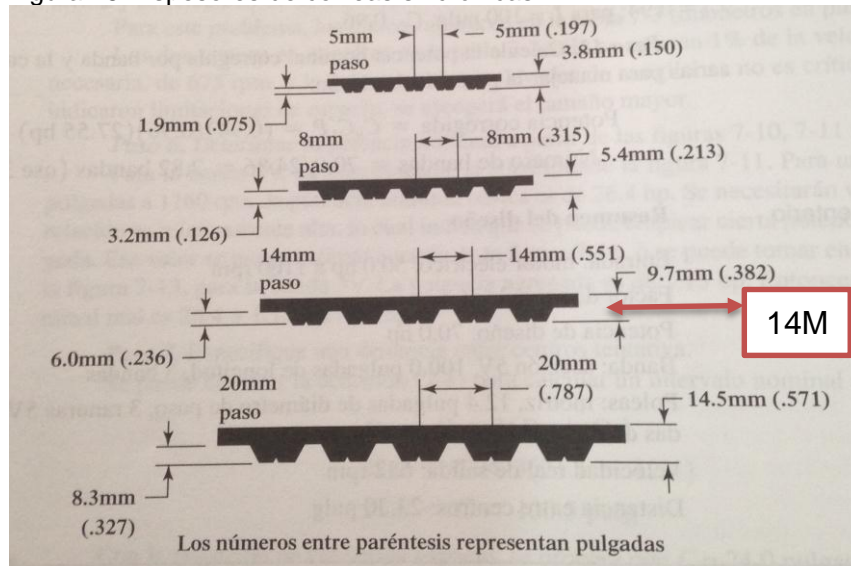
$$s = 0,127 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{3,280 \text{ pie}}{1 \text{ m}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 24,99 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

La velocidad lineal de la polea motriz es de 24,9 pie/min se aproxima a 25 pie/min.

✓ Espesor de cinta transportadora

Como se puede apreciar en la figura 26, el espesor para una correa de tipo 14M con paso de 14 mm es de 9,7 mm.

Figura 26. Espesores de correas sincrónicas



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México:PEARSON Educación. 2006, p280

Con una cinta real ya seleccionada de acuerdo al catálogo de INTERMEC, se procede a realizar una verificación de la potencia ideal necesaria para generar movimiento a esta con los datos adquiridos.

✓ Potencia real necesaria para mover la cinta transportadora

$$HP = \frac{(W + w)(f)(S)}{33000}$$

Donde;

HP= potencia

W= peso de la carga (lb)

w= peso de la banda (lb)

f= coeficiente de fricción (0,6)

S= velocidad lineal (pies/min)

Se tienen las siguientes especificaciones de la cinta según el catálogo INTERMEC.

Largo: 6860 mm

Ancho: 40 mm

Espesor: 9,7 mm

Ahora, se halla la masa real de la cinta transportadora con la densidad de su material el cual es neopreno.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Donde;

ρ = Densidad del neopreno

m= masa de la cinta transportadora

v= volumen de la cinta transportadora

Ahora:

$$v = l \times a \times e$$

Donde;

v= volumen de la cinta transportadora

l= largo de la cinta transportadora

a= ancho de la cinta transportadora

e= espesor de la cinta transportadora

$$v = 6,86m \times 0,04m \times 0,0097m$$

$$v = 0,002266168m^3$$

Entonces;

La densidad del neopreno es de 1.230 kg/m^3

$$m = \rho \times v$$

$$m = 1.230 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,002266168 \text{ m}^3$$

$$m = 3,273 \text{ kg}$$

$$m = 3,273 \text{ kg} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 7,2006 \text{ lb}$$

Ahora, con estos datos obtenidos, se procede a hallar la potencia real necesaria para mover la cinta transportadora.

$$HP = \frac{(W + w)(f)(s)}{33000}$$

$$HP = \frac{(514,167\text{lb} + 7,2006\text{lb})(0,6) \left(25 \frac{\text{pies}}{\text{min}}\right)}{33000}$$

$$HP = 0,239 \text{ HP}$$

Como se puede apreciar la potencia real en relación a la potencia ideal que se calculó anteriormente, con datos cercanos a los reales especificados por la necesidad del sistema, no difieren mucho y en consecuencia se asume que la potencia con la que se desarrolló la selección de la cinta transportadora está bien establecida, teniendo en cuenta el factor de servicio con la necesidad del sistema, por lo tanto la potencia real requerida por el sistema de transporte es de $\frac{1}{2}$ HP.

Resumen del diseño y selección de las poleas y la cinta transportadora.

Potencia del motor: 0,5 HP

Número de dientes de las poleas: 28 dientes

Diámetro de las poleas: 122,12mm

Distancia entre centros: 3234 mm

Tipo de correa: sincrónica

Paso de la correa: 14M, 14 mm

Ancho de la correa: 40 mm

Largo de la correa: 6860 mm

Número de dientes de la correa: 490 dientes

Material correa: Neopreno con cuerdas internas de nylon

Para encontrar esta correa en el mercado se especifica de la siguiente manera, **6860 14M – 40**, para una mejor idea de lo que se habla, observar la figura 27.

Figura 27. Significado de las referencias de las correas sincrónicas



Fuente: INTERMEC. Manual poleas dentadas Intermecc, p.45

Para el caso de las poleas, se encuentran en el mercado con la siguiente referencia, **28 14M – 40**, siendo 28 el número de dientes de la polea.

5.3.2 Transmisión de la cinta transportadora.

Para transmitir la potencia y torque necesaria para mover la banda transportadora se escoge una transmisión por cadena debido a la baja velocidad angular de 20 rpm que maneja.

Datos de entrada;

Potencia del motor = 0,5 HP

Velocidad del reductor = 90 rpm

Velocidad requerida = 20 rpm

Cálculo de las variables de transmisión de potencia por cadena:

✓ Potencia de diseño

$$Potencia\ de\ diseño = FS \times P$$

Donde;

FS = Factor de servicio

P = potencia del motor

El factor de servicio se encuentra en el cuadro 16, de acuerdo al tipo de impulsor y tipo de carga.

Cuadro 16. Factores de servicio para transmisión por cadenas

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (maquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (presas de troquelado, molinos de martillo, transportadores alternos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p290

Se toma un factor de servicio de 1.3 debido al tipo de impulsor (motor eléctrico) y el tipo de carga (choque moderado transportadores pesados).

$$Potencia\ de\ diseño = 1,3 \times 0,5HP = 0,65\ HP$$

✓ Relación de transmisión

$$Relacion = \frac{n1}{n2}$$

Donde;

n1 = velocidad de entrada

n2 = velocidad de salida

$$Relacion = \frac{90\ rpm}{20\ rpm} = 4,5$$

✓ Capacidad de potencia y selección del paso de cadena según la figura 28.

Figura 28. Cadena simple de rodillo número 40.

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																				
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00	
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00	
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00	
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	0.00		
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	0.00		
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	0.00		
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.09	0.00		
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00			
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00			
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	0.00			
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00			
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00			
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00				
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00				
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00				
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00				
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41	0.00				
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00					
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00						
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	5.53	0.00						

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p287

Con la velocidad angular de 90 rpm del piñón pequeño se seleccionó la cadena número 40 de una sola hilera con paso de 0,5 pulgadas y 11 dientes para el piñón, para obtener una potencia de 0,47 HP de acuerdo a la interpolación que se realizó entre 50 y 100 rpm, acorde con la tabla, para obtener la potencia a 90 rpm, su lubricación es tipo A como se observa en la figura anterior, la cual es lubricación manual o por goteo.

✓ Cantidad de dientes de la rueda

$$N2 = N1 \times \text{relacion}$$

Donde;

N2 = número de dientes de la rueda

N1 = número de dientes de la piñón

$$N2 = 11 \text{ dientes} \times 4,5$$

$$N2 = 49,5 \text{ dientes} \cong 50$$

✓ Velocidad de salida esperada

$$n2 = n1 \times \frac{N1}{N2}$$

Donde;

n2 = velocidad de salida esperada

n1 = velocidad de entrada

N1 = número de dientes de la piñón

N2 = número de dientes de la rueda

$$n2 = 90 \text{ rpm} \times \frac{11 \text{ dientes}}{50 \text{ dientes}} = 19,8 \text{ rpm} \cong 20 \text{ rpm}$$

✓ Diámetros de paso del piñón

$$D1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{N1}}$$

Donde;

D1 = diámetro del piñón

p = paso de la cadena

N1 = número de dientes del piñón

$$D1 = \frac{0,5 \text{ pulg}}{\sin \frac{180^\circ}{11}} = 1,774 \text{ pulg}$$

$$D1 = 1,774 \text{ pulg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 45,08 \text{ mm}$$

✓ Diámetro de paso de la rueda

$$D2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{N2}}$$

Donde;

D2 = diámetro de paso de la rueda

p = paso de la cadena

N2 = número de dientes de la rueda

$$D2 = \frac{0,5 \text{ pulg}}{\sin \frac{180^\circ}{50}} = 7,962 \text{ pulg}$$

$$D2 = 7,962 \text{ pulg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 202,234 \text{ mm}$$

✓ Distancia entre centros

Esta medida se da en número de pasos de la cadena, para este diseño se asumió una distancia tentativa de 20 pasos.

✓ Longitud de cadena en pasos

$$L = 2C + \frac{N2 + N1}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 C}$$

Donde;

L = longitud de cadena en pasos

C = Distancia entre centros

N2 = número de dientes de la rueda

N1 = número de dientes del piñón

$$L = 2 \times (20) + \frac{50 + 11}{2} + \frac{(50 - 11)^2}{4\pi^2 \times (20)}$$

$$L = 72,426 \text{ pasos} \cong 72 \text{ pasos} \times \frac{0,5 \text{ pulg}}{1 \text{ paso}} = 36 \text{ pulg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 914,4 \text{ mm}$$

✓ Distancia entre centros teórica

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N2 + N1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N2 + N1}{2} \right]^2 - \frac{8 \cdot (N2 - N1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

Donde;

C = distancia entre centros teórica

L = longitud de cadena en pasos

N1 = número de dientes del piñón

N2 = número de dientes de la rueda

$$C = \frac{1}{4} \left[72 - \frac{50 + 11}{2} + \sqrt{\left[72 - \frac{50 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8 \cdot (50 - 11)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 19,77 \text{ pasos} \times \frac{0,5 \text{ pulg}}{1 \text{ paso}} = 9,885 \text{ pulg} \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 251,079 \text{ mm}$$

✓ Angulo de contacto de la cadena con el piñón y la rueda (debe ser mayor a 120°)

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

Donde;

θ_1 = ángulo de contacto con el piñón

θ_2 = ángulo de contacto con la rueda

D1 = diámetro de paso del piñón (pulg)

D2 = diámetro de paso de la rueda (pulg)

C = distancia entre centros teórica (pulg)

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{7,962 \text{ pulg} - 1,774 \text{ pulg}}{2 \cdot (9,885 \text{ pulg})} \right] = 143,527^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{7,962 \text{ pulg} - 1,774 \text{ pulg}}{2 \cdot (9,885 \text{ pulg})} \right] = 216,472^\circ$$

Resumen del diseño de la transmisión por cadena:

Paso: Cadena número 40, ½ pulgada de paso

Longitud: 72 pasos = 36 pulg = 914,4 mm

Distancia entre centros: 9,885 pulg = 251,079 mm (máxima)

Piñones: hilera simple, número 40, ½ de pulgada de paso

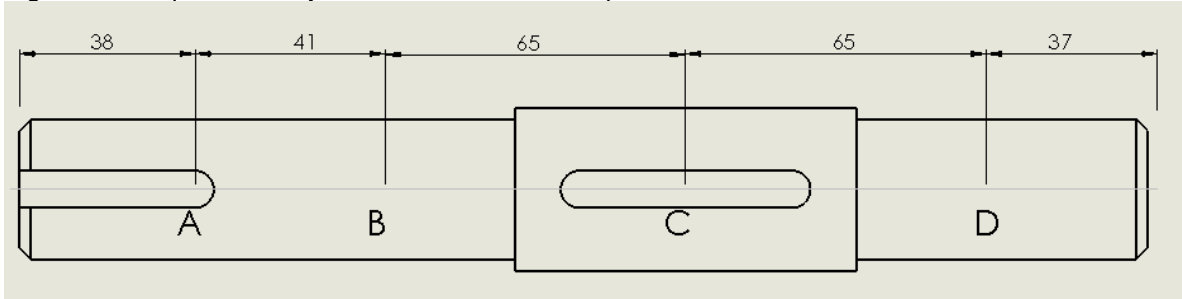
Pequeña: 11 dientes, D = 45,08 mm

Grande: 50 dientes, D = 202,234 mm

5.3.3 Cálculo de los ejes de la cinta transportadora, motriz y conducido. El cálculo de ejes se realizó con datos ya calculados en los numerales anteriores 5.3.1 y 5.3.2, aquí se seleccionara el material de los ejes y se calcularán sus diámetros.

El eje motriz tiene las especificaciones que se pueden observar en la figura 29, la cual recibe una potencia de entrada de 0,5 HP a 90 rpm; en el punto A se encuentra la Catarina, en el punto B hay un apoyo con un rodamiento, en el punto C se encuentra la polea motriz y finalmente en el punto D hay otro apoyo con un rodamiento.

Figura 29. Esquema del eje motriz de la cinta transportadora en mm



Determinación del diámetro del eje;

✓ Material de construcción

Acero AISI – SAE 1045

Propiedades mecánicas;

Dureza 163 HB (84 HRb)

Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)

Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)

Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)¹

✓ Distribución del par de impulsión en el eje

$$T = \frac{63000 \times P}{n}$$

Donde;

T = par de impulsión (lb.pulg)

P = potencia (HP)

n = velocidad (rpm)

$$T = \frac{63000 \times 0,5 \text{ HP}}{20 \text{ RPM}}$$

¹ SUMITEC. [En línea]. Consultado 14-11-15 Disponible en: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>

$$T = 1575 \text{ lb} \cdot \text{pie}$$

$$T = 1575 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \times \frac{1 \text{ m}}{39,3700 \text{ pulg}} = 177,94 \text{ Nm}$$

✓ Fuerza en la polea dentada¹ del punto C

$$FU = \frac{T}{(D)}$$

Donde;

FU = fuerza tangencial de la polea dentada en el punto C

T = par de impulsión

D = diámetro de la polea dentada

$$FU = \frac{177,94 \text{ Nm}}{0,12212 \text{ m}}$$

$$FU = 1.457,09 \text{ N}$$

$$FU = 1457,09 \text{ N} \times \frac{0,2248 \text{ lb}}{1 \text{ N}} = 327,554 \text{ lb}$$

✓ Fuerzas en la rueda dentada del punto A

$$FA = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)}$$

Donde;

FA = fuerza en la rueda A

T = par de impulsión

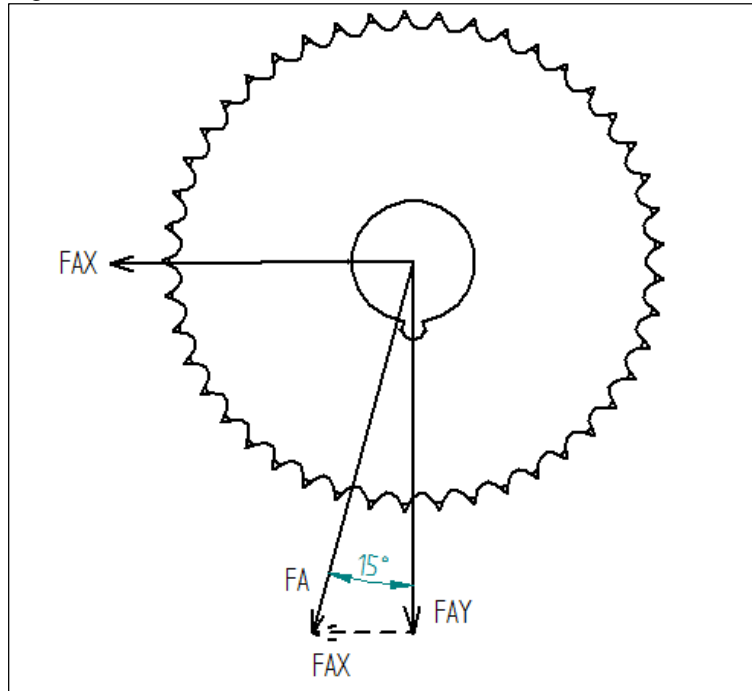
D = diámetro de la rueda dentada

$$FA = \frac{1575 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{\left(\frac{7,962 \text{ pulg}}{2}\right)}$$

$$FA = 395,629 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} = 1759,758 \text{ N}$$

¹ MULCO. [En línea]. Consultado 20-11-15 Disponible en: http://mulco.gwj.de/sp/p_23171.htm

Figura 30. Fuerzas en la catarina motriz



De acuerdo a la figura 30 se puede ver que el ángulo por la ubicación entre los spóckets es de 15°, por lo tanto es necesario descomponer esta fuerza en el eje X y el eje Y.

Componente en el eje X;

$$F_{Ax} = F_A \cdot \text{sen } 15^\circ$$

$$F_{Ax} = 395,629 \text{ lb} \times (\text{sen } 15^\circ)$$

$$F_{Ax} = 102,386 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} = 455,457 \text{ N}$$

Componente en el eje Y;

$$F_{Ay} = F_A \times \cos 15^\circ$$

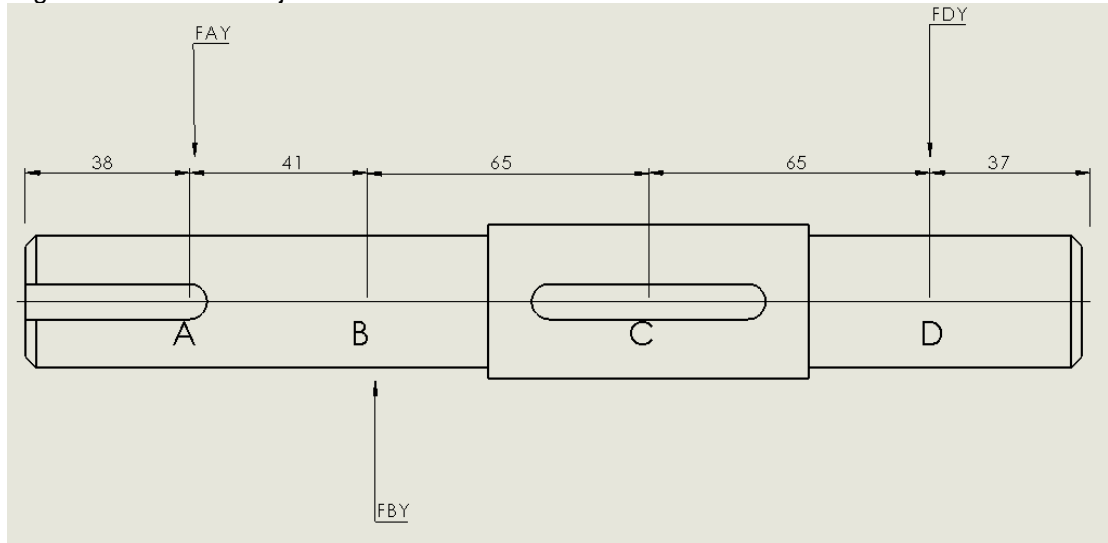
$$F_{Ay} = 395,629 \text{ lb} \times (\cos 15^\circ)$$

$$F_{Ay} = 382,148 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} = 1.699,795 \text{ N}$$

- ✓ Determinación de las fuerzas de reacción en el eje motriz;

En la figura 31 se muestra las fuerzas y reacciones en el plano Y-Z, se ejecuta una sumatoria de fuerzas en el eje Y la cual debe ser igual a 0 y una sumatoria de momentos en el punto B del eje igual a 0.

Figura 31. Plano Y-Z eje motriz en mm



Sumatoria de fuerzas en el eje Y;

$$\sum Fy = 0$$

$$-FAy + FBy - FDy = 0$$

Donde;

FAy = fuerza de flexión ejercida por las catarinas en el eje Y

FBy = reacción del rodamiento B en el eje Y

FDy = reacción del rodamiento D en el eje Y

$$-1.699,795N + FBy - FDy = 0$$

Sumatoria de momentos en el punto B;

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

$$1.699,795N \times (41mm) - FDy \times (130mm) = 0$$

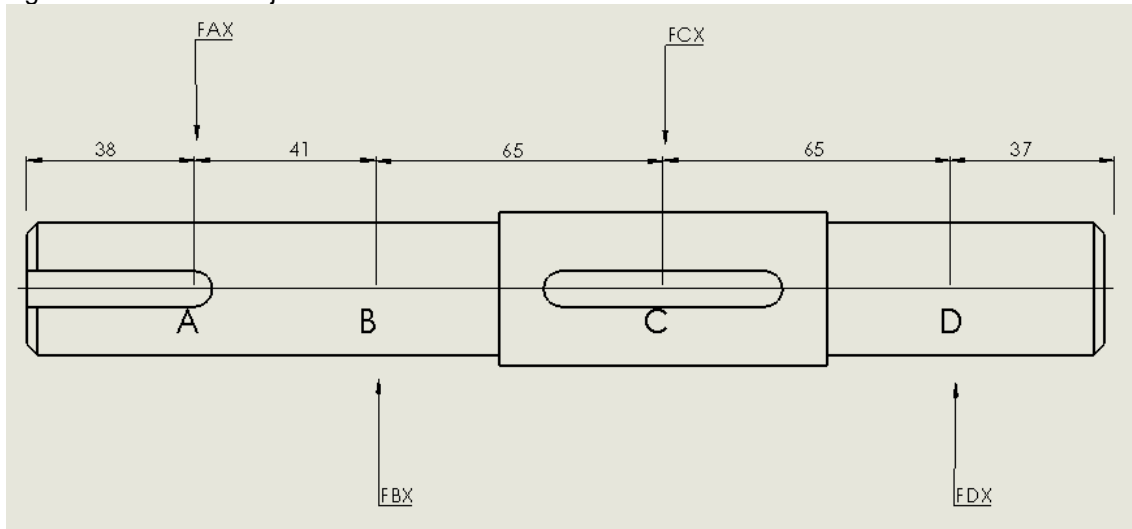
$$FDy = \frac{1.699,795N \times (41mm)}{130mm} = 536,089N$$

Retomando la ecuación de la sumatoria de fuerzas en el eje Y;

$$F_{By} = 1.699,795N + 536,089N = 2.235,284N$$

Reacciones y fuerzas en el plano X-Z;

Figura 32. Plano X-Z eje motriz en mm



Sumatoria de fuerzas en el eje X;

$$\sum FX = 0$$

$$-F_{Ax} + F_{Bx} - F_{Cx} + F_{Dx} = 0$$

Donde;

F_{Ax} = fuerza de flexión ejercida por las catarinas en el eje X

F_{Bx} = reacciones del rodamiento en B

F_{Dx} = reacciones del rodamiento en D

F_{Cx} = fuerza tangencial de la patea dentada ya calculada ($F_U = 1.457,107N$)

$$-455,457N + F_{Bx} - 1.457,107N + F_{Dx} = 0$$

Sumatoria de momentos en el punto D

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

$$F_{Ax} \times (41mm) - F_{Cx} \times (65mm) + F_{Dx} \times (130mm) = 0$$

$$F_{Dx} = \frac{1,457,107N \times (65mm) - 455,457N \times (41mm)}{130mm} = 584,909N$$

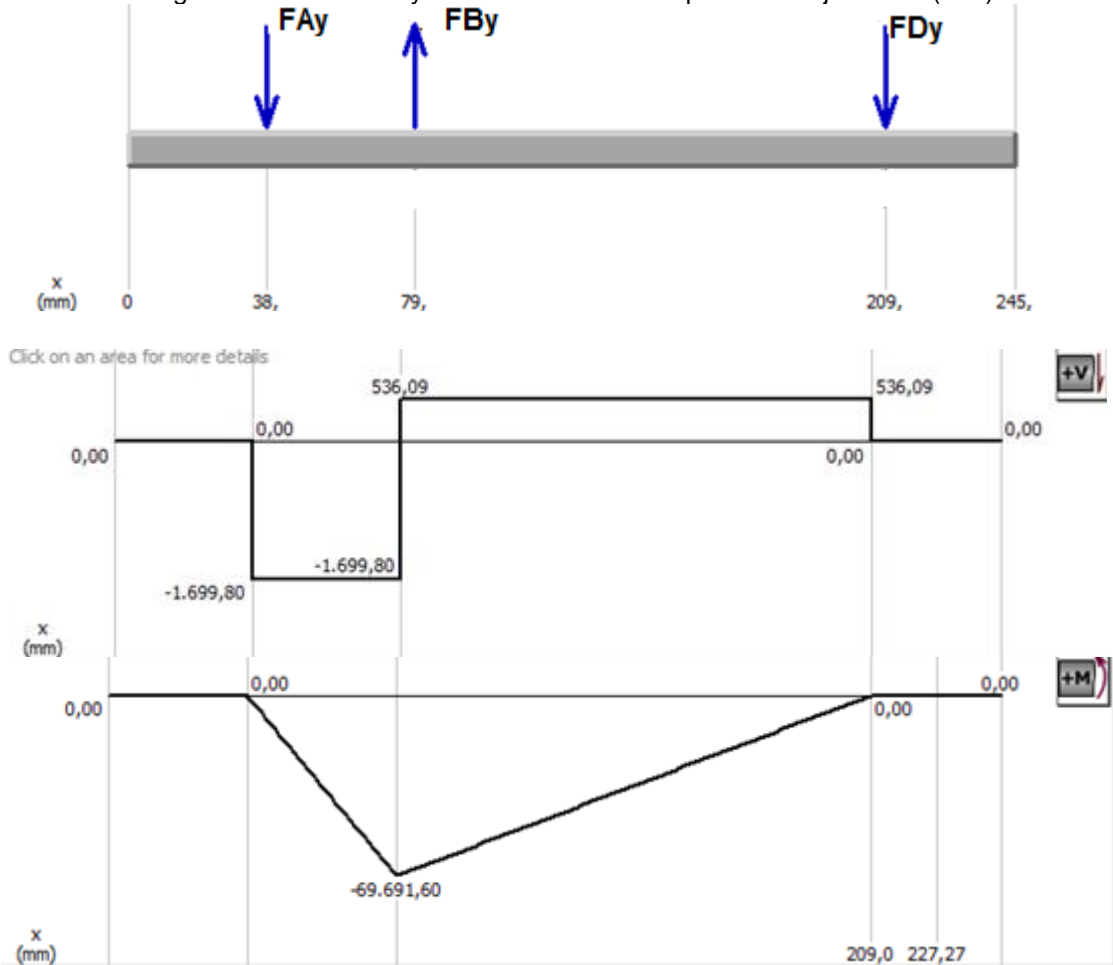
Retomando la ecuación de sumatoria de fuerzas en X;

$$FBx = 455,457N + 1.457,107N - 584,909N = 1.327,65N$$

✓ Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante

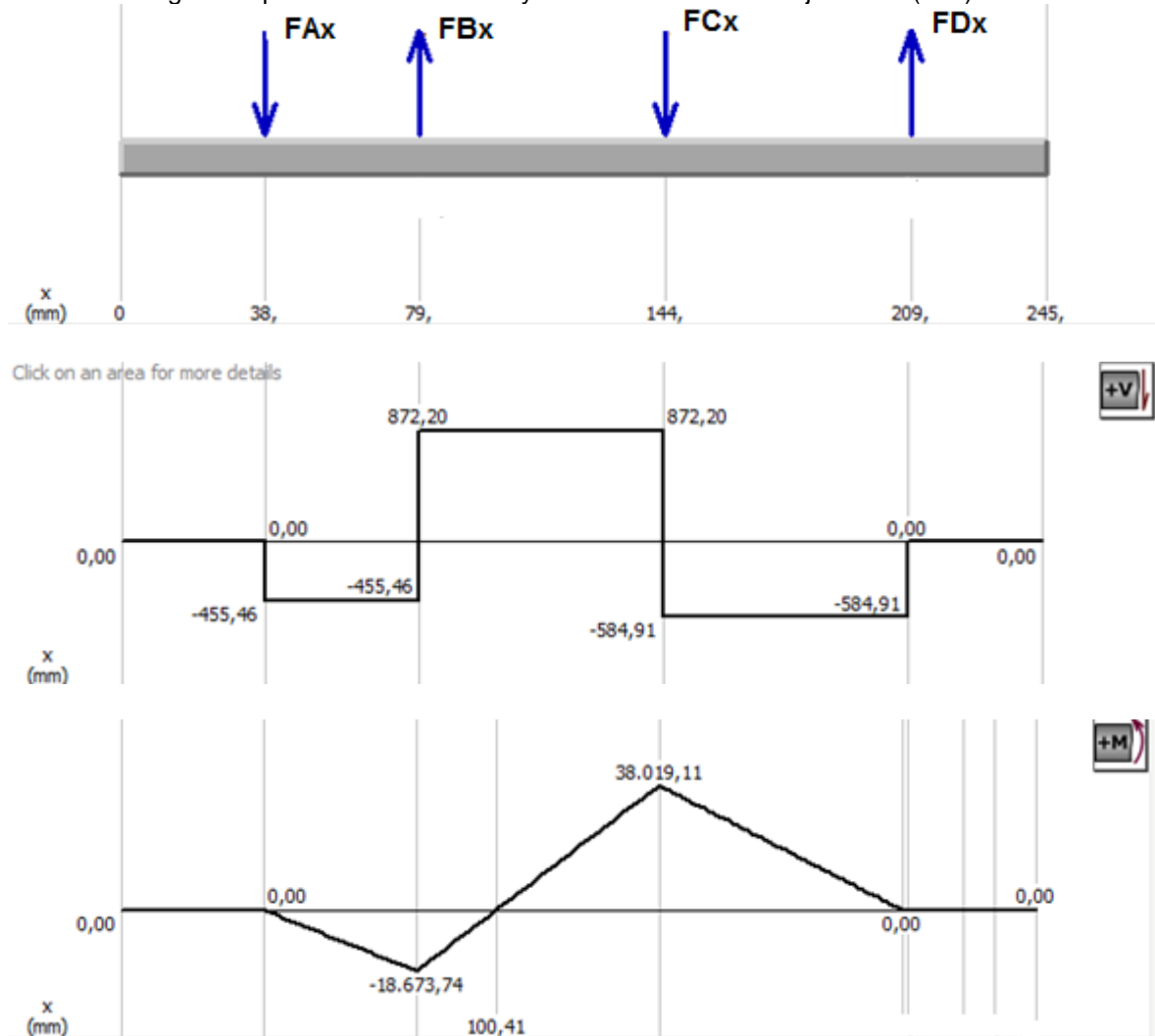
El plano Y-Z, aquí se puede apreciar el D.C.L. del eje motriz donde hay dos apoyos, las medidas del eje están en milímetros, el diagrama de esfuerzo cortante está en N y el diagrama de momentos flexionantes en N.mm. =Ver el gráfico 2=.

Gráfico 2. Diagramas de cortante y momento flexionante plano Y-Z eje motriz (mm)



El plano X-Z, aquí se puede apreciar el D.C.L. del eje motriz donde hay dos apoyos, las medidas del eje están en milímetros, el diagrama de esfuerzo cortante está en N y el diagrama de momentos flexionantes en N.mm. =Ver el gráfico 3=.

Gráfico 3. Diagramas plano X-Z de cortante y momento flexionante eje motriz (mm)



✓ Momentos flexionantes en cada punto

Punto A;

$$M_A = 0$$

Punto B;

$$M_B = \sqrt{(69,691 \text{ N.m})^2 + (18,76 \text{ N.m})^2} = 72,149 \text{ N.m}$$

$$M_B = 72,149 \text{ N.m} \times \frac{1 \text{ lb}}{4,448 \text{ N}} \times \frac{39,37 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} = 638,602 \text{ lb.pulg}$$

Punto C;

$$MC = \sqrt{(34,845 \text{ N.m})^2 + (18,02 \text{ N.m})^2} = 51,573 \text{ N.m}$$

$$MC = 51,573 \text{ N.m} \times \frac{1 \text{ lb}}{4,448 \text{ N}} \times \frac{39,37 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} = 457,870 \text{ lb.pulg}$$

Punto D;

$$MD = 0$$

✓ Cálculo de la resistencia a la fatiga estimada del material

$$S'n = S_n \times (C_m) \times (C_{st}) \times (C_R) \times (C_s)$$

Donde;

S'n = resistencia a la fatiga estimada

S_n = Resistencia a la fatiga

C_m = factor de material (Acero forjado C_m = 1,0)¹

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo (Esfuerzo flexionante C_{st} = 1,0)²

C_R = Factor de confiabilidad (Confiabilidad del 0,99 C_R = 0,81)²

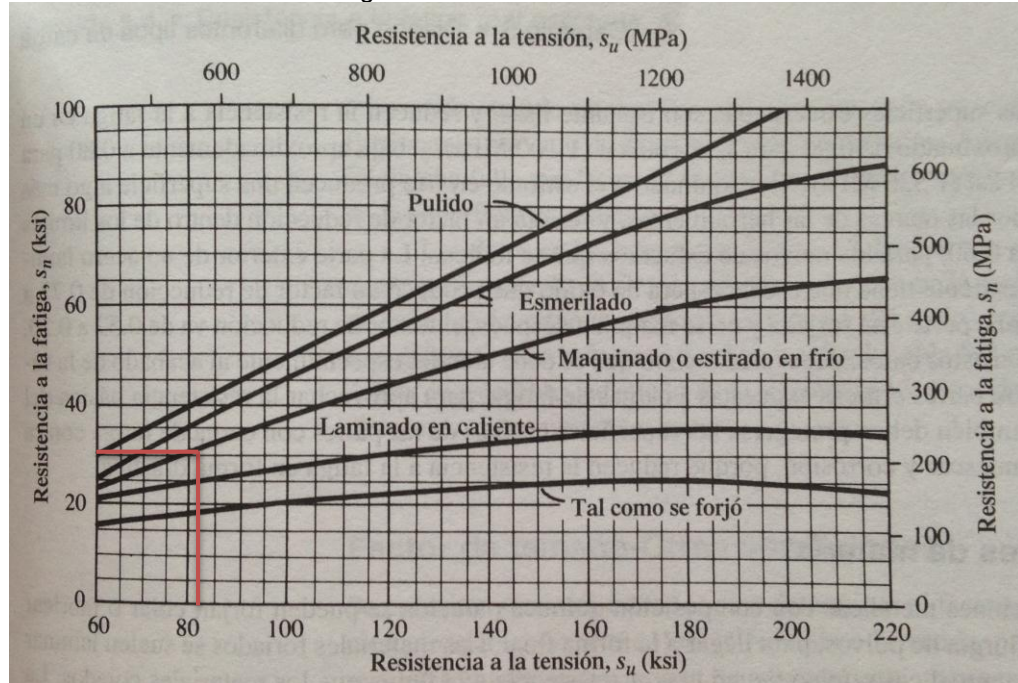
C_s = Factor de tamaño

La resistencia a la fatiga S_n se logra obtener de acuerdo al gráfico 4 donde se ubica la resistencia a la tensión del material de 81,9 Ksi en la parte inferior de la gráfica y para la curva de maquinado o estirado en frío en relación a la necesidad que se requiere, obteniendo un S_n = 32.000 psi.

¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p174

² MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p175

Gráfico 4. Resistencia a la fatiga



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p175

Para el factor de tamaño se toma el valor de 1 para la primera iteración, para las siguientes se cambia dependiendo del diámetro obtenido según la figura 33.

Figura 33. Factor de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
D ≤ 0,30	Cs = 1,0
0,30 < D ≤ 2,0	Cs = (D/0,3)^(-0,11)
2,0 < D < 10,0	Cs = 0,859 - 0,2125D
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
D ≤ 7,62	Cs = 1,0
7,62 < D ≤ 50	Cs = (D/7,62)^(-0,11)
50 < D < 250	Cs = 0,859 - 0,000837D

Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p175

✓ Cálculo del diámetro del eje

$$D = \left[\frac{32 \times N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \times M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde;

D = diámetro

N = factor de seguridad ($N = 2$)¹

Kt = Factor de concentrador de esfuerzos

S'n = resistencia a la fatiga estimada ($S'n = 32.000$ psi)

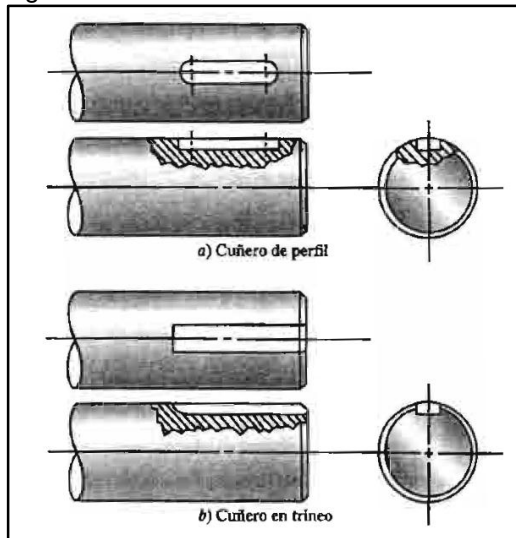
M = momento flexionante

T = par de impulsión

Sy = esfuerzo máximo del material ($Sy = 81.900$ psi)

El factor de concentrador de esfuerzos depende de la situación a la que se somete el eje en cada una de las secciones, para las secciones de los puntos A y C donde se encuentran localizadas la catarina y la polea motriz respectivamente, se utiliza un concentrador de esfuerzos de cuñero tipo perfil como se muestra en la figura 34, utilizando un Kt de 2².

Figura 34. Clases de cuñeros



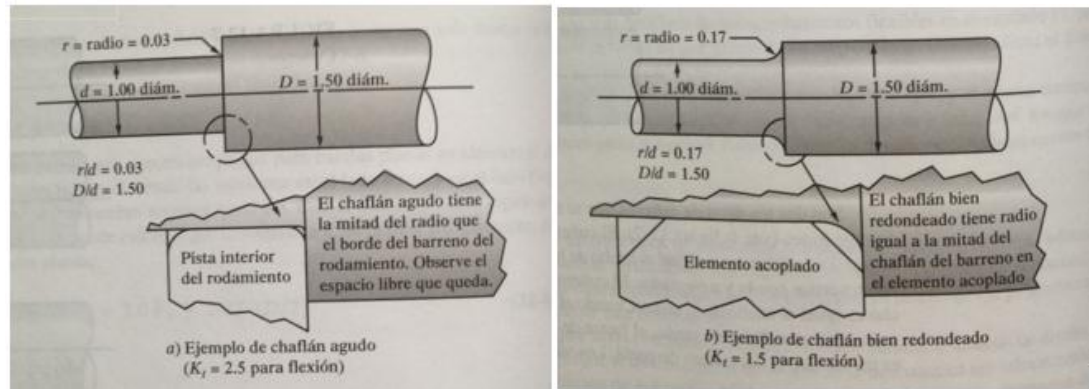
Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de maquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p541

Para la otras secciones que conforman el eje, donde se encuentran escalonamientos de los diámetros, en los puntos B y D hay rodamientos y se utiliza un concentrador de esfuerzos de tipo chaflán agudo, con el objetivo de que los rodamientos se recuesten sobre este escalón, como se muestra en la figura 35, de esta manera se utiliza un Kt de 2,5.

¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p546

² MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p541

Figura 35. Tipo de chaflanes en ejes



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p542

Cuadro 17. Cálculo de diámetros del eje motriz

ITERACION	PUNTO	M (lbxpulg)	T (lbxpulg)	Cs	S'n (psi) x1000	Kt	D minimo (pulg)	D minimo (mm)	D normalizado (mm)
1	A	0	1575	1	25,92	2	0,697	17,72	-
	B	638,602	1575	1	25,92	2,5	1,091	27,72	-
	C	457,87	1575	1	25,92	2	0,927	23,54	-
	D	0	1575	1	25,92	2,5	0,697	17,72	-
2	A	0	1575	0,91	23,62	2	0,697	17,72	-
	B	638,602	1575	0,87	22,49	2,5	1,141	28,98	-
	C	457,87	1575	0,88	22,90	2	0,959	24,36	-
	D	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
3	A	0	1575	0,91	23,62	2	0,697	17,72	-
	B	638,602	1575	0,86	22,38	2,5	1,143	29,03	-
	C	457,87	1575	0,88	22,81	2	0,960	24,39	-
	D	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
4	A	0	1575	0,91	23,62	2	0,697	17,72	25
	B	638,602	1575	0,86	22,37	2,5	1,143	25,14	30
	C	457,87	1575	0,88	22,81	2	0,960	24,39	31
	D	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	30

Los diámetros se normalizan en relación al anexo C, con base en estos los diámetros son:

Sección de los puntos A = 25 mm

Sección del punto B = 30 mm

Sección del punto C = 31,2 mm

Sección del punto D = 30 mm

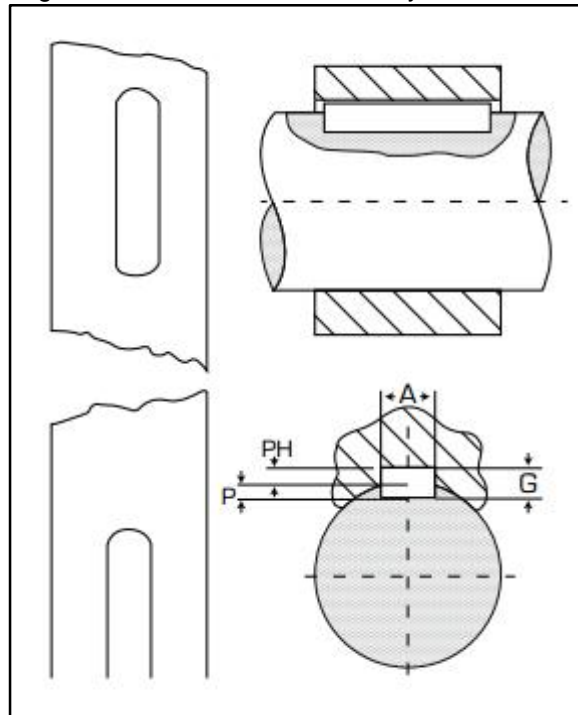
El diámetro de la sección A se incrementó a 25 mm y el diámetro del punto B es de 30 mm con el propósito de que el rodamiento entre con facilidad hasta el punto B a través de la sección del punto A; el diámetro de la sección C se aumentó a

31,2 mm debido a que la pista interna del rodamiento del punto B se recostará sobre esta sección y según el catálogo de SKF el rodamiento necesita un radio de 0,6 mm, finalmente el diámetro de la sección D se aumentó a 30 mm para utilizar el mismo tipo de rodamiento en ambos apoyos y garantizar una mayor facilidad en mantenimiento e instalación de estos.

✓ Cálculo de la cuña y cuñero para el punto A

Para el punto A, en el cual se encuentra la catarina, se dispone de un cuñero y una cuña los cuales se encuentran sus dimensiones normalizadas en el anexo D, estableciendo una relación con el diámetro del eje, dicho diámetro es de 25 mm en el punto A, por esto se utiliza una cuña cuadrada de 1/4 X 1/4 pulgadas de ancho y alto respectivamente.

Figura 36. Dimensiones de cuña y cuñero



Fuente: http://www.intermec.com.co/pdf/cunas_y_cuneros_estandar.pdf

Las cotas que se muestran en la figura 36 hacen relación a;

A = 1/4 pulgadas

G = 1/4 pulgadas

Para este tipo de cuña se utiliza un prisionero de 1/4 pulgadas de diámetro.

En el caso del cálculo de la longitud de la cuña se tiene presente el par de impulsión sobre el eje, para esto se calculan 2 longitudes, una por esfuerzo de empuje y la otra por cortante, este cálculo se realiza con base al libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott.

Longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times T}{\tau d \times D \times W}$$

Donde;

L = longitud mínima de la cuña

T = par de impulsión

τd = esfuerzo cortante máximo

D = diámetro del eje

W = ancho de la cuña

Para calcular el esfuerzo cortante máximo se usa la siguiente ecuación, y un acero AISI-SAE 1020, con el propósito de que el material de la cuña tenga un esfuerzo último menor al material del eje para que la cuña sea quien sufra los esfuerzos para amortiguar el eje.

$$\tau d = \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

Donde;

S_y = el esfuerzo último del material ($S_y = 380 \text{ Mpa}$)

N = factor de seguridad ($N = 2$)¹

$$\tau d = \frac{0,5 \times (380 \times 10^6 \text{ Pa})}{2}$$

$$\tau d = 95 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Obteniendo este valor se procede ahora a calcular la longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times (177,942 \text{ N} \cdot \text{m})}{(95 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (0,025 \text{ m}) \times (0,00635 \text{ m})}$$

¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p500

$$L = 0,0235 \text{ m} \times \frac{1.000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 23,5 \text{ mm}$$

Longitud por esfuerzo de empuje;

$$L = \frac{4 \times T}{\sigma_d \times D \times H}$$

Donde;

L = longitud mínima de la cuña

T = par de impulsión

D = diámetro del eje

H = altura de la cuña

σ_d = esfuerzo por compresión

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{380 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 190 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Con este valor se calcula la longitud por compresión;

$$L = \frac{4 \times (177,942 \text{ N.m})}{(190 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (0,025 \text{ m}) \times (0,00635 \text{ mm})}$$

$$L = 0,02359 \text{ m} \times \frac{1.000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 23,6 \text{ mm}$$

Como se puede observar anteriormente la longitud por compresión es igual a la longitud por cortante debido a que es un cuñero cuadrado, por consiguiente se normaliza y dispone de una cuña de 42 mm de longitud

Características de la cuña;

Material acero AISI-SAE 1020

Ancho = 6,35 mm

Alto = 6,35 mm

Longitud = 42 mm

✓ Cálculo de la cuña para el punto C

Para el punto C, se encuentra la polea dentada, se dispone de un cuñero y una cuña los cuales se encuentran sus dimensiones normalizadas en relación al anexo D, el diámetro del eje en este escalonamiento es de 31,2 mm, por esto se utiliza una cuña cuadrada de 1/4 pulgadas de ancho y alto respectivamente.

Como ya se había mencionado en la figura 36 se muestran las cotas para entender mejor estas variables.

A = 1/4 pulgadas

G = 1/4 pulgadas

Para este tipo de cuña se utiliza un prisionero de 1/4 pulgadas de diámetro.

Longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times T}{\tau d \times D \times W}$$

Se maneja el mismo tipo de acero AISI-SAE 1020 que la cuña del punto A y del eje.

$$\tau d = \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

$$\tau d = \frac{0,5 \times (380 \times 10^6 \text{ Pa})}{2}$$

$$\tau d = 95 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Con este valor se calcula la longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times (177,942 \text{ N} \cdot \text{m})}{(95 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (0,0312 \text{ m}) \times (0,00635 \text{ m})}$$

$$L = 0,01890 \text{ m} \times \frac{1.000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 18,9 \text{ mm}$$

Longitud por esfuerzo de empuje;

$$L = \frac{4 \times T}{\sigma d \times D \times H}$$

$$\sigma d = \frac{Sy}{N}$$

$$\sigma d = \frac{380 \times 10^6 Pa}{2} = 190 \times 10^6 Pa$$

Ahora, se calcula la longitud por compresión;

$$L = \frac{4 \times (177,942 N.m)}{(190 \times 10^6 Pa) \times (0,312m) \times (0,00635 mm)}$$

$$L = 0,0189 m \times \frac{1.000 mm}{1 m} = 18,9 mm$$

La longitud por compresión es igual a la longitud por cortante, por lo tanto se normaliza el tamaño a una cuña de 54mm de largo.

Características de la cuña;

Material acero AISI-SAE 1020

Ancho = 6,35 mm

Alto = 6,35 mm

Longitud = 54 mm

✓ Selección de rodamientos

Los rodamientos son una parte muy importante para el correcto funcionamiento del eje motriz, para su selección es necesario tener presente la velocidad angular a la que gira el eje en rpm y el diámetro de este para calcular la capacidad de carga dinámica y finalmente ejecutar la selección más adecuada del cojinete, todo esto con la ayuda y la descripción del anexo E.

Diámetro del eje = 30 mm

Velocidad = 20 rpm

Cálculo de la capacidad de carga dinámica:

$$C = \frac{fl}{fn.ft} . F$$

Donde;

C = capacidad de carga dinámica

fl = coeficiente de esfuerzos dinámicos

f_n = coeficiente de velocidad
 f_t = coeficiente de temperatura de servicio
 F = carga dinámica equivalente

Entonces;

$f_l = 4,0$ para rodillos para cinta transportadora
 $f_n = 1,188$ para 20 rpm
 $f_t = 1$ temperatura máxima de 150 °C

La carga equivalente se calcula con la siguiente ecuación;

$$F = X \times Fr + Y \times Fa$$

Donde;

X = coeficiente radial del rodamiento
 Y = coeficiente axial del rodamiento
 Fr = fuerza radial
 Fa = fuerza axial

Entonces;

$X = 1$ debido a que la relación $Fa/Fr \leq e$ a cualquier valor de e en la tabla ya que no existe una fuerza axial que actúe sobre el valor de $Y \times Fa = 0$.

La fuerza radial es la resultante de las componentes X y Y calculadas anteriormente del eje.

$$Fr = \sqrt{FBy^2 + FBz^2}$$

$$Fr = \sqrt{(2.235,284 \text{ N})^2 + (1.327,65 \text{ N})^2}$$

$$Fr = 2.599,836 \text{ N} \times \frac{1 \text{ KN}}{1.000 \text{ N}} = 2,599 \text{ KN}$$

Capacidad de carga dinámica;

$$C = \frac{4,0}{1,188 \times 1} \times (2,599 \text{ KN}) = 8,753 \text{ KN}$$

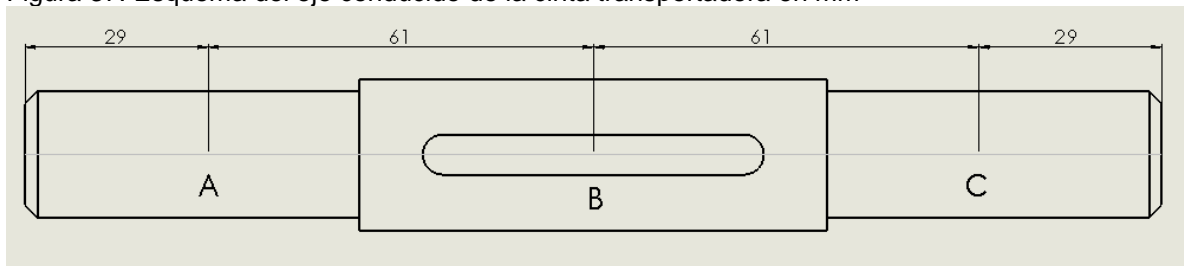
Obteniendo el valor de la carga dinámica a la que se somete el rodamiento, el diámetro del eje y la velocidad angular, se consulta un catálogo de rodamientos de la empresa SKF, el cual se encuentra en el anexo F, allí se encuentran las

dimensiones y características del soporte donde va acoplado el rodamiento, se seleccionaron rodamientos rígidos de una sola hilera de bolas, este tipo de cojinetes soportan cargas axiales y radiales, tanto a altas como a bajas velocidades, su referencia comercial para la empresa SKF es 630306. Este mismo tipo de rodamiento se usa tanto para el punto B del eje como para el punto D, debido a que estos dos puntos tienen el mismo diámetro y además el punto B es el más crítico de los apoyos en el eje motriz, por lo tanto se usa el mismo cojinete para ambos puntos sin afectar su funcionamiento óptimo y normal. Adicionalmente se instala en el soporte un tornillo que permite deslizarlo para tensionar la banda y facilitar su montaje y desmontaje.

✓ Determinación del diámetro del eje conducido

El eje conducido tiene las especificaciones que se pueden observar en la figura 37, la cual recibe una potencia de entrada de 0,5 HP a 90 rpm; en el punto A se encuentra un apoyo con un rodamiento, en el punto B se encuentra la polea motriz y finalmente en el punto C hay otro apoyo rodamiento.

Figura 37. Esquema del eje conducido de la cinta transportadora en mm



Material de construcción, se utiliza el mismo acero con el que se calculó anteriormente el eje motriz.

Acero AISI – SAE 1045

Propiedades mecánicas;

Dureza 163 HB (84 HRb)

Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)

Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)

Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

✓ Distribución del par de impulsión en el eje

Ya que la cinta transportadora es impulsada por el eje motriz, el torque ya calculado anteriormente es el mismo tanto para el eje motriz como para el eje impulsado, entonces;

$$T = 1575 \text{ lbpulg} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \times \frac{1 \text{ m}}{39,3700 \text{ pulg}} = 177,94 \text{ Nm}$$

✓ Fuerza en la polea dentada del punto B

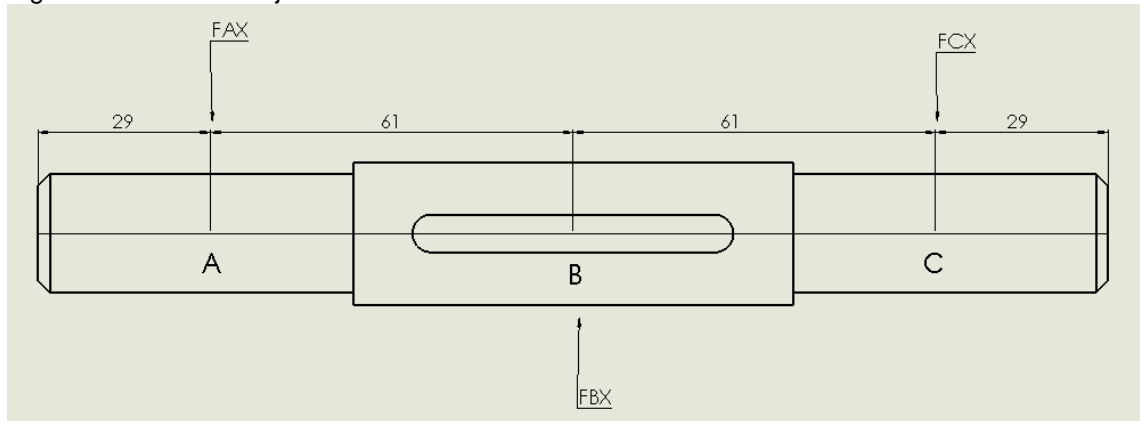
La fuerza que realiza la polea dentada en el punto B del eje conducido, de igual manera como en el torque es la misma fuerza para ambos ejes, es decir tanto para el motriz como el conducido por lo tanto;

$$FU = 1457,09 \text{ N} \times \frac{0,2248 \text{ lb}}{1 \text{ N}} = 327,554 \text{ lb}$$

✓ Determinación de las fuerzas de reacción en el eje conducido;

En la figura 38 se muestra las fuerzas y reacciones en el plano X-Z, se ejecuta una sumatoria de fuerzas en el eje X la cual debe ser igual a 0 y una sumatoria de momentos en el punto B del eje igual a 0.

Figura 38. Plano X-Z eje conducido en mm



Sumatoria de fuerzas en el eje X;

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{Ax} + F_{Bx} - F_{Cx} = 0$$

Donde;

F_{Ax} = reacción del rodamiento A en el eje x

F_{Bx} = fuerza tangencial de la polea dentada C ya calculada para la fuerza de la polea que actúa en el eje motriz; en el eje x ($F_U = 1.457,107 \text{ N}$)

F_{Cx} = reacción del rodamiento C en el eje Z

$$-FAx + 1.457,107 \text{ N} - FCx = 0$$

Sumatoria de momentos en el punto A;

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

$$1.457,107 \text{ N} \times (61 \text{ mm}) - FCx \times (122 \text{ mm}) = 0$$

$$FCx = \frac{1.457,107 \text{ N} \times (61 \text{ mm})}{122 \text{ mm}} = 728,553 \text{ N}$$

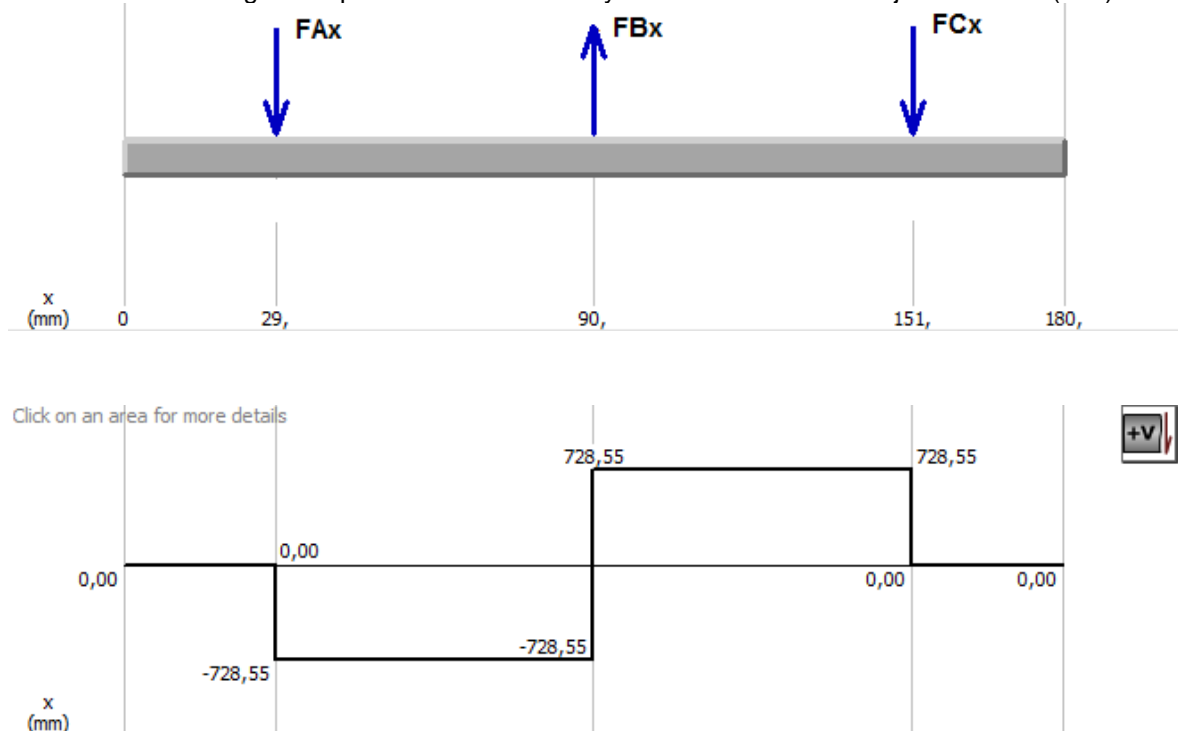
Retomando la ecuación de la sumatoria de fuerzas en el eje X;

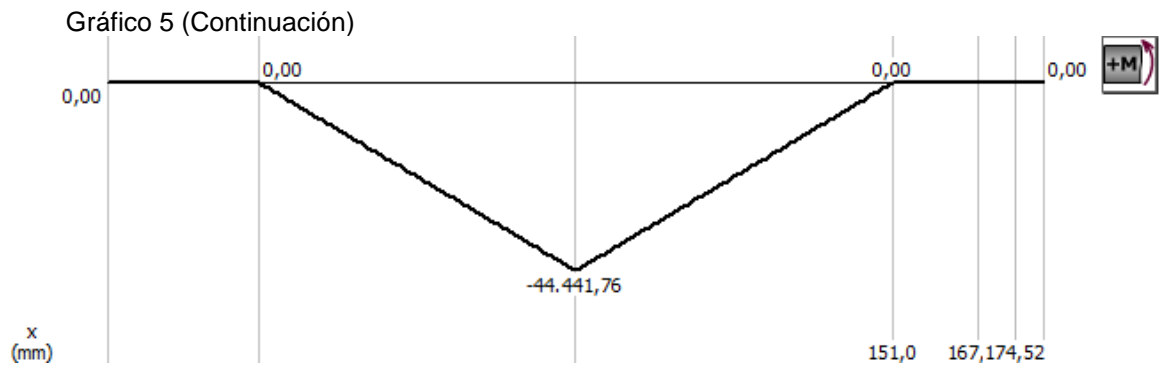
$$FAx = 1.457,107 \text{ N} - 728,553 \text{ N} = 728,553 \text{ N}$$

✓ Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante

El plano X-Z, aquí se puede apreciar el D.C.L. del eje motriz donde hay dos apoyos, las medidas del eje están en milímetros, el diagrama de esfuerzo cortante está en N y el diagrama de momentos flexionantes en N.mm. = Ver el gráfico 5=.

Gráfico 5. Diagramas plano X-Z de cortante y momento flexionante eje conducido (mm)





- ✓ Momentos flexionantes en cada punto

Punto A;

$$M_A = 0$$

Punto B;

$$M_B = 44,441 \text{ N.m}$$

$$M_B = 44,441 \text{ N.m} \cdot \frac{1 \text{ lb}}{4,448 \text{ N}} \cdot \frac{39,37 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} = 393,354 \text{ lb.pulg}$$

Punto C,

$$M_C = 0$$

- ✓ Cálculo de la resistencia a la fatiga estimada del material

Este cálculo es igual al realizado en el numeral 5.3.3.

- ✓ Cálculo del diámetro del eje

$$D = \left[\frac{32 x N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

El valor que se le asigna al factor K_t del concentrador de esfuerzos depende de la situación a la que se somete cada una de las secciones del eje, para la sección

del punto B se utiliza un concentrador de esfuerzos de cuñero tipo perfil, usando un Kt de 2¹.

Para las secciones en donde se encuentran escalonamiento de los diámetros en este caso en donde se sitúan los rodamientos en los puntos A y C se dispone un concentrador de esfuerzos tipo chaflán agudo, utilizando un Kt de 2,5 este tipo de chaflán es utilizado para rodamientos² por su ángulo recto, por esta razón la pista interna del rodamiento descansa sobre el escalonamiento.

Cuadro 18. Cálculo de diámetros del eje conducido

ITERACION	PUNTO	M (lb.pulg)	T (lb.pulg)	Cs	S ⁿ (psi) x1000	Kt	D minimo (pulg)	D minimo (mm)	D normalizado (mm)
1	A	0	1575	1	25,92	2,5	0,697	17,72	-
	B	393,354	1575	1	25,92	2	0,890	22,61	-
	C	0	1575	1	25,92	2,5	0,697	17,72	-
2	A	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
	B	393,354	1575	0,89	23,00	2	0,919	23,33	-
	C	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
3	A	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
	B	393,354	1575	0,88	22,92	2	0,919	23,35	-
	C	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	-
4	A	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	20
	B	393,354	1575	0,88	22,92	2	0,919	20,23	24
	C	0	1575	0,91	23,62	2,5	0,697	17,72	20

Estos diámetros se normalizan según el anexo C

Los diámetros normalizados del eje motriz de la cinta transportadora son;

Sección de los puntos A y C = 20 mm

Sección del punto B = 24 mm

✓ Cálculo de la cuña para el punto B

El eje conducido del transportador tiene un diámetro normalizado de 24 mm, en el punto B del eje se ubica una polea dentada la cual tiene un cuñero y una cuña para su instalación, las dimensiones y características se encuentran en el anexo D, con base en esta información se usa una cuña cuadrada de 1/4 pulgadas.

¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p541

² MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. p542

Anteriormente en la figura 34 se muestran las cotas para entender mejor estos valores.

A = 1/4 pulgadas

G = 1/4 pulgadas

Para este tipo de cuña se utiliza un prisionero de 1/4 de pulgada de diámetro.

Longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times T}{\tau d \times D \times W}$$

Se maneja el mismo tipo de acero AISI-SAE 1020 que las cuñas del eje motriz.

$$\tau d = \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

$$\tau d = \frac{0,5 \times (380 \times 10^6 \text{ Pa})}{2}$$

$$\tau d = 95 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Con este valor se calcula la longitud necesaria por cortante:

$$L = \frac{2 \times (177,942 \text{ N} \cdot \text{m})}{(95 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (0,024 \text{ m}) \times (0,00635 \text{ m})}$$

$$L = 0,0245 \text{ m} \times \frac{1.000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 24,5 \text{ mm}$$

Longitud por esfuerzo de empuje;

$$L = \frac{4 \times T}{\sigma d \times D \times H}$$

$$\sigma d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma d = \frac{380 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 190 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Ahora, se calcula la longitud por compresión;

$$L = \frac{4 \times (177,942 \text{ N} \cdot \text{m})}{(190 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (0,024 \text{ m}) \times (0,00635 \text{ mm})}$$

$$L = 0,0245 \text{ m} \times \frac{1.000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 24,5 \text{ mm}$$

La longitud por compresión es igual a la longitud por cortante, por lo tanto se normaliza y dispone de una cuña de 54 mm la cual no fallará.

Características de la cuña;

Material acero AISI-SAE 1020

Ancho = 6,35 mm

Alto = 6,35 mm

Longitud = 54 mm

✓ Selección de rodamientos

Para el eje conducido es necesario calcular y seleccionar rodamientos para sus apoyos en los puntos A y C, para esto es indispensable saber la velocidad angular y el diámetro del eje, su cálculo y selección se ejecuta con base al anexo E.

Diámetro del eje = 20 mm

Velocidad = 20 rpm

Cálculo de la capacidad de carga dinámica:

$$C = \frac{fl}{fn \cdot ft} \cdot F$$

Donde;

C = capacidad de carga dinámica

fl = coeficiente de esfuerzos dinámicos

fn = coeficiente de velocidad

ft = coeficiente de temperatura de servicio

F = carga dinámica equivalente

Entonces;

fl = 4,0 para rodillos para cinta transportadora

fn = 1,188 para 20 rpm

ft = 1 temperatura máxima de 150 °C

La carga equivalente se calcula con la siguiente ecuación;

$$F = X \times Fr + Y \times Fa$$

Donde;

X = coeficiente radial del rodamiento

Y = coeficiente axial del rodamiento

Fr = fuerza radial

Fa = fuerza axial

Entonces;

X = 1 debido a que la relación $Fa/Fr \leq e$ a cualquier valor de e en la tabla

Ya que no existe una fuerza axial que actúe sobre el valor de $Y \times Fa = 0$.

La fuerza radial es la resultante de las componentes Z y Y calculadas anteriormente del eje.

$$Fr = \sqrt{FAz^2}$$

$$Fr = \sqrt{(728,553N)^2}$$

$$Fr = 728,553 N \times \frac{1 KN}{1.000N} = 0,728KN$$

Capacidad de carga dinámica;

$$C = \frac{4,0}{1,188 \times 1} \times (0,728 KN) = 2,45 KN$$

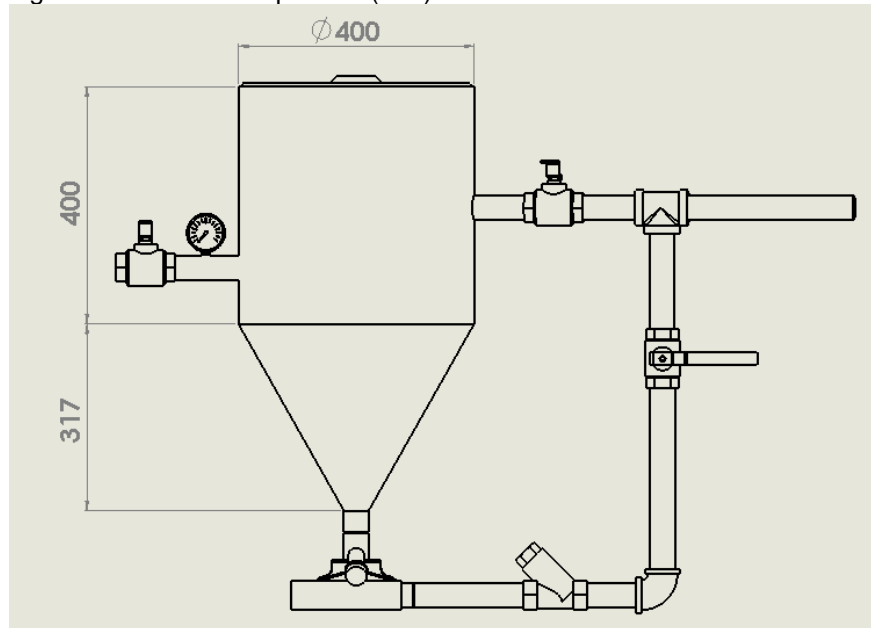
Con el valor de la carga dinámica una vez calculado, el diámetro del eje y la velocidad angular del eje, se consulta el anexo G, catálogo de rodamientos de SKF, en este anexo se hallan las dimensiones y características del soporte donde va el rodamiento y su respectivo acople. Se seleccionaron rodamientos rígidos de una sola hilera de bolas, este tipo de cojinetes soportan cargas axiales y radiales, tanto a altas como a bajas velocidades, su referencia comercial para la empresa SKF es 630304. Esta misma clase de rodamiento se usará tanto para el punto A del eje como para el punto C, debido a que estos dos puntos tienen el mismo diámetro y fuerza de reacción.

5.4 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PRESIÓN

El sistema de presión es el encargado de dar propulsión al abrasivo para impactar la superficie del cristal, este sistema debe manejar niveles de presión que oscilan entre los 50 y 110 psi como máximo, esto debido a que un trabajo de Sand-Blasting se puede ejecutar desde los 50 psi en adelante, pero en circunstancias donde la máquina deba realizar una tarea de tallado, la presión debe ser mayor, pues se habla de 100 a 110 psi, con el objetivo de que en primer lugar la superficie del vidrio sufra un desprendimiento de material y así ir obteniendo el tallado y en segundo lugar con el fin de que la tarea se logre hacer en el menor tiempo posible.

5.4.1 Geometría del tanque a presión. El tanque dispone de las siguientes dimensiones y características que se detallan en la figura 39, su material es acero al carbono, SA-283 grado C, este recipiente a presión se diseñó y calculó con el Manual de recipientes a presión, de Magyesy, el cual se basa en la norma ASME Code for Pressure Vessels, sección VIII, división 1, enfocándose única y exclusivamente en recipientes sometidos a presión interna y externa.

Figura 39. Sistema de presión (mm)



Los tanques a presión se someten a esfuerzos longitudinales y circunferenciales, independiente de su geometría siempre los sufrirán, por lo tanto se deben calcular estos esfuerzos para la selección del material.

✓ Geometría del tanque

Para la geometría del tanque presurizado, la empresa estableció 80 kg de abrasivo como máximo, adicional a esto, quieren continuar con la arena sílice como abrasivo para el proceso de Sand-Blasting, por lo tanto de ahí se parte para fijar una geometría que beneficie lo mayor posible a la máquina en general y satisfacer las necesidades y requerimientos del proceso.

Partiendo de la densidad de la arena sílice y el requerimiento de la masa del abrasivo para el sistema, se obtiene el volumen que ocupa la arena en el tanque.

Entonces;

$$\rho(SiO_2) = \frac{m}{v}$$

Donde;

$\rho(SiO_2)$ = densidad de la arena sílice¹ (1500 kg/m³)

m = masa de la arena sílice (kg)

v = volumen de la arena sílice

$$\rho(SiO_2) = \frac{m}{v}$$

$$v = \frac{m}{\rho(SiO_2)}$$

$$v = \frac{80 \text{ kg}}{1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$v = 0,0533\text{m}^3$$

El tanque a presión tiene una geometría variable, es decir en la parte superior posee un casquete en forma de cilindro, adicional dispone de una sección cónica en la parte baja para garantizar la caída del abrasivo, con el propósito de alimentar al sistema y en ningún momento tener dificultades de suministro por estancamiento del mismo, ocasionando hueco de ratón; por lo tanto para evitar lo mencionado, se asigna un ángulo de caída para el tanque, el cual va a depender del material granulado en cuestión; este ángulo es llamado ángulo de reposo,

¹ RASS. [En línea]. Consultado 18-01-16 Disponible en <http://www.arenasilice.com/productos/arena-silice/>

para el caso de la arena sílice seca es de 28 a 29^{o1} y adicionalmente se debe tener presente que su dimensionamiento logre contener los 80 kg de abrasivo, para esto es necesario hallar su volumen y así lograr una relación entre el volumen de los 80 kg de sílice y el volumen necesario para el contenedor.

✓ Volumen de la sección cilíndrica

$$v = \pi \times r^2 \times h$$

Donde;

v= volumen de la sección cilíndrica (m³)
r= radio del cilindro (0,2 m)
h= altura del cilindro (0,4 m)

Entonces;

$$v = \pi \times (0,2m)^2 \times 0,4m$$

$$v = 0,05026 \text{ m}^3$$

✓ Volumen de la sección cónica truncada

$$vc = \frac{1}{3} \pi \times h \times (R^2 + r^2 + (R \times r))$$

Donde;

vc= volumen de la sección cónica truncada (m³)
R= radio mayor del cono (0,2m)
r= radio menor del cono (0,042 m)
h= altura del cono (0,3107 m)

$$v = \frac{1}{3} \pi \times 0,3107m \times ((0,2m)^2 + (0,042m)^2 + (0,2m \times 0,042m))$$

$$v = 0,01632 \text{ m}^3$$

✓ Volumen total del tanque

$$vt = vc + v$$

Donde;

¹ SCRIBD. [En línea]. Consultado 22-01-16 Disponible en <https://es.scribd.com/doc/238566345/Angulos-de-Reposo#scribd>

v_t = volumen total del tanque (m^3)
 v_c = volumen de la parte cónica (m^3)
 v = volumen de la parte cilíndrica (m^3)

$$v_t = 0,0526m^3 + 0,01632m^3$$

$$v_t = 0,06892m^3$$

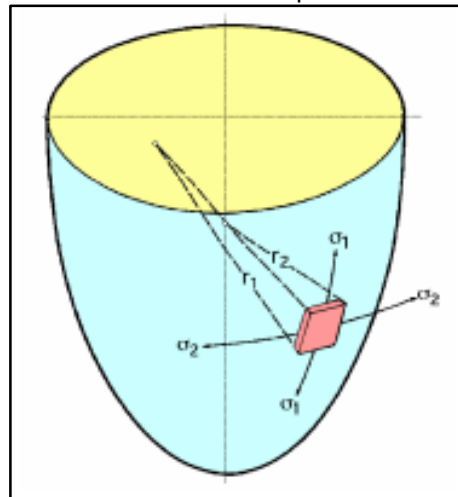
Habiendo obtenido un dimensionamiento del tanque, ahora es posible proceder a calcular los esfuerzos longitudinal y circunferencial, tanto de la sección cónica como la cilíndrica. = Ver la figura 40=.

5.4.2 Cálculo de la sección cónica

La sección cónica, brinda mayor facilidad de caída al abrasivo, previniendo estancamiento de la misma, dirigiéndose hacia la válvula de dosificación donde se halla la mezcla de arena sílice y aire proveniente del compresor donde se aumenta la velocidad del abrasivo para el impacto sobre la superficie del cristal.

La sección cónica debe resistir esfuerzos longitudinales y circunferenciales, como se puede ver en la figura 40.

Figura 40. Esfuerzos longitudinales y circunferenciales en recipientes cónicos



Fuente: <http://files.pfernandezdiez.es/CentralesTermicas/PDFs/08CT.pdf>

✓ Esfuerzo longitudinal de la sección cónica

$$\sigma_1 = \frac{P \times r}{2e \times (\cos\alpha)}$$

Donde;

σ_1 = esfuerzo longitudinal

P= presión máxima de trabajo permitida (psi)

r= radio (pulgadas)

e= espesor de pared (pulgadas)

cos α = ángulo de caída

La presión máxima de trabajo a la que el sistema opera es de 110 psi, pero para efectos de diseño y cálculos se trabaja con una presión un poco mayor, en este caso se emplea una presión de 115 psi dejando un pequeño margen.

El autor asigno un espesor de pared de 3/16 pulg, con base en la necesidad y presión de trabajo que exige el sistema, teniendo presente que este espesor de pared se calcula más adelante para verificar que sea un valor coherente y funcional para el tanque.

$$\sigma_1 = \frac{P \times r}{2e \times (\cos\alpha)}$$

$$\sigma_1 = \frac{115 \text{ psi} \times 7,8740 \text{ pulg}}{2 \times 0,1875 \text{ pulg} \times (\cos 30)}$$

$$\sigma_1 = 2.788,247 \text{ psi}$$

✓ Esfuerzo circunferencial de la sección cónica

$$\sigma_2 = \frac{P \times r}{e \times (\cos\alpha)}$$

Donde;

σ_2 = esfuerzo longitudinal

P= presión máxima de trabajo permitida (psi)

r= radio (pulgadas)

e= espesor de pared (pulgadas)

cos α = ángulo de caída

$$\sigma_2 = \frac{115 \text{ psi} \times 7,8740 \text{ pulg}}{0,1875 \text{ pulg} \times (\cos 30)}$$

$$\sigma_2 = 5.576,495 \text{ psi}$$

Con el cálculo de estos dos esfuerzos a los que estará sometida la sección cónica, se debe seleccionar el material más apropiado para que resista el tanque y no sobrepase el límite de fluencia del material.

✓ Cálculo del espesor de pared de la sección cónica del tanque

Para seleccionar el espesor de pared, más conveniente para las condiciones a las que se somete el tanque, se tienen presente las reglas que impone el manual, esto depende del tipo de servicio que emplea el recipiente a presión interna.

$$t = \frac{P \times D}{2 \cos \alpha (SE - 0,6P)}$$

Donde;

P= presión máxima de trabajo (115 psi)

S= valor de esfuerzo del material (psi)

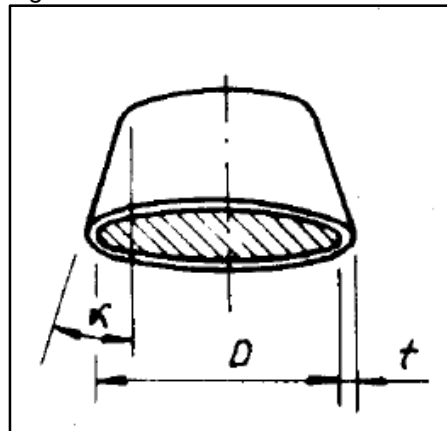
E= eficiencia de la junta

D= diámetro (40 cm, 15,748 pulg)

α = la mitad del ángulo en el vértice (30 grados)

Para una mejor idea de las variables de la fórmula anterior = ver la figura 41=

Figura 41. Sección cónica



Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p20

El factor S, el cual es el valor de esfuerzo del material, se establece en relación a los esfuerzos longitudinal y circunferencial que se calcularon anteriormente, para esto se usa el cuadro 19, en la cual se selecciona un material con un límite de fluencia que soporte los esfuerzos ya calculados y que no vaya a sobrepasar este límite.

Cuadro 19. Propiedades de los materiales, acero al carbono y de bajo contenido de aleación.

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES: ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION Valores máximos de esfuerzo permitido a tensión 1000 lb/pulg ² *												
Especificación		Para temperatura del metal no mayor de, grados F										
Número	Grado	- 20 a 650	700	750	800	850	900	950	1050	1100	1150	1200
SA-283	C	12.7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	-	-	-	-	-
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-181	I	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-350	LF1	15.0	14.4	13.0	10.8	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
	LF2	17.5	16.6	14.8	12.0	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	-	-	-	-	-
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-193	B7 ≤ 2½"	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5	-	-	-
SA-194	2H	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-307	B	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p159

Se selecciona un acero al carbono, SA-283 grado C, con un límite de fluencia de 12.700 psi.







Habiendo seleccionado un material con un límite de fluencia suficiente, para que el esfuerzo mayor al que se somete la sección cilíndrica, en este caso el esfuerzo longitudinal σ_2 no sobrepase el esfuerzo de fluencia del material; a continuación se calcula el factor de seguridad con estos dos valores;

$$F.S. = \frac{12.700 \text{ PSI}}{5.576,495 \text{ psi}} = 2,27$$

Se puede apreciar que el factor de seguridad es suficiente, brindando seguridad al tanque.

El factor E, que es la eficiencia de la junta, se obtiene con el cuadro 20.

Cuadro 20. Eficiencia de juntas

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E		
		Cuando la junta es:		
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p142

El factor E es 0,85 ya que se emplea una soldadura tipo 1, con doble cordón de soldadura a tope y esta es examinada por zonas para garantizar la seguridad y calidad del tanque.

Una vez obtenidos estos factores se procede al cálculo del espesor de pared;

$$t = \frac{115 \text{ psi} \times 15,748 \text{ pulg}}{2 \cos 30^\circ ((12.700 \text{ psi} \times 0,85) - (0,6 \times 115 \text{ psi}))}$$

$$t = 0,09748 \text{ pulg}$$

Como se puede observar en el previo cálculo, el espesor de pared es menor a 3/16 pulgadas, consiguiendo rectificar que el espesor de pared con que se calcularon los esfuerzos longitudinal y circunferencial es verídico y funcional para el sistema.

“Los recipientes de espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para aire comprimido deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado.”¹

Con esto presente se toma 1/3 del espesor calculado;

$$t = \frac{0,09748 \text{ pulg}}{3} = 0,0324 \text{ pulg}$$

$$t = 0,09748 \text{ pulg} + 0,0324 \text{ pulg}$$

$$t = 0,12988 \text{ pulg} \approx 3/16 \text{ pulg}$$

Otorgando el margen por corrosión de 1/3 del valor calculado se normalizó el espesor de pared a 3/16 pulgadas, debido a que el espesor de pared que se ha calculado en condiciones de presión extrema de 115 psi, situación en la cual no se opera el sistema, dado que la presión máxima de trabajo es de 110 psi.

✓ Cálculo de la presión de diseño de la sección cónica

El cálculo de la presión de diseño se realiza con el objetivo de obtener la máxima presión que soporta la sección cónica del tanque y así garantizar seguridad al equipo.

$$P = \frac{2 S E t x \cos \alpha}{D + 1,2 t x \cos \alpha}$$

¹ MEGYESY, Eugene. (1992). Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. p151

Donde;

P= presión de diseño (psi)

S= valor de esfuerzo del material (12.700psi)

E= eficiencia de la junta (0,85)

D= diámetro interior (pulg)

α = la mitad del ángulo en el vértice (30 grados)

Para calcular el diámetro interior del cono, se realiza con el diámetro exterior que es 15,748 pulgadas y el espesor de pared ya previamente calculado, 3/16 pulgadas. Entonces;

$$D = D_{ext} - (2 \times t)$$

Donde;

D= diámetro interno

D ext= diámetro exterior (40 cm, 15,748 pulg)

t= espesor de pared (0,1875 pulg)

$$D = 15,748 \text{ pulg} - (2 \times 0,1875 \text{ pulg})$$

$$D = 15,373 \text{ pulg}$$

Habiendo calculado el diámetro interno del cono, ahora se prosigue a obtener la presión de diseño.

$$P = \frac{2 \times 12.700 \text{ psi} \times 0,85 \times 0,1875 \text{ pulg} \times \cos 30}{15,373 \text{ pulg} + (1,2 \times 0,1875 \text{ pulg}) \times \cos 30}$$

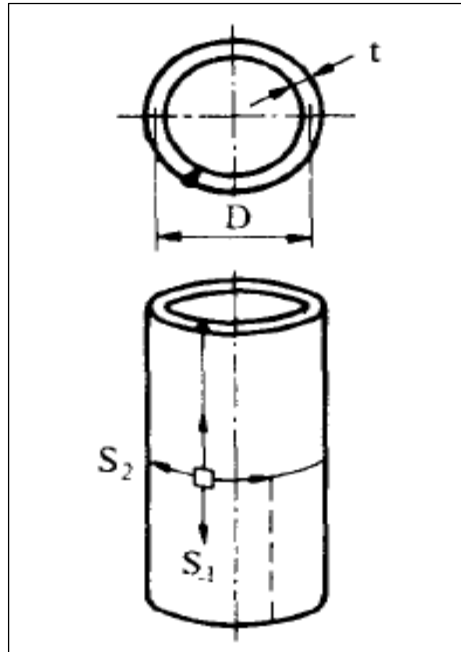
$$P = 225,200 \text{ psi}$$

La presión de diseño es de 225,200 psi y la presión máxima a la que llegaría a operar la máquina es de 110 psi, en otras palabras, se obtuvo un margen de seguridad del 100%, lo cual indica que este margen es más que suficiente, ya que se debe diseñar un recipiente con una presión de diseño mayor que la presión de trabajo por seguridad, como lo indica el manual.

5.4.3 Cálculo del casquete cilíndrico

El casquete o sección cilíndrica es la encargada de contener la mayor parte del abrasivo en el tanque y además servir de inspección y mantenimiento interno del mismo, este tipo de recipientes al igual que el cónico está sometido a esfuerzos longitudinales y circunferenciales como se muestra en la figura 42.

Figura 42. Esfuerzos longitudinal y circunferencial en la sección cilíndrica



Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p14

- ✓ Cálculo del esfuerzo longitudinal del casquete

$$S_1 = \frac{P \times D}{4t}$$

Donde;

P= presión interna (115psi)

D= diámetro del recipiente (15,748 pulgadas)

t= espesor del casquete (0,1875 pulgadas)

Entonces;

$$S_1 = \frac{115 \text{ psi} \times 15,748 \text{ pulg}}{4 \times 0,1875 \text{ pulg}}$$

$$S_1 = 2.414,7 \text{ psi}$$

- ✓ Cálculo del esfuerzo circunferencial del casquete

$$S_2 = \frac{P \times D}{2t}$$

Donde;

P= presión interna (115psi)

D= diámetro del recipiente (15,748 pulgadas)

t= espesor del casquete (0,1875 pulgadas)

Entonces;

$$S_2 = \frac{115 \text{ psi} \times 15,748 \text{ pulg}}{2 \times 0,1875 \text{ pulg}}$$

$$S_2 = 4.829,39 \text{ psi}$$

Como se puede apreciar anteriormente, ninguno de los dos esfuerzos a los que se somete el casco del recipiente excede el límite de fluencia del acero al carbono, SA-283 grado C, con un límite de fluencia de 12.700 psi, por lo tanto se fabrica en el mismo material de la sección cónica.

A continuación se calcula el factor de seguridad, demostrando que el límite de fluencia del material no sea excedido por el esfuerzo circunferencial, el cual es el máximo en la sección cilíndrica.

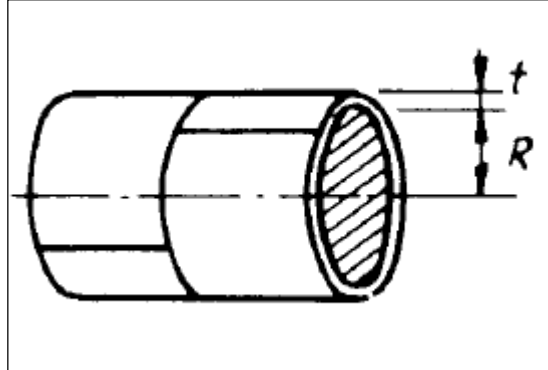
$$F.S. = \frac{12.700 \text{ PSI}}{4.829,39 \text{ psi}} = 2,62$$

Con el cálculo anterior, el factor de seguridad es competente para la sección cilíndrica del tanque, ofreciendo seguridad al sistema de presión.

- ✓ Cálculo del espesor de pared de la sección cilíndrica del tanque

En la figura 43 se puede apreciar las variables que contienen las fórmulas para hallar el espesor de pared y la presión de diseño del casquete.

Figura 43. Sección cilíndrica



Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p18

$$t = \frac{P \times R}{SE - 0,6P}$$

Donde;

P= presión máxima de trabajo (115 psi)
S= valor de esfuerzo del material (12.700psi)
E= eficiencia de la junta
r= radio interior (20 cm, 7,874 pulg)

Entonces;

$$t = \frac{115 \text{ psi} \times 7,874 \text{ pulg}}{12.700 \text{ psi} \times 0,85 - (0,6 \times 115 \text{ psi})}$$
$$t = 0,0844 \text{ pulg}$$

✓ Factor por corrosión

$$t = \frac{0,0844 \text{ pulg}}{3} = 0,0281 \text{ pulg}$$

$$t = 0,0844 \text{ pulg} + 0,0281 \text{ pulg}$$

$$t = 0,1125 \text{ pulg} \approx 3/16 \text{ pulg}$$

El espesor de pared calculado con el factor por corrosión da como resultado un espesor de pared total menor a 3/16 pulgadas, corroborando el cálculo de los esfuerzos longitudinales y circunferenciales del casco.

✓ Cálculo de la presión de diseño del casquete

El cálculo de la presión de diseño se realiza con el objetivo de obtener la máxima presión que soporta la sección cilíndrica o casquete del tanque.

$$P = \frac{S E t}{R + 0,6 t}$$

Donde;

P= presión de diseño (115psi)

S= valor de esfuerzo del material (12.700psi)

t= espesor de pared (3/16 pulg)

E= eficiencia de la junta (0,85)

R= radio interior (7,874pulg)

Para calcular el radio interior del casco, se realiza con el diámetro exterior que es 7,874 pulgadas y el espesor de pared ya previamente calculado, 3/16 pulgadas.

Entonces;

$$D = D \text{ ext} - (2 x t)$$

Donde;

D= diámetro interno

D ext= diámetro exterior (40 cm, 15,748 pulg)

t= espesor de pared (0,1875 pulg)

$$D = 15,748 \text{ pulg} - (2 x 0,1875 \text{ pulg})$$

$$D = \frac{15,373 \text{ pulg}}{2}$$

$$R = 7,686$$

Habiendo obtenido el radio interno del cilindro, ahora se prosigue a obtener la presión de diseño.

$$P = \frac{12.700 \text{ psi} x 0,85 x 0,1875 \text{ pulg}}{7,686 \text{ pulg} + (0,6 x 0,1875 \text{ pulg})}$$

$$P = 259,545 \text{ psi}$$

La presión de diseño es de 259,545 psi y la presión máxima a la que llegaría a operar la máquina es de 110 psi, en otras palabras, se obtuvo un margen de más del 100% otorgando seguridad y confianza de trabajo al tanque.

- ✓ Selección del espesor del cuello para la abertura de inspección del tanque y conexiones

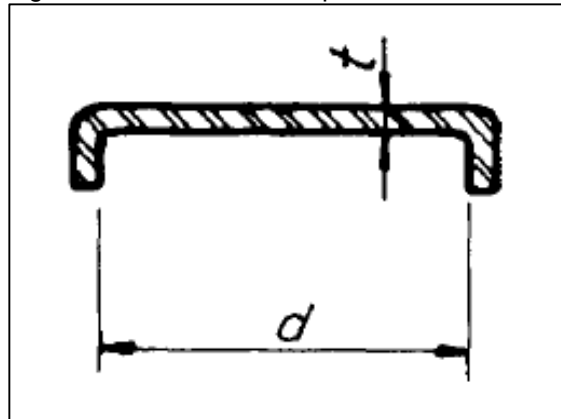
“El espesor de pared del cuello de una tobera u otra conexión que se utilice como abertura de acceso o de inspección no debe ser menor que el espesor calculado para las cargas que soporta, más el margen por corrosión.”¹

Por lo tanto el espesor de pared para el cuello de la abertura de inspección del tanque y conexiones, es de 3/16 pulgadas al igual que el espesor de toda la tolva.

5.4.4 Cálculo de la cabeza del tanque

La cabeza del tanque es circular plana, allí la arena útil que va recolectando el ciclón cae sobre esta, reposa y facilita el ingreso en el instante que el tanque se encuentre vacío. = Ver la figura 44=.

Figura 44. Cabeza del tanque



Fuente: Megyesy, E. Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. 1992, p26

- ✓ Cálculo del espesor de pared de la tapa del tanque

$$t = d \sqrt{\frac{0,13 P}{S x E}}$$

Donde;

¹ MEGYESY, Eugene. (1992). Manual de recipientes a presión. Mexico: EDITORIAL Limusa. P99

P= presión máxima de diseño (170 psi)
 S= valor de esfuerzo del material (12.700psi)
 E= eficiencia de la junta (1)
 d= diámetro interior del casco (15,373 pulgadas)

$$t = 15,373 \text{ pul} \sqrt{\frac{0,13 \times 170 \text{ psi}}{12.700 \text{ psi}}}$$

$$t = 0,6412 \text{ pulg}$$

✓ Factor por corrosión

$$t = \frac{0,6412 \text{ pulg}}{6} = 0,1086 \text{ pulg}$$

$$t = 0,6412 \text{ pulg} + 0,1086 \text{ pulg}$$

$$t = 0,741 \text{ pulg} \approx 3/4 \text{ pulg}$$

Como se puede observar en el anterior resultado el espesor de pared calculado, para una presión de diseño de 170 psi, otorgando un margen de 60 psi por seguridad de la tapa, el espesor para la cabeza del recipiente a presión es de 3/4 de pulgada.

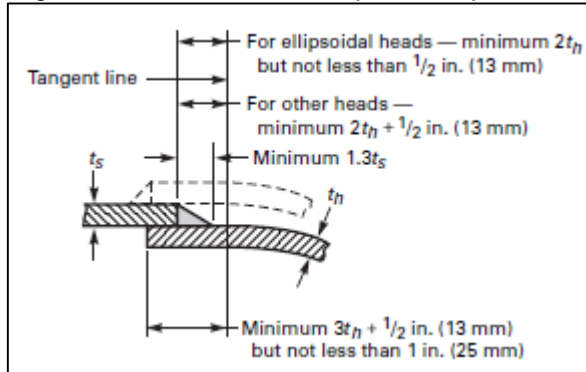
5.4.5 Cálculo de las soldaduras del tanque a presión

Es indispensable conocer el ancho del cordón de soldadura que se debe emplear para unir las secciones del tanque, para su correcto funcionamiento y seguridad de la empresa y operarios.

✓ Soldadura de la tapa plana al casco

Se realiza soldadura en contorno de un solo bisel de la tapa al casco del tanque como se observa en la figura 45.

Figura 45. Soldadura de la tapa al casquete



Fuente: ASME, I. Rules for construction of pressure vessels. New York: ASME.2010, p119

De acuerdo a la figura 43 se calcula el ancho de soldadura de la siguiente manera;

$$w = 1,3 t_s$$

Donde;

w= ancho de la soldadura (pulgadas)

ts= espesor de pared del casco (3/16 pulgadas)

Entonces;

$$w = 1,3 \times 0,1875 \text{ pulg}$$

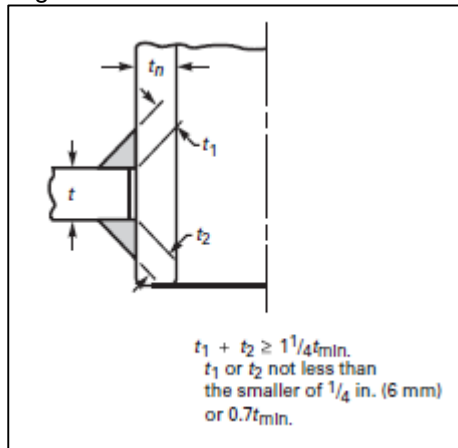
$$w = 0,24375 \text{ pulg}$$

$$w = \frac{1}{4} \text{ pulgada} \approx 6,35 \text{ mm}$$

✓ Soldadura de las conexiones y aberturas

El tanque dispone de tres conexiones, una es entrada de aire al tanque, otra para despresurizar el mismo y la última en la parte baja para conectar la válvula de dosificación, además de estas 3 conexiones cuenta con una puerta de inspección, a continuación se realiza el cálculo de la soldadura para estas, como se muestra en la figura 44.

Figura 46. Soldadura de las conexiones



Fuente: ASME, I. Rules for construction of pressure vessels. New York: ASME. 2010, p128

De acuerdo a la imagen se calcula el ancho del cordón de la soldadura de la siguiente manera;

$$w = 0,7 t_{min}$$

Donde;

w= ancho de soldadura (pulgadas)

tmin= espesor de pared de la sección más delgada (3/16 pulgadas)

Entonces;

$$w = 0,7 \times 0,1875 \text{ pulg}$$

$$w = 0,13125 \text{ pulg}$$

$$w = \frac{3}{16} \text{ pulgada} \approx 4,7625 \text{ mm}$$

Resumen del diseño y selección del tanque a presión.

Material del tanque: Acero al carbón SA-283 grado C

Altura del tanque: 710,7 mm

Ancho del tanque: 400 mm

Espesor de pared: 4,7625 mm

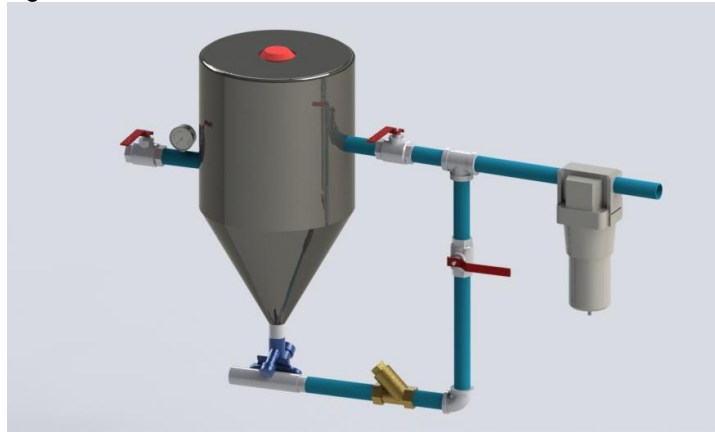
5.4.6 Selección de válvulas y componentes para el sistema de presión.

El tanque de presión posee diferentes válvulas y componentes para cumplir con su función, el principal objetivo de estos elementos es ayudar al transporte tanto del aire como el abrasivo, además de restringir o permitir su paso, para esta selección se ha tenido presente materiales y solicitudes de la empresa. A continuación se nombran y explican cada uno de estos componentes del sistema de presión.

✓ Tubería para el transporte del aire

Para transportar el aire como lo ilustra la figura 47, se selecciona una tubería de 1 ¼ pulgadas de diámetro en acero galvanizado como lo ha solicitado la empresa, dado que la empresa ha querido continuar trabajando con la misma tubería que han venido haciendo el proceso, con la máquina actual.

Figura 47. Circuito de tubería neumática



✓ Válvulas para el paso del aire

Para permitir el paso del aire a través de la tubería y entrar al tanque de presión, se seleccionan tres válvulas de bola de 1 ¼ pulgadas de diámetro, como se muestra en la figura 48, una de ellas se encarga de dar acceso de aire al tanque y de esta manera presurizarlo, la otra válvula tiene la tarea de dejar pasar aire hacia la válvula dosificadora que se encuentra en la parte baja del tanque y la última válvula cumple la función de despresurizar el tanque para recargarlo nuevamente con el abrasivo.

Figura 48. Válvula de bola



Fuente: http://coferval.com/valvula_de_bola

✓ Válvula antirretorno

Antes de la válvula dosificadora, es decir en la parte baja del tanque, se acopla una válvula antirretorno, la cual tiene su cuerpo en latón y da la facilidad de instalación vertical u horizontal, con el fin de impedir que el aire que va a aumentarle la velocidad al abrasivo retorne, con el fin de brindar seguridad y eficiencia al proceso; básicamente esta válvula tiene una esfera en la vía que forma la Y con un tapón al final, de modo que el aire cuando va en la dirección adecuada sube la esfera hasta el final y es estancada por el tapón, pero cuando no haya paso de aire en el sentido correcto la esfera bajará e impedirá que el aire retorne por donde viene, como se observa en la figura 49.

Figura 49. Válvula antirretorno



Fuente: http://www.conexbanninger.com/ES/search.php?brands_id=55&shortcode=1451

✓ Válvula pop-up

La válvula pop-up o válvula de sombrilla es la encargada de permitir que el tanque a presión quede presurizado en el momento del ingreso del aire al recipiente, esta

válvula como se observa en la figura 50, cuenta con un vástago el cual entra en la tubería de mayor diámetro que transporta el aire, brindando libertad de movimiento a la válvula; en el momento que se presuriza el tanque ella sube por efecto de la presión y tapona el tanque para presurizarlo y en el instante que se efectúe la despresurización, esta cae nuevamente para permitir la entrada del abrasivo al tanque que viene de la recuperación que ha hecho el ciclón ya previamente. Esta válvula es proveída por la empresa Colombiana BLASTING EXPERTS, ubicada en la ciudad de Bogotá. Para medidas reales de este tipo de válvulas, se puede ver el anexo H.

Figura 50. Válvula pop-up



Fuente: http://blastingexperts.com/Web_final/portfolio-default.html

✓ Válvula dosificadora

Esta válvula tiene la tarea de regular el caudal de la arena y el abrasivo para hacer la adecuada mezcla de impacto a la superficie del cristal y así realizar el Sand-Blasting, este dispositivo es hecho de hierro fundido y su conducto está recubierto con poliuretano para evitar el desgaste y garantiza la vida útil del mismo como se aprecia en la figura 51 y es proveída por la empresa BLASTING EXPERTS LTDA, ubicada en la ciudad de Bogotá,

Figura 51. Válvula dosificadora



Fuente: http://blastingexperts.com/Web_final/portfolio-default.html

✓ Válvula de seguridad

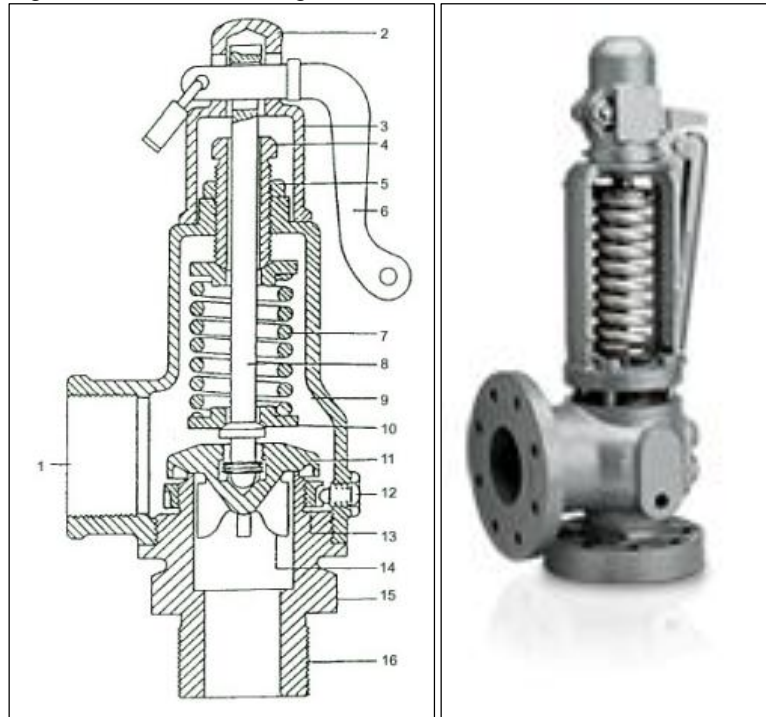
Este dispositivo también llamado válvula de alivio es instalado en la parte superior del tanque a presión, cumpliendo el objetivo de descomprimir el tanque en el instante que se exceda la presión de trabajo establecida, en este caso 115 psi. Básicamente, el elemento trabaja con la misma energía del fluido implicado abriéndose en el momento que se exceda la presión predeterminada y volviéndose a cerrar cuando se restablezca la presión de trabajo a condiciones normales.

Como se logra apreciar en la figura 52, esta válvula cuenta con un muelle el cual es el encargado de ejercer la fuerza mecánica sobre el disco de cierre de la válvula evitando que se escape el aire, cuando la presión de 115 psi es sobrepasada, el muelle es vencido por esta presión y el disco de cierre subirá para permitir que el exceso de aire salga a través de la boca de salida, y de esta manera restablecer las condiciones normales de presión por seguridad e integridad de los operarios y la empresa en general.

A continuación se enumeran las partes de la válvula de seguridad;

1. Boca de salida lateral
2. Caperuza
3. Sombrete
4. Tornillo de ajuste
5. Tuerca de fijación del ajuste
6. Palanca de apertura manual
7. Resorte
8. Vástago
9. Cuerpo
10. Placa del extremo del resorte
11. Disco de cierre de la válvula
12. Tornillo de fijación del anillo de ajuste
13. Anillo de ajuste del escape
14. Elemento de guiado en la parte inferior
15. Asiento
16. Conexión roscada al recipiente

Figura 52. Válvula de seguridad



Fuente: http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/501a600/ntp_510.pdf

✓ Manguera para realizar el Sand-Blasting

Para realizar el trabajo de Sand-Blasting se usa el mismo tipo de manguera que la empresa utiliza en la máquina actual por requerimiento de la misma, es una manguera de diámetro externo de 1 ½ pulgadas en hule natural en su exterior, luego la compone un tubo de hule sintético y finalmente dos capas de refuerzo con cuerda de poliéster, lo cual brinda una larga vida útil de aproximadamente 8 meses.

Cuadro 21. Mangueras de Sand-Blasting

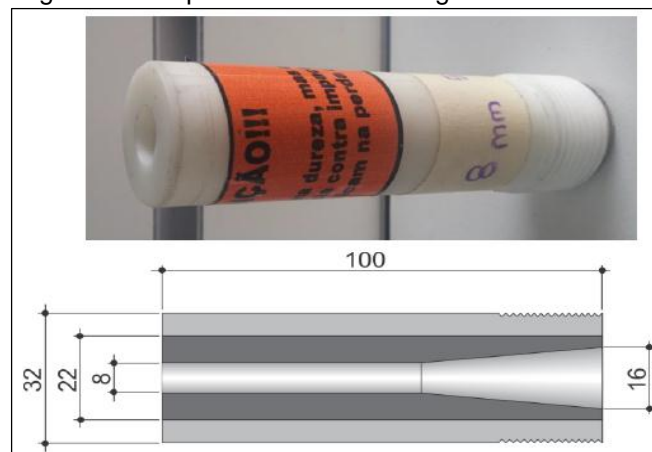
CLAVE	Diam. Int. (pulg)	Diam. Ext. (mm)	Presión de trabajo	Peso Kg/m	Serie MA Manguera de abrasivo	
MANGUERA PARA ABRASIVO DE 2 CAPAS						
MA-1/2	1/2"	31.98	200 PSI	0.860		
MA-1	3/4"	38.33	200 PSI	1.110		
MA-2	1"	47.46	200 PSI	1.700		
MA-3	1-1/4"	53.81	175 PSI	1.960		
MA-4	1-1/2"	60.15	150 PSI	2.250		
MANGUERA PARA ABRASIVO DE 4 CAPAS (REFORZADA)						
MAR-1	3/4"	41.24	280 PSI	1.150		
MAR-2	1"	47.59	230 PSI	1.400		
MAR-3	1-1/4"	53.93	200 PSI	1.800		
MAR-4	1-1/2"	60.28	200 PSI	2.000		

Fuente: <http://chipaxa.com/paginas/Mangueras.htm>

✓ Boquilla de Sand-Blasting

Esta boquilla está en la parte final de la manguera de Sand-Blasting, es la encargada de aumentar la velocidad de salida del abrasivo que sale de la manguera, la selección de esta boquilla se realizó bajo los requerimientos del proceso y la asesoría de la empresa BLASTING EXPERTS LTDA., actualmente la empresa maneja una boquilla en acero la cual es cambiada al día 2 veces, por esta razón la empresa decidió hacer cambio de la boquilla que vienen trabajando hace más de 5 años. La boquilla seleccionada como se muestra en la figura 53, forma en su parte interior un tubo venturi, el cual se encarga de impulsar con más velocidad por el cambio de área, el material de la boquilla es en carburo de tungsteno el cual es un material con propiedades antiabrasivas, otorgando una vida útil de 4 a 5 meses, con 8 horas de trabajo diario y continuo; además viene recubierta en polipropileno para garantizar la integridad de la boquilla en caso de impacto o caída al suelo.

Figura 53. Boquilla de Sand-Blasting



Fuente: http://blastingexperts.com/Web_final/portfolio-

Para su instalación a la manguera, se acopla por medio de un tubo que posee una rosca para poner el porta boquillas, el cual es en acero y por medio de un prisionero como se observa en la figura 54, se instala la boquilla.

Figura 54. Porta boquilla



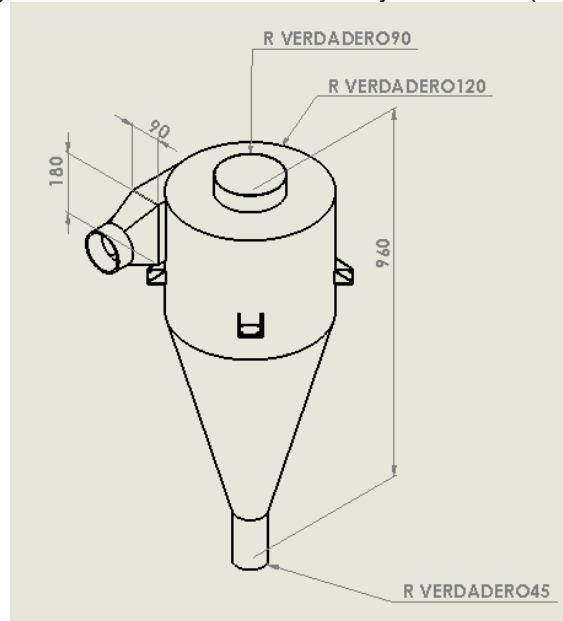
Fuente: Industrias Vitales

5.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RECOLECCIÓN Y EXTRACCIÓN

El sistema de recolección, tiene la función en la máquina de recoger el abrasivo resultante de la tarea de Sand-Blasting en la cabina, por medio de un ciclón, su tarea principal, es separar un sólido de una corriente gaseosa en este caso aire, de esta manera su misión es retornar al sistema de presión el abrasivo que aún es útil y el polvo menos denso con el aire será extraído a la atmósfera, ofreciendo un ambiente más amigable para la empresa y lo más importante disminuir el tiempo de recarga en el sistema de presión.

5.5.1 Ciclón. El ciclón cuenta con las dimensiones que se observan en la figura 51, su material es lámina cold rolled calibre 14, este separador de sólidos y gases se diseñó y calculó con la ayuda de una revista de ingenierías de la Universidad de Medellín; con una sección específica de Diseño óptimo de ciclones entre las páginas 123 a la 139 el cual se puede apreciar en el anexo I.

Figura 55. Sistema de recolección y extracción (mm)



Existen 3 familias de ciclones dependiendo la necesidad, ciclones convencionales, ciclones de alta eficiencia y ciclones de alta capacidad. Los de alta eficiencia tienen la ventaja sobre los ciclones convencionales de capturar partículas de hasta $5\mu\text{m}$ con eficiencias de hasta el 90% y alcanzando aún mayor eficiencia con partículas más grandes en comparación a los convencionales y por último los ciclones de alta capacidad se diferencian de los ya mencionados puesto que son diseñados y garantizados para coleccionar partículas mayores a $20\mu\text{m}$; por lo que se ha establecido calcular y diseñar un ciclón de alta capacidad, puesto que las partículas que debe coleccionar son arena sílice 120 la cual es la usada actualmente

en la empresa y con la que se desea continuar trabajando. En la figura 56 se puede apreciar el tamaño de partícula para la arena sílice 120.

Figura 56. Tamaño de partícula para la arena sílice

NUMERO DE MALLA	EQUIVALENCIA EN MM
Arena sílice 8 - 14	(2.36 a 1.40 mm)
Arena sílice 8 - 16	(2.36 a 1.18 mm)
Arena sílice 8 - 20	(2.36 a 0.850 mm)
Arena sílice 10 - 20	(2.00 a 0.850 mm)
Arena sílice 14 - 30	(1.40 a 0.600 mm)
Arena sílice 16 - 30	(1.18 a 0.600 mm)
Arena sílice 20 - 30	(0.850 a 0.600 mm)
Arena sílice 30 - 40	(0.600 a 0.425 mm)
Arena sílice 40 - 50	(0.425 a 0.300 mm)
Arena sílice 16 - 50	(1.18 a 0.300 mm)
Arena sílice 50- 60	(0.300 a 0.250 mm)
Arena sílice 80 - 90	(0.180 a 0.164 mm)
Arena sílice 100+	(0.150 a 0.053 mm)

Fuente: <http://www.silicasredgravasyarenas.com/productos-y-servicios/arena-silica/>

Considerando la tabla anterior, se puede ver que la arena sílice mayor a 100 tiene un rango de tamaño de partícula que varía entre los 0,150 y 0,053 mm, de modo que para efectos del diseño se toma el tamaño de partícula más pequeño es decir 0,053 mm o 53 µm.

En el cuadro 22 se puede ver las características dimensionales para la familia de ciclones de alta capacidad el cual es el tipo de ciclón que satisface la necesidad del proceso y se diseña con base en el ciclón de alta capacidad tipo Stairmand.

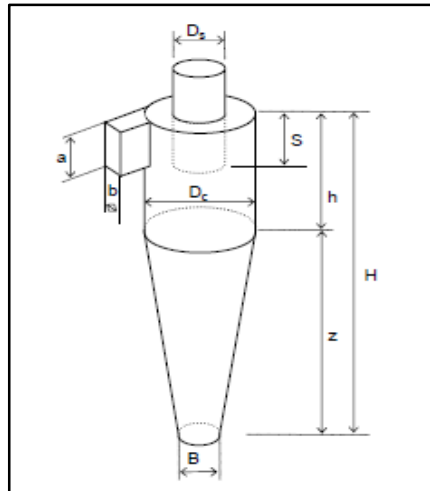
Cuadro 22. Características dimensionales de los ciclones de alta capacidad

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón	
		Stairmand	Swift
Diámetro del ciclón	Dc/Dc	1.0	1.0
Altura de entrada	a/Dc	0.75	0.8
Ancho de entrada	b/Dc	0.375	0.35
Altura de salida	S/Dc	0.875	0.85
Diámetro de salida	Ds/Dc	0.75	0.75
Altura parte cilíndrica	h/Dc	1.5	1.7
Altura parte cónica	z/Dc	2.5	2.0
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.7
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.375	0.4
Factor de configuración	G	29.79	30.48
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	7.96
Número de vórtices	N	3.7	3.4

Fuente: Echeverry, C. Diseño óptimo de ciclones. Colombia: Revista de ingenierías, Universidad de Medellín. 2006, p127

Para una mejor idea del cuadro 22 = ver la figura 57=.

Figura 57. Dimensiones de un ciclón industrial



Fuente: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=75050911>

✓ Cálculo de diámetro del ciclón

$$D_c = \sqrt{\frac{A_i}{a \times b}}$$

Donde;

D_c = diámetro del ciclón (m)

A_i = área del ciclón (m^2)

a = altura de entrada

b = ancho de entrada

Para el cálculo del diámetro se debe tener presente principalmente el caudal de aire y en segundo lugar la velocidad de entrada al ciclón, esta velocidad de entrada varía entre los 15,2 y 27,4 m/seg, en consecuencia para este caso se toma una velocidad de entrada de 19 m/seg.

Industrias Vitales S.A.S. dispone de un compresor que maneja un caudal de 20 m^3 /min y además cuenta con un acumulador de 1 m^3 , teniendo estos datos presentes se tiene un punto de partida para el diseño del ciclón.

✓ Cálculo del área del ciclón

$$A_i = \frac{Q}{V_i}$$

Donde;

Ai= área del ciclón (m²)

Q= caudal de la corriente (m³/seg)

Vi= velocidad de entrada al ciclón (19 m/seg)

$$Q = 20 \frac{m^3}{min} \times \frac{1 min}{60 seg}$$

$$Q = 0,3 \frac{m^3}{seg}$$

Ahora;

$$Ai = \frac{0,3 \frac{m^3}{seg}}{19 \frac{m}{seg}}$$

$$Ai = 0,0157 m^2$$

Habiendo hallado el área, ahora es posible calcular el diámetro del ciclón.

$$Dc = \sqrt{\frac{Ai}{a \times b}}$$

$$Dc = \sqrt{\frac{0,0157 m^2}{0,75 \times 0,375}}$$

$$Dc = 0,24 m$$

Con el diámetro del ciclón calculado y siendo menor a 1m se puede conocer que se requiere solo de un ciclón y no es necesario tener más ciclones en paralelo; ahora se dimensiona el resto del ciclón dado que su dimensionamiento se ejecuta con relación al diámetro como se puede observar en el cuadro 23. Para detallar las dimensiones del ciclón =ver el cuadro 23=.

Cuadro 23. Dimensiones del ciclón

DIMENSION	NOMENCLATURA	STAIRMAND	VALOR CALCULADO EN (metros)
ÁREA DEL CICLÓN	Ai		0,015789474
DIÁMETRO DEL CICLÓN	Dc	1	0,24
ALTURA DE ENTRADA	a	0,75	0,18

Cuadro 23 (Continuación)

ANCHO DE ENTRADA	b	0,375	0,09
ALTURA DE SALIDA	S	0,875	0,21
DIÁMETRO DE SALIDA	Ds	0,75	0,18
ALTURA PARTE CILÍNDRICA	h	1,5	0,36
ALTURA PARTE CÓNICA	z	2,5	0,6
ALTURA TOTAL DEL CICLÓN	H	4	0,96
DIÁMETRO DE SALIDA PARTÍCULAS	B	0,375	0,09
FACTOR DE CONFIGURACIÓN	G	29,79	29,79
NÚMERO DE CABEZAS DE VELOCIDAD	NH	8	8
NÚMERO DE VÓRTICES	N	3,7	3,7

Con las dimensiones del ciclón ya calculadas y establecidas se prosigue a calcular la eficiencia del mismo, pero para esto es indispensable calcular otras variables que actúan en él.

✓ Cálculo de la velocidad equivalente

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \times g \times \mu \times (\rho_p - \rho)}{3 \times \rho^2}}$$

Donde;

W= velocidad equivalente

g= gravedad (9,82 m/ seg²)

μ = viscosidad dinámica del gas a condiciones de operación (kg/m.seg)

ρ_p = densidad de la partícula¹ (1500 kg/ m³)

ρ = densidad del gas (kg/ m³)

Las condiciones de operación del ciclón son a condiciones de trabajo, es decir a presión atmosférica, de este modo se procede a hallar los valores de densidad y viscosidad dinámica, con ayuda de los cuadros 24 y 25.

La altura en Bogotá es de 2.630 m, es decir la presión de Bogotá es menor que la presión a nivel del mar, por tal razón su densidad disminuye también; de manera que, como se puede ver en el cuadro 24 hay tres valores para la densidad y para este caso se trabaja con la densidad promedio y es necesario ejecutar una interpolación para hallar el valor de la densidad a la altura de Bogotá, que es donde se instalará la máquina.

¹ RASS. [En línea]. Consultado 18-01-16 Disponible en <http://www.arenasilice.com/productos/arena-silice/>

Cuadro 24. Densidad del aire a diferentes alturas

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m ³)	Promedio (kg/m ³)	Máximo (kg/m ³)
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

Fuente: <http://www.inti.gov.ar/cirsoc/pdf/102/comentarios/tablasC102.pdf>

Realizando la interpolación entre los valores de 2438 y 2743 m se halló una densidad del aire a 2630m sobre el nivel del mar de 0,946 kg/ m³

Para el caso de la viscosidad dinámica se debe saber el valor también a la temperatura de Bogotá ya que esta depende directamente de la temperatura, para esto se realizó nuevamente una interpolación, =ver el cuadro 25=. Se ejecutó entre los valores de 250 y 300 °K, dado que la temperatura promedio de Bogotá es de 287,15 °K y se obtuvo un valor de 1,855 EXP⁻⁵ kg/m.seg, siendo esta la viscosidad dinámica a la temperatura de Bogotá.

Cuadro 25. Viscosidad Dinámica del aire a diferentes temperaturas

Temperatura (K)	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/kg°C	Conductividad térmica k W/m°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)
100	3,6010	1,027	0,0092	0,692	1,92
150	2,3675	1,010	0,0137	1,028	4,34
200	1,7684	1,006	0,0181	1,329	7,49
250	1,4128	1,005	0,0223	1,488	10,53
300	1,1774	1,006	0,0262	1,983	16,84
400	0,8826	1,014	0,0336	2,286	25,90
500	0,7048	1,030	0,0404	2,671	37,90
600	0,5879	1,055	0,0466	3,018	51,34
700	0,5030	1,075	0,0523	3,332	66,25
800	0,4405	1,098	0,0578	3,625	82,29
900	0,3925	1,121	0,0628	3,899	99,30
1000	0,3524	1,142	0,0675	4,152	117,80
1200	0,2947	1,179	0,0782	4,690	159,10
1400	0,2515	1,214	0,0891	5,170	205,50
1600	0,2211	1,248	0,1000	5,630	254,50
1800	0,1970	1,287	0,1110	6,070	308,10
2000	0,1762	1,338	0,1240	6,500	369,00
2500	0,1394	1,688	0,1750	7,570	543,50

Fuente: <http://personales.unican.es/rene/doc/Trasparencias%20WEB/Trasp%20Termo%20y%20MF/00%20GRADOS/Tablas%20Termo.pdf>

Con estos datos obtenidos ahora se es posible calcular la velocidad equivalente.

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \times g \times \mu \times (\rho_p - \rho)}{3 \times \rho^2}}$$

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \times 9,82 \frac{m}{seg^2} \times 1,855E^{-5} \frac{kg}{m \cdot seg} \times \left(1500 \frac{kg}{m^3} - 0,946 \frac{kg}{m^3}\right)}{3 \times \left(0,946 \frac{kg}{m^3}\right)^2}}$$

$$W = 0,740 \frac{m}{seg}$$

✓ Cálculo de la velocidad de saltación

La velocidad de saltación se calcula con base a las propiedades físicas del material a coleccionar, el fluido y dimensiones del ciclón, con el objetivo de garantizar la eficiencia optima y eficaz de coleccion, puesto que con una velocidad de entrada muy alta al ciclón puede ocurrir una resuspensión del material capturado disminuyendo la eficiencia de coleccion y a velocidades muy bajas, se puede generar sedimentación de las partículas afectando de igual manera la eficiencia.

Por eso es indispensable hallar la velocidad de saltación, la cual permite tener una relación entre la velocidad de entrada y la ya mencionada, para garantizar la

eficiencia del ciclón, pues si esta relación es mayor a 1,35 quiere decir que existirá una resuspensión del material ya capturado.

$$V_s = \frac{4,913 \times W \times K_b^{0,4} \times D_c^{0,067} \times \sqrt[3]{V_i^2}}{\sqrt[3]{1 - K_b}}$$

Donde;

V_s = velocidad de saltación (m/seg)

W = velocidad equivalente (m/seg)

K_b = relación de b/D_c

D_c = diámetro del ciclón (metros)

V_i = velocidad de entrada (19m/seg)

$$V_s = \frac{4,913 \times 0,740 \frac{m}{seg} \times \frac{0,09 m^{0,4}}{0,24 m} \times 0,24 m^{0,067} \times \sqrt[3]{\left(19 \frac{m}{seg}\right)^2}}{\sqrt[3]{1 - \frac{0,09 m}{0,24 m}}}$$

$$V_s = 18,58 \frac{m}{seg}$$

✓ Relación de velocidades

$$\frac{V_i}{V_s}$$

Donde;

V_i = velocidad de entrada (19 m/seg)

V_s = velocidad de saltación (18,58m/seg)

$$\frac{19 \frac{m}{seg}}{18,58 \frac{m}{seg}} = 1,02$$

Apreciando la anterior operación la relación de velocidades es menor a 1,35 es decir, no habrá resuspensión del material ya capturado, ya que de lo contrario, la caída de presión sería mayor y en consecuencia la potencia del ventilador aumentaría.

- ✓ Cálculo del volumen del ciclón evaluado sobre la salida

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} x \left(S - \frac{a}{2} \right) x (Dc^2 - Ds^2)$$

Donde;

V_{sc} = volumen del ciclón evaluado sobre la salida (m^3)

S = altura de salida (m)

a = altura de entrada (m)

Dc = diámetro del ciclón (m)

Ds = diámetro de salida (m)

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} x \left(0,21 m - \frac{0,18}{2} m \right) x ((0,24 m)^2 - (0,18m)^2)$$

$$V_{sc} = 0,002375 m^3$$

- ✓ Cálculo de la longitud natural del ciclón

$$L = 2,3 x Ds x \sqrt[3]{\frac{Dc^2}{a x b}}$$

Donde;

L = longitud natural del ciclón

Dc = diámetro del ciclón (m)

Ds = diámetro de salida (m)

a = altura de entrada (m)

b = ancho de entrada (m)

$$L = 2,3 x 0,18 m x \sqrt[3]{\frac{(0,24 m)^2}{0,18 m x 0,09 m}}$$

$$L = 0,6318 m$$

Con este valor ya obtenido se debe cumplir la siguiente condición, $L < H - S$

Entonces,

$$L < H - S$$

$$0,6318 m < 0,96 m - 0,21 m$$

$$0,623 \text{ m} < 0,75 \text{ m}$$

Esta condición indica que la altura natural del ciclón, la cual corresponde a la longitud necesaria para iniciar el vórtice ascendente, debe ser menor a la resta de H que es la altura total del ciclón y S que corresponde a la altura de la salida. Como esta condición se cumple se procede a realizar el cálculo del volumen evaluado sobre la longitud natural del ciclón.

✓ Cálculo del factor de dimensiones lineales

$$Kl = Dc - (Dc - B) \times \frac{S + L - h}{z}$$

Donde;

Kl= factor de dimensiones lineales (m)

Dc= diámetro del ciclón (m)

B= diámetro de salida (m)

S= altura de salida (m)

L= longitud natural del ciclón (m)

h= altura parte cilíndrica (m)

$$Kl = 0,24 \text{ m} - (0,24 \text{ m} - 0,09 \text{ m}) \times \frac{0,21 \text{ m} + 0,6318 \text{ m} - 0,36 \text{ m}}{0,6 \text{ m}}$$

$$Kl = 0,119 \text{ m}$$

✓ Cálculo del volumen del ciclón evaluado sobre la longitud natural

$$VR = \frac{\pi}{4} \times Dc^2 \times (h - S) + \frac{\pi}{12} \times Dc^2 \times (L + s - h) \times \left(1 + \frac{Kl}{Dc} + \left(\frac{Kl}{Dc}\right)^2\right) - \frac{\pi}{4} \times Ds^2 \times L$$

Donde;

VR= volumen del ciclón evaluado sobre la longitud natural (m)

Dc= diámetro del ciclón (m)

Ds= diámetro de salida (m)

h= altura parte cilíndrica (m)

S= altura de salida (m)

Kl= factor de dimensiones lineales (m)

L= longitud natural del ciclón

$$\begin{aligned}
VR &= \frac{\pi}{4} x(0,24m)^2 x(0,36m - 0,21m) \\
&+ \frac{\pi}{12} x(0,24m)^2 x(0,6318m + 0,21m - 0,36m) x \left(1 + \frac{0,119m}{0,24m}\right) \\
&+ \left(\frac{(0,19m)^2}{(0,24m)^2}\right) - \frac{\pi}{4} x(0,18m)^2 x 0,6318m
\end{aligned}$$

$$VR = 0,00338 m^3$$

- ✓ Cálculo de la relación entre la altura de entrada y el diámetro del ciclón

$$Ka = \frac{a}{Dc}$$

Donde;

Ka= relación entre la altura de entrada y el diámetro del ciclón

a= altura de entrada del ciclón (m)

Dc= diámetro del ciclón (m)

$$Ka = \frac{0,18 m}{0,24 m}$$

$$Ka = 0,75$$

- ✓ Cálculo de la relación entre el ancho de entrada y el diámetro del ciclón

$$Kb = \frac{b}{Dc}$$

Donde;

Kb= relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón

b= ancho de entrada del ciclón (m)

Dc= diámetro del ciclón (m)

$$Kb = \frac{0,09 m}{0,24 m}$$

$$Kb = 0,375$$

- ✓ Cálculo del factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón

$$Kc = \frac{V_{sc} + \frac{VR}{2}}{Dc^3}$$

Donde;

Kc= factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón

Vsc= volumen del ciclón evaluado sobre la salida (m³)

Dc= diámetro del ciclón (m)

$$Kc = \frac{0,002375m^3 + \frac{0,00338 m^3}{2}}{(0,24m)^3}$$

$$Kc = 0,2943$$

- ✓ Cálculo del factor de configuración

$$G = \frac{8 \times Kc}{(Ka \times Kb)^2}$$

Donde;

G= factor de configuración

Kc= factor dimensional de las proporciones volumétricas

Ka= relación entre la altura de entrada y el diámetro del ciclón

Kb= relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón

$$G = \frac{8 \times 0,2943}{(0,75 \times 0,375)^2}$$

$$G = 29,76$$

Con el resultado anterior se comprueba, que el factor de configuración para el ciclón, fue probado con el factor de configuración para la familia de ciclones de alta capacidad tipo Stairmand, establecido por el autor de la bibliografía de 29,79 como se pudo observar en el cuadro 22.

- ✓ Cálculo del exponente de vórtice

$$n = 1 - (1 - 0,67 \times Dc^{0,14}) \times \left(\frac{T}{283}\right)^{0,3}$$

Donde;

n= exponente de vórtice

Dc= diámetro del ciclón (m)

T= temperatura del gas (°k)

$$n = 1 - (1 - 0,67x(0,24 m)^{0,14}) x \left(\frac{287,15 \text{ } ^\circ k}{283} \right)^{0,3}$$

$$n = 0,546$$

✓ Cálculo del tiempo de relajación

$$Ti = \frac{\rho p \times Dpi^2}{18 \times \mu}$$

Donde;

Ti= tiempo de relajación (seg)

pp= densidad de la partícula (kg/ m³)

Dpi= diámetro de la partícula (0,000053m)

μ= viscosidad del gas (kg/m.seg)

$$Ti = \frac{1500 \frac{kg}{m^3} \times (5,3 E^{-5} m)^2}{18 \times 1,855 E^{-5} \frac{kg}{m.seg}}$$

$$Ti = 0,0126 \text{ seg}$$

✓ Cálculo del número de giros

Este valor representa el número de vórtices que el gas ejecuta en el interior del ciclón, para cumplir con su objetivo; como se puede observar en el cuadro 22, el valor de N normal para los ciclones de alta capacidad es de 3,7.

$$N = \frac{1}{a} \times \left(h + \frac{z}{2} \right)$$

Donde;

N= número de vórtices

a= altura de la entrada en el ciclón (m)

h= altura de la parte cilíndrica del ciclón (m)

z= altura de la parte cónica del ciclón (m)

$$N = \frac{1}{0,18 \text{ m}} \times \left(0,36 \text{ m} + \frac{0,6 \text{ m}}{2} \right)$$

$$N = 3,66 \approx 3,7$$

✓ Cálculo de la eficiencia

$$\eta_i = 1 - EXP \left[-2 \times \left(\frac{G \times Ti \times Q \times (n + 1)}{Dc^3} \right)^{\frac{0,5}{n+1}} \right]$$

Donde;

η_i = eficiencia del ciclón

G= factor de configuración

Ti= tiempo de relajación (seg)

Q= caudal de la corriente de gas (kg/ m³)

n= exponente de vórtice

Dc= diámetro del ciclón (m)

$$\eta_i = 1 - EXP \left[-2 \times \left(\frac{29,79 \times 0,0126 \text{ seg} \times 0,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0,546 + 1)}{(0,24\text{m})^3} \right)^{\frac{0,5}{0,546+1}} \right]$$

$$\eta_i = 0,987 \times 100$$

$$\eta_i = 98,7 \%$$

✓ Cálculo del número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón

$$NH = K \times \frac{a \times b}{Ds^2}$$

Donde;

K= contante (16 para la entrada tangencial en el ciclón)

a= altura de entrada del ciclón (m)

b= ancho de entrada del ciclón (m)

Ds= diámetro de salida del ciclón (m)

$$NH = 16 \times \frac{0,18\text{m} \times 0,09\text{m}}{(0,18\text{m})^2}$$

$$NH = 8$$

✓ Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times \rho \times V_i^2 \times NH$$

Donde;

ΔP = caída de presión en el ciclón (Pascuales)

ρ = densidad del gas (0,946 kg/ m³)

V_i = velocidad de entrada en el ciclón (19m/seg)

NH = número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón (8)

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times 0,946 \frac{kg}{m^3} \times \left(19 \frac{m}{seg}\right)^2 \times 8$$

$$\Delta P = 1366,024 Pas$$

Finalmente se ha obtenido una serie de valores, los cuales señalan una eficiencia del ciclón de 98,7 %, demostrando que el ciclón cumplirá claramente con su objetivo; además, la caída de presión está dentro del rango normal según lo especifica el autor de la guía, puesto que la caída de presión está por debajo de 2488,16 Pas, dado que de lo contrario los requerimientos de potencia del ventilador aumentarían si llegara a sobrepasar este rango.

Puesto que la eficiencia del ciclón es del 98,7% quiere decir que el 1,3 % restante será el polvo menos denso, que tal vez no es visible para el ojo humano y que a su vez es muy perjudicial para la salud humana, por esta razón el autor recomienda instalar una bolsa de colección a la salida del ciclón, o preferiblemente instalar una tubería la cual saque este polvo hacia la atmósfera, tarea la cual no corresponde al autor del proyecto.

5.6 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL VENTILADOR

El ventilador en el funcionamiento de la máquina, cumple la tarea de crear succión a la arena sílice que va resultando del proceso de Sand-Blasting, la cual va cayendo en la tolva de la cabina, para luego darle impulsión hacia el ciclón, para que este separador de sólidos y gases cumpla su labor de recolectar la arena útil y retornarla al tanque a presión y expulsar a la atmósfera el aire.

5.6.1 Potencia del ventilador. Para calcular la potencia necesaria que el ventilador debe suministrar para crear la succión necesaria al abrasivo, es necesario obtener la caída de presión total que se genera por la caída de presión en la tubería y en el ciclón, de tal forma que el ventilador venza esa presión y cumpla con el objetivo de transportar la arena desde la tolva de la cabina hacia el recolector.

✓ Selección de la tubería de transporte de abrasivo

La tubería que se ha seleccionado para el transporte del abrasivo es una manguera en poliuretano antiestática, con refuerzo interno en espiral de acero cobrado, la cual tiene propiedades anti abrasivas, como se logra ver en la figura 58. La manguera posee un diámetro de 5 pulgadas o 127 mm como se puede apreciar en el anexo J.

Figura 58. Tubería de poliuretano antiestática



Fuente: <http://espiroflex.com/productos/tubos-de-aireacion/tubo-poliuretano-m/>

✓ Velocidad del fluido

En primera instancia, es indispensable conocer la velocidad con la que se transporta el fluido, para luego calcular el número de Reynolds y saber si el flujo es laminar, transitorio o turbulento.

$$v = \frac{Q}{A}$$

Donde,

v= velocidad del fluido (pies/min)

Q= caudal (635,664 cfm)

A= area (pies²)

Primero es necesario conocer el área de la sección transversal de la tubería.

$$A = \pi x r^2$$

Donde;

A= área (pies²)

r= radio de la sección transversal (0,20828 pies)

Entonces;

$$A = \pi x r^2$$

$$A = \pi x (0,20828 \text{ pies})^2$$

$$A = 0,136 \text{ pies}^2$$

$$A = 0,136 \text{ pies}^2 x \frac{1 \text{ m}^2}{10,763 \text{ pies}^2} = 0,0126 \text{ m}^2$$

Ahora;

$$v = \frac{635,664 \text{ cfm}}{0,136 \text{ pies}^2}$$

$$v = 4.674 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

$$v = 4.764 \frac{\text{pies}}{\text{min}} x \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} x \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 24,201 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

✓ Numero de Reynolds

Con datos obtenidos en los numerales 5.5.1 donde se hallaron la densidad del aire y la viscosidad a condiciones ambientales en Bogotá, es posible calcular el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho x v x D}{\mu}$$

Donde;

Re= número de Reynolds (adimensional)

ρ = densidad del fluido (0,946 kg/ m³)

v= velocidad del fluido (24,201m/seg)

D= diámetro de la tubería (0,127m)

Entonces;

$$Re = \frac{0,946 \frac{kg}{m^3} \times 24,201 \frac{m}{seg} \times 0,127 m}{1,855 E^{-5} \frac{kg}{m \cdot seg}}$$

$$Re = 1,56 E^5$$

Ya que el Reynolds es mayor a 4.000, es un flujo turbulento.

✓ Rugosidad según el material de la tubería

Para obtener la rugosidad de la tubería se usa la figura 59, en la cual se selecciona la rugosidad del plástico, puesto que la tubería que se usara es en poliuretano el cual es un polímero.

Figura 59. Factor de rugosidad

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Fuente: Mott, R. Mecánica de fluidos. México: PEARSON Educación. 2006, p235

Se obtuvo una rugosidad de $3,0 E^{-7}$ m gracias a la tabla anterior tomada del libro de Mecánica de fluidos de Robert Mott.

✓ Relación diámetro y rugosidad

$$\frac{\epsilon}{D}$$

Donde;

D= diámetro de la tubería (0,127 m)
ε= rugosidad del material (3,0 E⁻⁷ m)

Entonces;

$$\frac{3E^{-7}m}{0,127m} = 2,363E^{-6}$$

✓ Factor de fricción

Con los dos datos hallados anteriormente, es decir número de Reynolds y rugosidad del material, se obtuvo el factor de fricción de 0,018 por medio del diagrama de Moody, el cual se encuentra en el anexo K.

✓ Cálculo de la caída de presión en la tubería

Con el dato de factor de fricción conseguido previamente, se calcula la caída de presión en la tubería que transportará el abrasivo.

$$\Delta P = hL \times \gamma$$

Pero;

$$hL = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$\gamma = \rho \times g$$

Entonces;

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \times \rho \times g$$

Finalmente;

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2 \rho}{2}$$

Donde;

ΔP= caída de presión (Pascales)
f= factor de fricción (0,018)
L= longitud de la tubería (6 m)
D= diámetro de la tubería (0,127 m)

v= velocidad del fluido (24,201 m/seg)
 ρ= densidad del fluido (0,946 kg/ m³)

Entonces;

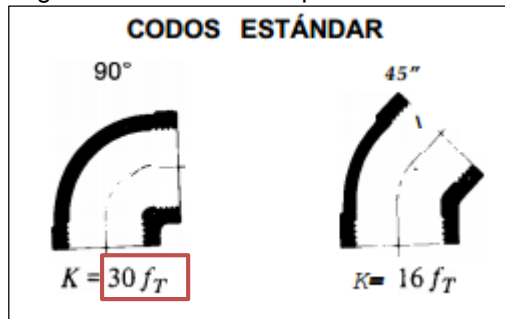
$$\Delta P = 0,018 \times \frac{6m}{0,127 m} \times \frac{\left(24,201 \frac{m}{seg}\right)^2}{2} \times 0,946 \frac{kg}{m^3}$$

$$\Delta P = 235,58 \text{ Pascales}$$

✓ Cálculo de la caída de presión en los codos

Para lograr obtener la caída de presión en los codos de la tubería, se debe conocer el factor de resistencia K, el cual depende del tipo de accesorio instalado en la tubería, para esto observar la figura 60.

Figura 60. Valores de K para codos



Fuente: <https://operaciones1.files.wordpress.com/2009/05/accesorios-en-valvulas-y-tuberias-crane1.pdf>

Debido a que la tubería no tendrá accesorios instalados en ella, pero sí tendrá 4 cambios de dirección a 90 grados se toma el factor de resistencia K de 30 como se observa en la imagen anterior y se usa la siguiente fórmula;

$$\Delta P = f \times K \times \frac{v^2 \rho}{2}$$

Donde;

ΔP= caída de presión (Pascales)
 f= factor de fricción (0,026)
 K= factor de resistencia (30)
 v= velocidad del fluido (24,201 m/seg)
 ρ= densidad del fluido (0,946 kg/ m³)

Entonces;

$$\Delta P = 0,018 \times 30 \times \frac{24,201 \left(\frac{m}{seg} \right)^2 \times 0,946 \frac{kg}{m^3}}{2}$$

$$\Delta P = 149,7 \text{ Pascales}$$

$$\Delta P = 4 \times 149,7 \text{ Pascales}$$

$$\Delta P = 598,83 \text{ Pascales}$$

✓ Cálculo de la caída de presión total

Habiendo calculado la caída de presión en la tubería, en los codos y previamente en el ciclón en el numeral 5.5.1, se procede a calcular la caída de presión total.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{tub} + \Delta P_{acc} + \Delta P_{ciclón}$$

Donde;

ΔP_{total} = caída de presión total (Pascales)

ΔP_{tub} = caída de presión en la tubería (235,58 Pascales)

ΔP_{acc} = caída de presión por los 4 codos (598,83 Pascales)

$\Delta P_{ciclón}$ = caída de presión en el ciclón (1366,024 Pascales)

Entonces;

$$\Delta P_{total} = 235,58 \text{ Pascales} + 598,83 \text{ Pascales} + 1366,024 \text{ Pascales}$$

$$\Delta P_{total} = 2.547,962 \text{ pascales}$$

$$\Delta P_{total} = 2.200,434 \text{ pascales} \times \frac{1 \text{ pulg de columna de H}_2\text{O}}{248,84 \text{ pascales}}$$

$$\Delta P_{total} = 7,7 \text{ pulg de columna de H}_2\text{O, se aproxima a } 10 \text{ pulg de columna de H}_2\text{O}$$

✓ Potencia requerida para mover el flujo

$$AHP = \frac{Q \times \Delta P}{6356}$$

Donde;

AHP= potencia requerida para mover el flujo
 ΔP = caída de presión total (pulg de columna de H₂O)
Q= caudal (cfm)

Entonces;

$$AHP = \frac{635,664 \text{ cfm} \times 10 \text{ pulg de columna de H}_2\text{O}}{6356}$$

$$AHP = 1,1HP$$

✓ Potencia real del ventilador

La potencia real entregada por el ventilador va en relación con la eficiencia del ventilador, de allí se calcula su potencia real.

$$BHP = \frac{AHP}{\eta v}$$

Donde;

BHP= potencia real del ventilador (HP)

AHP= potencia requerida para mover el flujo (HP)

ηv = eficiencia del ventilador (la eficiencia de ventiladores centrífugos está entre 50 y el 65%)

Entonces;

$$BHP = \frac{1,1 \text{ HP}}{0,58} = 1,89 \text{ HP}$$

Una vez calculada la potencia real del ventilador se debe obtener el valor de la potencia de entrada otorgada por el motor eléctrico.

✓ Potencia del motor

$$MHP = \frac{BHP}{\eta m}$$

Donde;

MHP= potencia del motor (HP)

BHP= potencia requerida para mover el flujo (2,06HP)

η_v = eficiencia mecánica (la eficiencia mecánica de los motores está entre el 50 y el 65%)

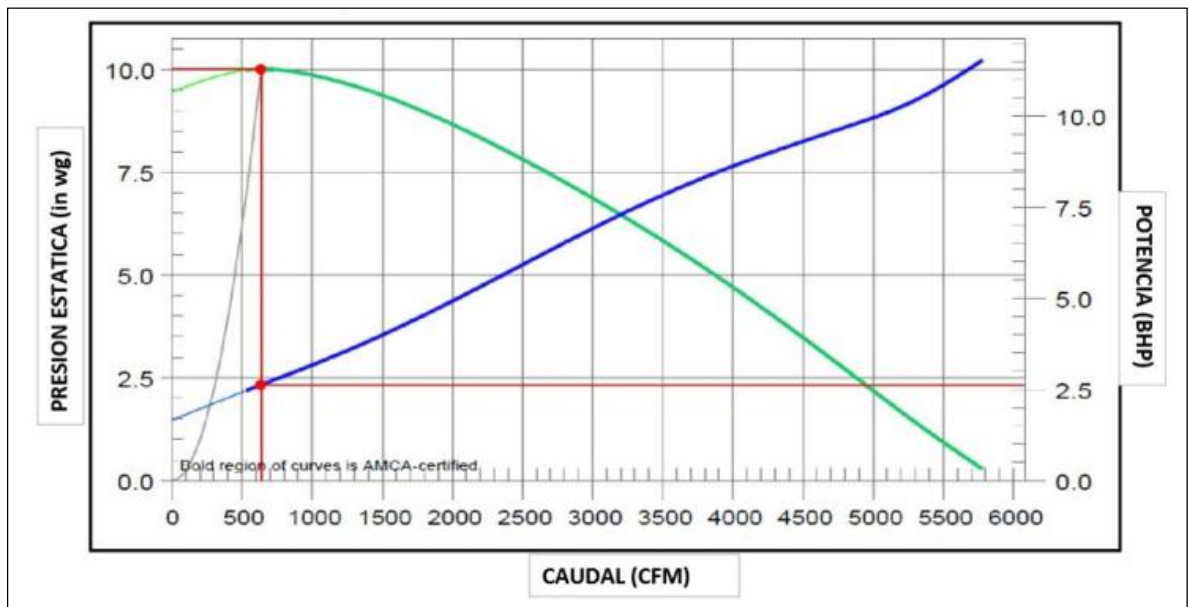
Entonces;

$$MHP = \frac{1,89 \text{ HP}}{0,58} = 3,26 \text{ HP}$$

La potencia del motor calculada es de 3,26 HP, pero motores eléctricos de esta potencia no se encuentran comercialmente, por lo cual se selecciona un motor de 4 HP.

Con estos resultados obtenidos, se ha seleccionado un ventilador centrífugo de la empresa TORNADO DE COLOMBIA S.A.S., el cual tiene una gráfica de rendimiento basado en las necesidades del proceso, datos de entrada y calculado en su software empresarial, = ver el gráfico 6=.

Gráfico 6. Curva de rendimiento del ventilador seleccionado



Fuente: www.tornadodecolombia.com

Como se puede observar en la imagen anterior, el ventilador que ofrece la empresa TORNADO DE COLOMBIA S.A.S. con el caudal de 636 cfm y a la caída de presión de 10 pulgadas de agua, el rendimiento del ventilador está en el punto más alto de la curva de rendimiento, la cual es la línea verde, por lo tanto indica que el ventilador satisface la necesidad para la caída de presión total en el sistema.

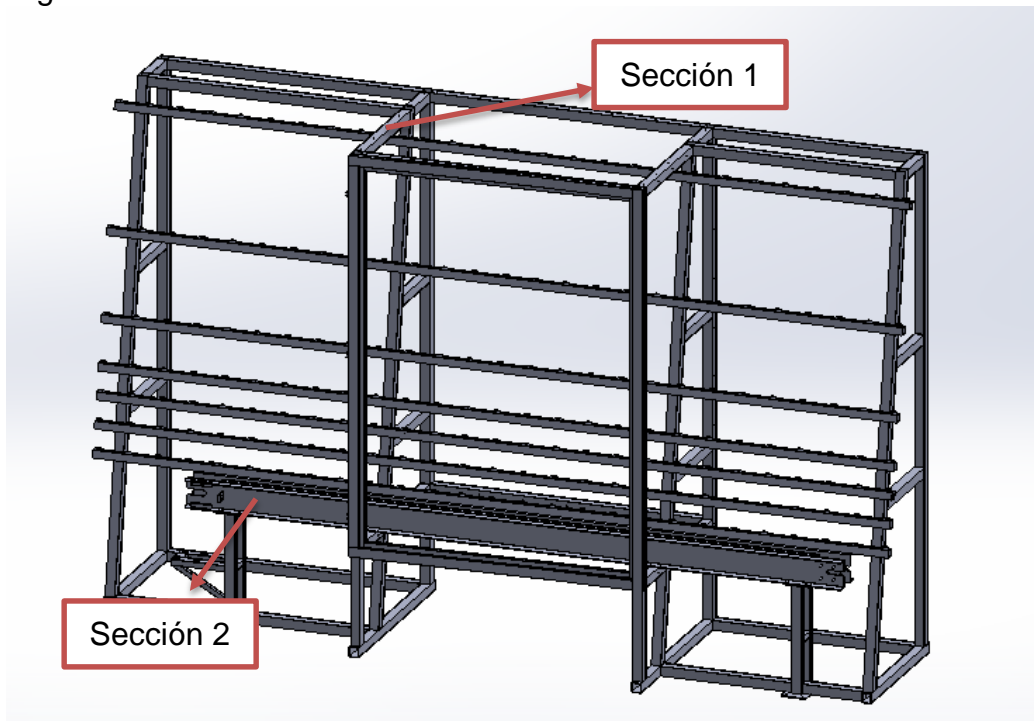
Resumen del cálculo y selección del ventilador;

Ventilador: tipo centrífugo
Tipo de rueda: radial tip (transporte de materiales abrasivos a un alto rendimiento)
Diámetro de rueda: 16 pulgadas
Numero de palas de la rueda: 5
Material del rotor y carcasa: acero A-36
Acabado del rotor: electro estática azul
Caída de presión: 2.547,962 pascales
Caudal: 0,3 m³/seg corriente de aire y partículas
Potencia: 4 HP
Velocidad angular: 3600 RPM

5.7 ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

La estructura de la máquina está compuesta por dos secciones como se muestra en la figura 61. Es fabricada en su totalidad en acero A36; la primera sección es el caballete donde se recuesta el vidrio en el eje X y donde van las láminas que conforman la cabina; la segunda sección, es la estructura donde se apoya todo el conjunto del sistema de transmisión y además donde va soldada una platina en L, cumpliendo la función de ayudar a complementar el soporte del cristal con la fuerza que se ejerce en el plano vertical Y.

Figura 61. Estructura



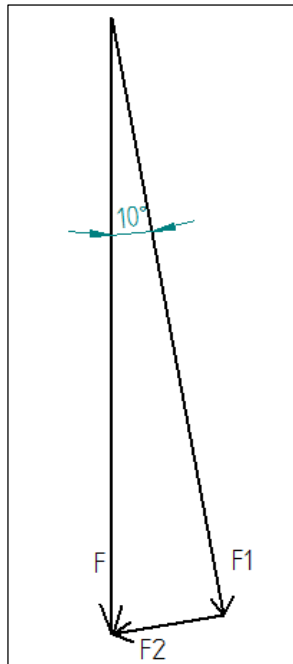
Para la estructura de la sección 1, se ha seleccionado un perfil tubular de 50x50 con espesor de pared de 2,5 mm para el caballete, pero para los perfiles

transversales que es donde se acostará el vidrio en el eje X, se seleccionaron 7 perfiles de 40x40 y espesor de pared de 2,5 mm, finalmente para las columnas de la sección 2 se seleccionaron perfiles de 50x30 y espesor de pared de 2,5 mm y para el apoyo del cristal en el eje vertical se escogió una platina 35x64 y espesor de pared de 4,6 mm. Todos estos perfiles fueron seleccionados del catálogo de la empresa Tubos Colmena y se encuentran en el anexo L. A continuación se hará la verificación de estos elementos estructurales.

5.7.1 Análisis de la viga. Para el análisis de la viga se tomaron los perfiles transversales los cuales son los que soportarán la carga del cristal en el eje X, la cual tiene 4 apoyos como se puede apreciar en la figura anterior.

La carga crítica es de 250 kg la cual es la masa del cristal más grande y pesado que se llegaría a procesar más unos kg demás que se han agregado para efectos del cálculo más crítico, debido a que el caballete tiene un ángulo de inclinación de 100 grados con respecto a la horizontal, es necesario descomponer la fuerza en ambas componentes X y Y, ya que la viga se analiza con base a la carga que realiza el cristal en la componente X. =Ver la figura 62=.

Figura 62. Fuerzas del cristal sobre la estructura



✓ Cálculo de las fuerzas del cristal

$$F_1 = F \times \cos(\theta)$$

Donde;

F1= fuerza del cristal en el eje Y (N)

F= fuerza normal del cristal (N)

α = ángulo (grados)

Entonces;

$$F1 = \left(250 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right) \times \cos(10)$$

$$F1 = 2415,24 \text{ N}$$

Ahora;

$$F2 = F \times \text{sen}(\theta)$$

Donde;

F2= fuerza del cristal en el eje X (N)

F= fuerza normal del cristal (N)

α = ángulo (grados)

Entonces;

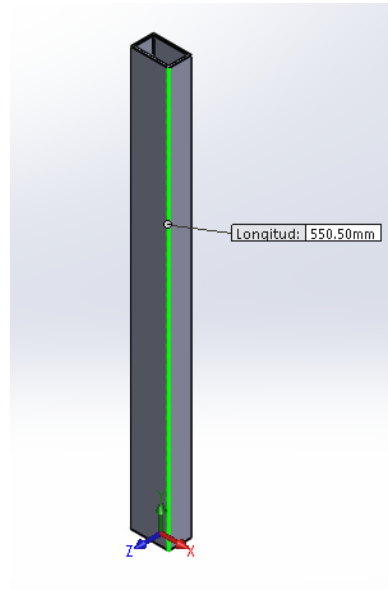
$$F2 = \left(250 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right) \times \text{sen}(10)$$

$$F2 = 425,97 \text{ N}$$

Como se puede apreciar anteriormente la F2, con la cual se calcula la viga, es decir los perfiles transversales es pequeña y al ser dividida en los 7 perfiles que apoyan el vidrio equivalen a una fuerza de 43,42 N en otra palabras 6,20 kg, por lo que es una carga bastante pequeña en comparación al peso total del cristal; por otro lado la viga es estáticamente indeterminada, por esta razón la viga será analizada por el método de elementos finitos.

5.7.2 Análisis de la columna de la sección 2. Este análisis se le realizó a la columna que soporta el sistema de transmisión y donde se apoya el vidrio en el eje Y, con un perfil de 50x30 y 2,50 mm de espesor se hará el análisis.

Figura 63. Columna del sistema de transmisión



La columna se calculó con base al libro de Robert Mott, capítulo 6;

✓ Longitud efectiva.

$$L_e = K \times L$$

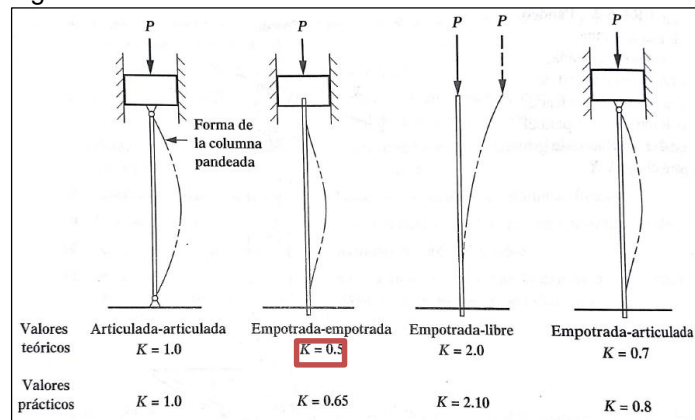
Donde;

L_e = longitud efectiva

K = constante que depende de las conexiones =ver figura 64=

L = longitud real de la columna

Figura 64. Valores de K



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p234

Entonces;

$$Le = (0,5) \times (0,55m) = 0,275 m$$

✓ Radio de giro

$$r = \sqrt{I/A}$$

Donde;

r = radio de giro (cm)

I = momento de inercia (cm⁴)

A = área transversal (cm²)

$$r = \sqrt{\frac{11,55 \text{ cm}^4}{3,58 \text{ cm}^2}} = 1,796 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 0,01796 \text{ m}$$

✓ Relación de esbeltez

$$RE = \frac{Le}{r}$$

Donde;

RE = relación de esbeltez

Le = longitud equivalente (m)

r = radio de giro (m)

$$RE = \frac{0,275 \text{ m}}{0,01796 \text{ m}} = 15,311$$

15,311 ≤ 200 *no presenta pandeo flexional*

✓ Constante de columna

$$Cc = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{Sy}}$$

Donde;

Cc = constante de columna

E = módulo de elasticidad (200 GPa)
 Sy = resistencia de fluencia (350 MPa)

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times (200.000 \text{ MPa})}{350 \text{ MPa}}} = 106,205$$

✓ Relación RE – Cc

$$C_c > RE \quad \leftarrow \text{Columna corta}$$

✓ Para columnas cortas se utiliza la fórmula de J. B. Johnson para calcular la carga máxima.¹

$$P = A \times S_y \times \left[1 - \frac{S_y \times (K \times L_e / r)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right]$$

Donde:

P = carga máxima (N)
 A = área transversal (m²)

$$P = (3,58 \times 10^{-4} \text{ m}^2) \times (350 \times 10^6 \text{ Pa}) \times \left[1 - \frac{(350 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (15,311)^2}{4 \times \pi^2 \times (200 \times 10^9 \text{ Pa})} \right]$$

$$P = 112.279,235 \text{ N}$$

La carga máxima que soporta la columna es de 112.279,235 N, ahora, se compara con la carga real (1.078 N) a la que estará sometida la viga para obtener el factor de seguridad.

$$F.S. = \frac{P}{RA}$$

Donde;

F.S. = es el factor de seguridad
 P = carga máxima soportable
 RE = carga real

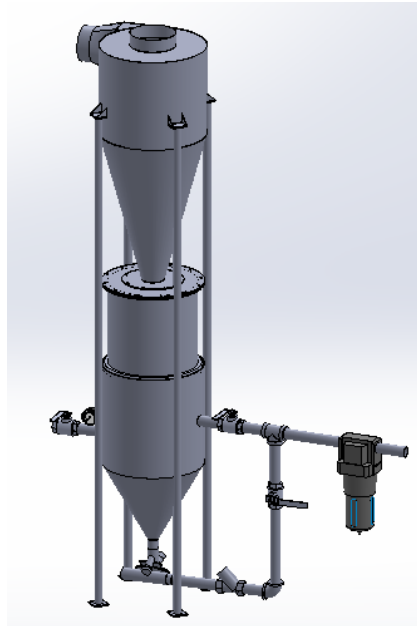
¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. P239

$$F.S. = \frac{112.279,235 \text{ N}}{1.078 \text{ N}} = 104,15$$

Como se puede apreciar en el resultado anterior, el factor de seguridad es alto debido a que la carga real que va a soportar no es muy grande, lo cual otorga un margen de seguridad alto, ofreciendo tranquilidad e integridad a la estructura.

5.7.3 Análisis de la columna del sistema de presión y recolección. Este análisis se le realizó a la columna que soporta el ciclón y el tanque a presión, cuenta con cuatro columnas para dar estabilidad, seguridad y repartir toda la carga uniformemente, como se puede observar en la figura 65. Se trabaja el análisis con perfil tubular de 1 pulgada de diámetro y 3mm de espesor de pared. En el anexo M se encuentran todas las especificaciones de este perfil.

Figura 65. Columnas sistema de presión y recolección



✓ Longitud efectiva.

$$Le = K \times L$$

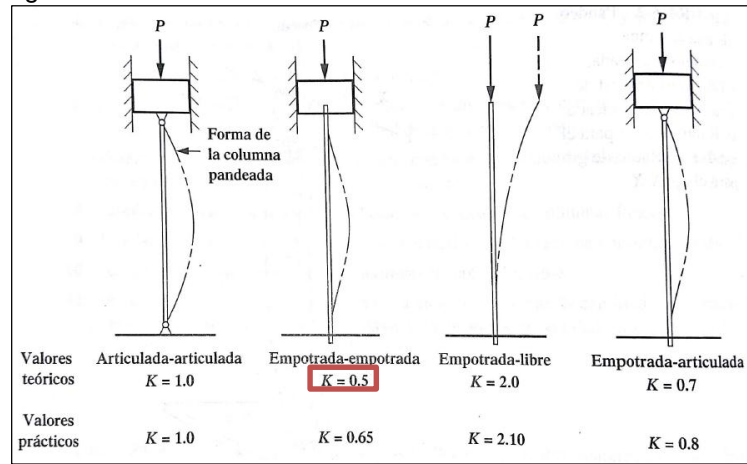
Donde;

Le = longitud efectiva

K = constante que depende de las conexiones

L = longitud real de la columna

Figura 66. Valores de K



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p234

Entonces;

$$Le = (0,5) \times (1,995m) = 0,9975 m$$

✓ Radio de giro

$$r = \sqrt{I/A}$$

Donde;

r = radio de giro (cm)

I = momento de inercia (cm⁴)

A = área transversal (cm²)

$$r = \sqrt{\frac{3,19 \text{ cm}^4}{2,82 \text{ cm}^2}} = 1,063 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 0,01063 \text{ m}$$

✓ Relación de esbeltez

$$RE = \frac{Le}{r}$$

Donde;

RE = relación de esbeltez

Le = longitud equivalente (m)

r = radio de giro (m)

$$RE = \frac{0,9975 \text{ m}}{0,01063 \text{ m}} = 93,83$$

93,83 ≤ 200 *no presenta pandeo flexional*

✓ Constante de columna

$$Cc = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{Sy}}$$

Donde;

Cc = constante de columna

E = módulo de elasticidad (200 GPa)

Sy = resistencia de fluencia (350 MPa)

$$Cc = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times (200.000 \text{ MPa})}{350 \text{ MPa}}} = 106,205$$

✓ Relación RE – Cc

$$Cc > RE \quad \leftarrow \text{Columna corta}$$

✓ Para columnas cortas se utiliza la fórmula de J. B. Johnson para calcular la carga máxima.¹

$$P = A \times Sy \times \left[1 - \frac{Sy \times (K \times Le / r)^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right]$$

Donde:

P = carga máxima (N)

A = área transversal (m²)

$$P = (2,82 \times 10^{-4} \text{ m}^2) \times (350 \times 10^6 \text{ Pa}) \times \left[1 - \frac{(350 \times 10^6 \text{ Pa}) \times (93,83)^2}{4 \times \pi^2 \times (200 \times 10^9 \text{ Pa})} \right]$$

¹ MOTT, Robert. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: PEARSON Educacion. P239

$$P = 60.180,65 \text{ N}$$

La carga máxima que soporta la columna es la masa del ciclón, más la masa del recipiente donde se aloja el abrasivo que va recuperando el ciclón, más la masa del tanque y los 80 kg de la masa del abrasivo, para un total de 228,78 kg, esta masa se divide en el número de columnas, es decir cuatro y resulta una masa total de 57,19 kg, en otras palabras 561,09 N que es lo que soporta cada columna y este resultado se compara con la carga máxima calculada anteriormente (60.180,65 N) para obtener el factor de seguridad.

$$F.S. = \frac{P}{RA}$$

Donde;

F.S. = es el factor de seguridad

P = carga máxima soportable

RE = carga real

$$F.S. = \frac{60.180,654 \text{ N}}{561,090 \text{ N}} = 107,25$$

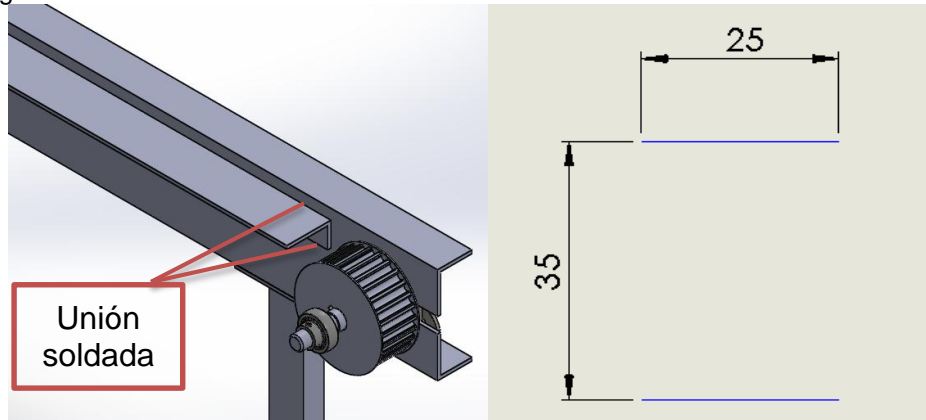
Como se puede apreciar en el resultado anterior el factor de seguridad es alto debido a que la carga real que va a soportar no es muy grande, lo cual otorga un margen de seguridad alto, ofreciendo estabilidad e integridad a la estructura.

5.7.4 Cálculo de soldadura. La estructura cuenta con diversas uniones soldadas, por esta razón es indispensable calcular la soldadura, para este cálculo se tomó la unión soldada más crítica y la que mayor carga soporta de toda la estructura, en la figura 63 se puede apreciar el tipo de unión, esta soldadura se localiza en la sección 2 de la estructura; es una platina en L que se une al perfil transversal derecho de la estructura, de la cinta transportadora con el objetivo de que esta platina sea la encargada de soportar la carga de 2.412, 77 N del cristal en el eje Y y su longitud es de 3.050 mm.

El cálculo se realizó con base al libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott, capítulo 20.

Principalmente, se debe seleccionar la geometría de la soldadura y el tipo de carga que lleva, en la figura 67 se muestra un esquema de la geometría de la soldadura, además posee dos cargas, una por flexión y otra por cortante vertical, puesto que el vidrio provoca una carga en forma vertical a la platina.

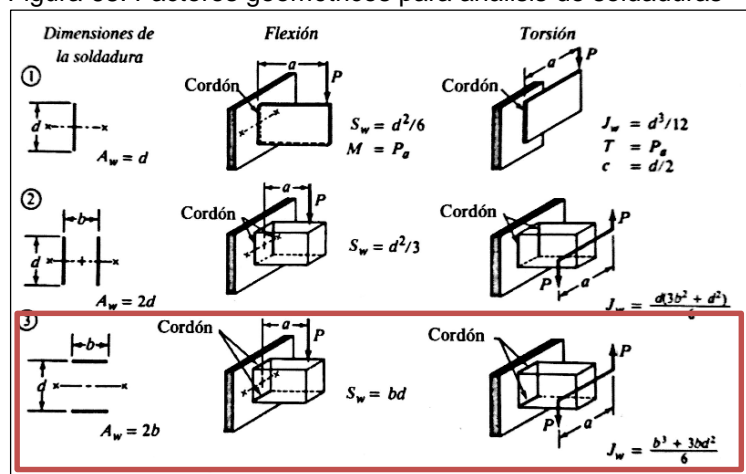
Figura 67. Unión soldada



Con esto mencionado, ahora se deben seguir una serie de pasos;

- ✓ En primer lugar se debe calcular los factores geométricos A_w y S_w que se encuentran en la figura 68 de acuerdo con el tipo de geometría seleccionada.

Figura 68. Factores geométricos para análisis de soldaduras



Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p786

Una vez seleccionada el tipo de soldadura, número 3, en relación a la geometría de dicha soldadura, las ecuaciones de A_w y S_w son las siguientes;

$$A_w = 2 x b$$

Donde;

A_w = factor de geometría (pulgadas)

b = lago del cordón (25 mm = 0,9842 pulg)

$$A_w = 2 \times (0,9824 \text{ pulg}) = 1,9684 \text{ pulg}$$

Ahora;

$$S_w = b \times d$$

Donde;

S_w = factor de geometría (pulgadas²)

b = largo del cordón (25 mm = 0,9842 pulg)

d = distancia entre cordones (35 mm = 1,377 pulg)

$$S_w = 0,9842 \text{ pulg} \times 1,377 \text{ pulg}$$

$$S_w = 1,356 \text{ pulg}^2$$

✓ Momento de flexión

Ya que la carga vertical es de 2.412,77 N, esta fuerza genera un momento flexionante en el ala de la platina, el ancho de esta ala es de 64 mm.

$$M = F \times L$$

Donde;

M = momento flexionante (lb.pulg)

F = fuerza ejercida (lb)

L = distancia de la soldadura al punto donde se ejerce la fuerza (pulgadas)

Entonces;

$$M = \left(2.412,77 \text{ N} \times \frac{0,2248 \text{ lb}}{1 \text{ N}} \right) \times \left(64 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} \right)$$

$$M = 1.366,653 \text{ lb.pulg}$$

✓ Fuerza de flexión

$$F_b = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

F_b = fuerza de flexión por unidad de longitud (lb/pulg)

M= momento flexionante (lb.pulg)
 Sw= factor de geometría (pulgadas²)

$$Fb = \frac{1.366,653 \text{ lb.pulg}}{1,356 \text{ pulg}^2} = 1.007,856 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

✓ Fuerza debido al cortante vertical

$$Fs = \frac{P}{Aw}$$

Donde;

Fs = fuerza por unidad de longitud (lb/pulg)

P = fuerza (lb)

Aw = factor de geometría (pulgadas)

$$Fs = \frac{542,390 \text{ lb}}{1,9684 \text{ pulg}} = 275,548 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

✓ Fuerza resultante total

$$FR = \sqrt{Fb^2 + Fs^2}$$

$$Ft = \sqrt{(1.007,856^2) + (275,548^2)} = 1.044,84 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

✓ Ahora se debe seleccionar el electrodo, con base al libro con el que se calculó la soldadura sugiere utilizar un electrodo E60 que se utiliza comúnmente para aceros estructurales, como muestra el cuadro 26, allí se encuentran algunas de sus características.

Cuadro 26. Esfuerzos admisibles en soldaduras

Grado de ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
A36, A441, A500	E60	13.600 psi	9.800 lb/pulg
A36, A441, A500	E70	15.800 psi	11.200 lb/pulg

Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006, p785

Como se puede apreciar en el cuadro 26, se ha seleccionado un electrodo E60 ya que la fuerza admisible es de 9.800 lb/pulg y la fuerza resultante es de 1.044,84 lb/pulg, indicando que la fuerza no sobrepasa la admisible del electrodo.

✓ Longitud deseada del lado del chaflán de soldadura

$$w = \frac{FR}{Fuerza\ admisible} = \frac{1,044,84 \frac{lb}{pulg}}{9.800 \frac{lb}{pulg} \cdot pulgada\ de\ lado}$$

$$w = 0,1066\ pulg$$

Este valor es el ancho mínimo del cordón de soldadura para que no falle, pero se normaliza a un valor por encima de este;

$$w = 0,1066\ pulg \cong \frac{3}{16} pulg \cong 4,76\ mm$$

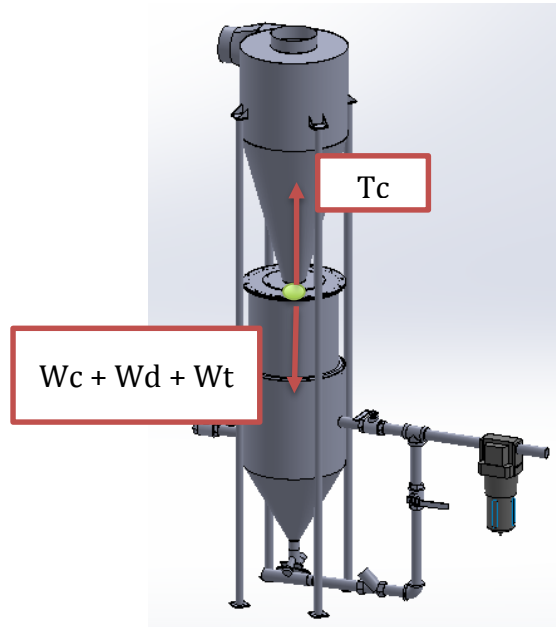
Finalmente, la soldadura de la platina de apoyo del vidrio tiene 4,76 mm de espesor, un largo de 25 mm por arriba y debajo de la platina cada 150 mm y se aplica un electrodo E6013, el cual es un electrodo revestido de tipo titanio de potasio, el cual es usado en aceros de baja aleación y estructurales.

5.7.5 Cálculo de los tornillos de sujeción del sistema de recolección y presión. Los tornillos que se encargan de mantener unidos al sistema de recolección y el sistema de presión, se consideran piezas críticas, debido a que deben soportar a tensión, la carga que ejerce todas las piezas de los dos sistemas, además del peso del abrasivo y la reacción que generan las columnas a consecuencia de este peso.

Principalmente el peso del conjunto, es decir, ciclón, depósito de abrasivo, tanque a presión y arena silíce es de 228,78 kg con este valor establecido se procede a ejecutar el cálculo de los tornillos de sujeción.

A continuación, en la figura 69 se encuentra un esquema donde se describirá el diagrama de fuerzas para una mejor comprensión de lo mencionado anteriormente.

Figura 69. Esquema de fuerzas de tensión



Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$T_c - (W_d + W_t) = 0$$

Donde;

T_c = tensión que ejerce la reacción de las columnas estáticamente (lb)
 $W_c + W_d + W_t$ = fuerza que ejerce el peso del conjunto general (lb)

$$T_c - (166,5 \text{ kg}) = 0$$

$$T_c = 166,5 \text{ Kg}$$

$$T_c = 228,78 \text{ Kg} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 503,31 \text{ lb}$$

✓ Cálculo de los tornillos

Los tornillos se calcularon con base al libro, Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, capítulo 11, cuarta edición. Para empezar se establece el grado del tornillo, para el cual el autor ha seleccionado un tornillo SAE grado 1, con resistencia mínima de prueba de 33.000 ksi y resistencia a la fluencia mínima de

36.000 ksi¹, 1/4 de pulgada de diámetro y 1 pulgada de largo por disposición geométrica. Este tornillo sujetará una unión de 0,5 pulgadas de largo.

✓ Precarga

$$F_i = 0,9 S_p \times A_t$$

Donde;

F_i = precarga (lb)

S_p = resistencia mínima de prueba (33.000 ksi)

A_t = área del esfuerzo de tensión del perno² (0,032 pulg²)

$$F_i = 0,9 \times 33.000 \text{ ksi} \times 0,032 \text{ pulg}^2 = 950 \text{ lb}$$

✓ Longitud de cuerda

$$L_{\text{cuerda}} = 2d + 0,25$$

Donde;

L_{cuerda} = longitud de cuerda

d = diámetro del tornillo (0,25 pulg)

$$L_{\text{cuerda}} = (2 \times 0,25 \text{ pulg}) + 0,25 = 0,75 \text{ pulg}$$

✓ Longitud de vástago

$$l_s = l_{\text{perno}} - l_{\text{cuerda}}$$

Donde;

l_s = longitud de vástago (pulgadas)

l_{perno} = longitud del perno (pulgadas)

L_{cuerda} = longitud de cuerda (pulgadas)

$$l_s = 1 \text{ pulg} - 0,75 \text{ pulg} = 0,25 \text{ pulgadas}$$

✓ Longitud de cuerda en la zona de sujeción

$$l_t = L - l_s$$

Donde;

¹ NORTON, Robert. (2011). Diseño de máquinas. Mexico: PEARSON Educacion. P744.

² NORTON, Robert. (2011). Diseño de máquinas. Mexico: PEARSON Educacion. P729.

Lt= longitud de cuerda en la zona de sujeción (pulg)
 L= longitud total de la unión (0,5 pulg)
 Ls= longitud del vástago (0,25 pulg)

$$Lt = 0,5 \text{ pulg} - 0,25 \text{ pulg} = 0,25 \text{ pulgadas}$$

✓ Rigidez del perno

$$\frac{1}{Kb} = \frac{Lt}{At \times E} + \frac{Ls}{Ab \times E}$$

Donde;

Kb= rigidez del perno (lb/pulg)
 Lt= longitud de cuerda en la zona de sujeción (0,25 pulg)
 Ls= longitud del vástago (0,25 pulg)
 At= área del esfuerzo de tensión del perno (0,032 pulg²)
 Ab= área transversal del perno (0,049 pulg²)
 E= módulo de elasticidad del acero¹ (29.000 E6)

$$Kb = \frac{0,25}{0,032 \text{ pulg}^2 \times (29E6 \text{ psi})} + \frac{0,25}{0,049 \text{ pulg}^2 \times (29E6 \text{ psi})}$$

$$3,7E6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

✓ Rigidez del material

$$Km = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + \frac{E}{L}$$

Donde;

Km= rigidez del material (lb/pulg)
 D= diámetro de alojamiento (0,75 pulg)
 d= diámetro del perno (0,25 pulg)
 L= longitud total de la unión (0,5 pulg)
 E= módulo de elasticidad del acero (29.000 E6)

¹ REGISTROCDT. [En línea]. Consultado 09-05-16 Disponible en <http://www.registrocdt.cl/registrocdt/www/admin/uploads/docTec/07918125619162605851.introduccion+a+las+estructuras+de+acero.pdf>

$$K_m = \frac{\pi(0,75\text{pulg})^2 - (0,25)^2}{4} + \frac{29E6 \text{ psi}}{0,5 \text{ pulg}}$$

$$K_m = 5,8E7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

- ✓ Factor de rigidez de la junta

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b}$$

$$C = \frac{3,7E6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}}{\left(5,87E7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}\right) + \left(3,7E6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}\right)} = 0,06019$$

- ✓ Porción de carga aplicada en el perno

$$P_b = C \times P$$

Donde;

P_b = porción de carga aplicada en el perno (lb)

C = factor de rigidez

P = carga aplicada (42 lb)

$$P_b = 0,06019 \times 42 \text{ lb} = 2,52 \text{ lb}$$

- ✓ Porción de carga aplicada en el material

$$P_m = (1 - C) \times P$$

Donde;

P_m = porción de carga aplicada en el material (lb)

C = factor de rigidez

P = carga aplicada (42 lb)

$$P_m = (1 - 0,06019) \times 42 \text{ lb} = 39,47 \text{ lb}$$

- ✓ Carga resultante en el perno

$$F_b = F_i + P_b$$

Donde;

Fb= carga resultante en el perno (lb)

Fi= precarga (950 lb)

Pb= carga aplicada (2,52 lb)

$$Fb = 950 \text{ lb} + 2,52 \text{ lb} = 952,52 \text{ lb}$$

✓ Carga resultante en el material

$$Fm = Fi - Pm$$

Donde;

Fb= carga resultante en el perno (lb)

Fi= precarga (950 lb)

Pm= carga aplicada en el material (39,47lb)

$$Fb = 950 \text{ lb} - 42 \text{ lb} = 910,53 \text{ lb}$$

✓ Esfuerzo de tensión máxima en el perno

$$\sigma_b = \frac{Fb}{At}$$

Donde;

σ_b = esfuerzo de tensión máxima en el perno (lb/ pulg²)

Fb= carga resultante en el material (lb)

At= área del esfuerzo de tensión del perno (pulg²)

$$\sigma_b = \frac{910,53 \text{ lb}}{0,032 \text{ pulg}^2} = 28.454,06 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

✓ Factor de seguridad contra fluencia

$$Ny = \frac{Sy}{\sigma_b}$$

$$Ny = \frac{36.000 \text{ psi}}{28.454,06 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 1,3$$

- ✓ Carga requerida para separar la junta

$$P_o = \frac{F_i}{1 - C}$$

$$P_o = \frac{950 \text{ lb}}{1 - 0,06019} = 1.010,84 \text{ lb}$$

- ✓ Factor de seguridad contra la separación

$$N = \frac{P_o}{P}$$

$$N = \frac{1.010,84 \text{ lb}}{42 \text{ lb}} = 24$$

Finalmente se han calculado los tornillos necesarios, para mantener sujeta la unión de los sistemas de recolección y presión; el factor de seguridad es alto debido a que la carga es pequeña al ser dividida en 12, es decir el número total de tornillos, se ha dispuesto de este número de tornillos, puesto que, se quiere evitar las fugas de abrasivo al máximo.

Los tornillos que se emplean son M 6x25-1.9.

5.7.6 Sistema de anclaje. El sistema de anclaje de la máquina es fijo, se trata de una platina en acero A-36 con espesor de 3/16 pulgadas, con las medidas que se muestran en la figura 65, las patas de la máquina irán soldadas a esta platina, se han seleccionado pernos de anclaje de la empresa Americana HILTI, el cálculo de estos pernos no se ejecutan, puesto que no están sometidos ni experimentan ningún tipo de esfuerzo de cizallamiento, aplastamiento o tracción.

- ✓ Selección de pernos de anclaje

Se han seleccionado pernos HSL-3 M8/40 con base al cuadro 27, para el anclaje de la máquina al piso, estos tienen un diámetro de 8 mm y la platina =ver la figura 66= posee perforaciones pasantes de 7/16 pulgadas o 11 mm, este tipo de pernos son especiales para fijaciones de equipos y maquinaria pesada y su material es en acero al carbono grado 8.8. A continuación en la figura 70 se muestra este tipo de pernos y un esquema de su instalación;

Cuadro 27. Anclajes de expansión para grandes cargas HSL-3

Descripción	Longitud de anclaje	Diámetro de anclaje	Diámetro de perforación	Profundidad de perforación	Espesor máximo a fijar	Unidad de empaque	Número de ítem
HSL-3 M8/40	118 mm	8 mm	12 mm	80 mm	40	40 un	371776
HSL-3 M10/20	110 mm	10 mm	15 mm	90 mm	20	20 un	371778
HSL-3 M12/25	131 mm	12 mm	18 mm	105 mm	25	20 un	371781
HSL-3 M12/50	156 mm	12 mm	18 mm	105 mm	50	10 un	371782
HSL-3 M16/25	153 mm	16 mm	24 mm	125 mm	25	10 un	371784
HSL-3 M20/30	183 mm	20 mm	28 mm	155 mm	30	6 un	371787
HSL-3 M24/30	205 mm	24 mm	32 mm	180 mm	30	4 un	371790

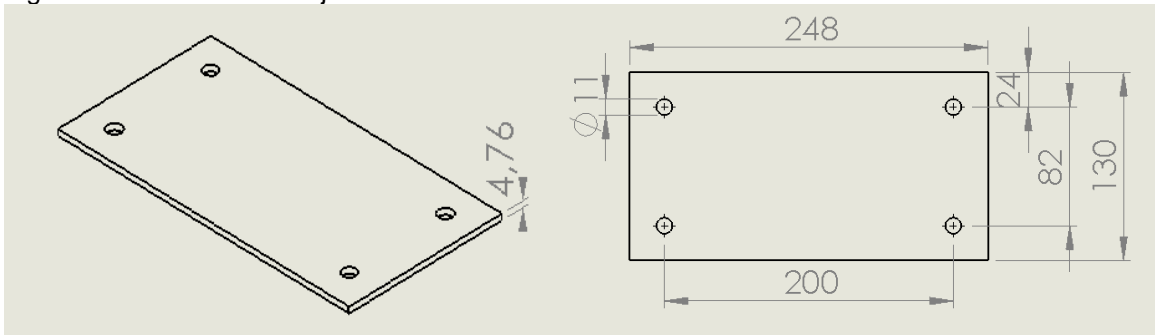
Fuente: https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/9165346340894/08Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf

Figura 70. Pernos HSL-3 y diagrama de instalación



Fuente: https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/9165346340894/08Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf

Figura 71. Platina de anclaje



✓ Distancia de los agujeros a los bordes

Para definir la distancia de los agujeros a los bordes mínima, se debe tener el diámetro de los agujeros para aplicar la siguiente fórmula¹;

$$e1 = 1,2 \times d0$$

Donde;

e1= distancia horizontal mínima del agujero al borde

d0= diámetro del agujero

¹ INGMECANICA. [EN línea]. Consultado 02-05-16 Disponible en <http://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>

$$e1 = 1,2 \times 11mm$$

$$e1 = 13,2 \text{ mm}$$

Ahora se debe definir la distancia a los bordes vertical mínima;

$$e2 = 1,5 \times d0$$

Donde;

e2= distancia vertical mínima del agujero al borde
d0= diámetro del agujero

$$e1 = 1,5 \times 11mm$$

$$e1 = 16,5 \text{ mm}$$

Con estas distancias calculadas, se han dejado las perforaciones al borde de la platina a 24 mm de la horizontal y 20 mm de la vertical.

5.8 RED ELÉCTRICA DE LA MÁQUINA

La empresa dispone de una fuente de poder trifásica a 220 voltios y 60 Hz, la máquina cuenta con 2 motores eléctricos, el de la banda transportadora es de 0,5 HP o 373 W y el motor del ventilador es de 4 HP o 2.984 W.

Es necesario calcular el breaker que se va utilizar y para esto se emplea la siguiente ecuación;

$$i = \frac{P}{1,732 \times V \times 0,9}$$

Donde;

i = corriente (Amperios)

P = potencia (Watts)

V = voltaje (voltios)

$$i = \frac{(3.357 \text{ w})}{(1,732) \cdot (220 \text{ v}) \cdot (0,9)} = 9,788 \text{ A}$$

Con esta cantidad de corriente y teniendo presente que al momento del encendido de la máquina se genera un pico de carga se ha seleccionado un

breaker 3x20A, dejando un margen adecuado para salvaguardar la integridad de los motores.

✓ Calibre de cable

Para la correcta selección del cable se debe tener presente la cantidad de corriente que va a circular a través de él y en relación a esta, se elige el calibre de cable AWG adecuado, dependiendo del amperaje que soporta el cable de tipo cobre. A continuación se muestra el cuadro 28 correspondiente para dicha selección;

Cuadro 28. Calibre de cables de cobre

Amperaje que soportan los cables de cobre					
Nivel de temperatura:	60°C	75°C	90°C	60°C	
Tipo de aislante:	TW	RHW, THW, THWN	THHN, XHHW-2, THWN-2	SPT	
Medida / calibre del cable	Amperaje soportado			Medida / calibre del cable	Amperaje soportado
14 AWG	15 A	15 A	15 A	20 AWG	2 A
12 AWG	20 A	20 A	20 A		
10 AWG	30 A	30 A	30 A	18 AWG	10 A
8 AWG	40 A	50 A	55 A		
6 AWG	55 A	65 A	75 A	16 AWG	13 A
4 AWG	70 A	85 A	95 A		
3 AWG	85 A	100 A	115 A	14 AWG	18 A
2 AWG	95 A	115 A	130 A		
1 AWG	110 A	130 A	145 A	12 AWG	25 A
1/0 AWG	125 A	150 A	170 A		
2/0 AWG	145 A	175 A	195 A		
3/0 AWG	165 A	200 A	225 A		
4/0 AWG	195 A	230 A	260 A		

Fuente: <https://www.voltech.com.mx/cables.php>

De acuerdo al cuadro anterior se ha seleccionado un calibre de cable 14 AWG, el cual soporta hasta 18 A el cual es suficiente para la acometida total de la máquina, ofreciendo seguridad y eficiencia eléctrica.

5.9 SISTEMA DE CONTROL DE LA MÁQUINA

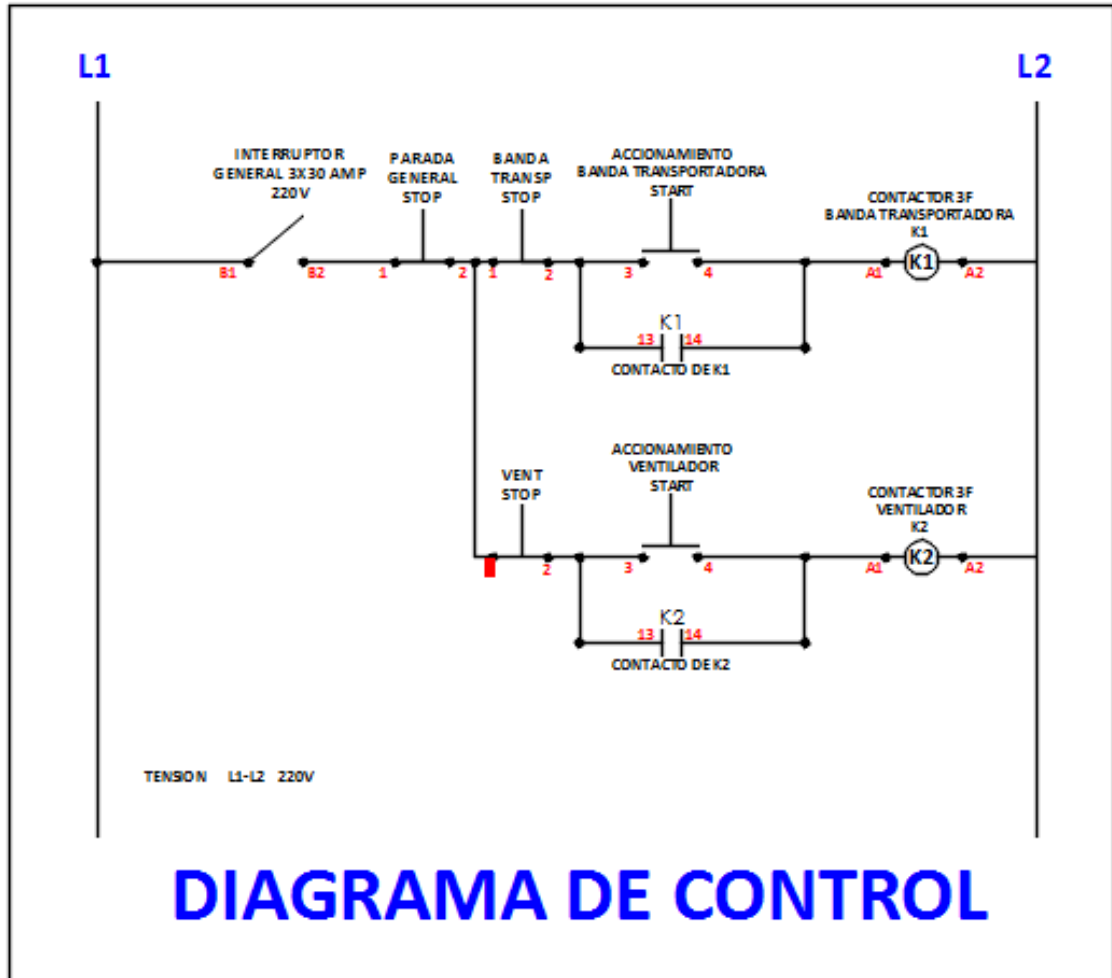
El sistema de control se ha derivado de la red eléctrica que dispone la empresa, es una red eléctrica trifásica, con un voltaje de 220 V y una frecuencia de 60 Hz.

✓ Sistema de control

El sistema de control posee un tablero de mandos que cuenta con un selector para dar marcha y parar la cinta transportadora, además un pulsador para encender y apagar el ventilador de succión y transporte del abrasivo hacia el recuperador o ciclón y por ultimo dispone de otro pulsador para el paro de emergencia, el cual rompe el circuito eléctrico y deselectrifica totalmente la máquina.

A continuación en la figura 72 se puede observar en detalle todo el diagrama de control en detalle con sus respectivos componentes que lo conforman.

Figura 72. Diagrama de control



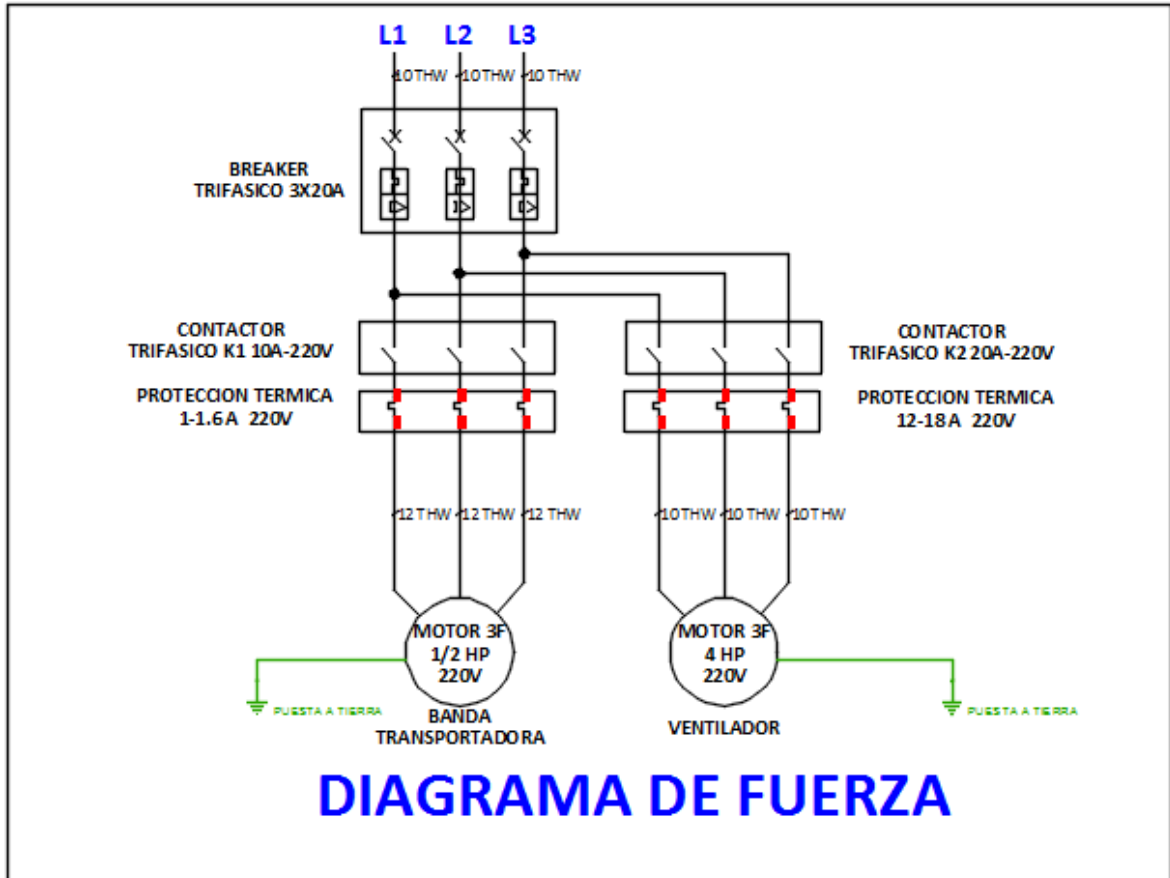
El diagrama de control describe en específico como trabaja el control de mandos que únicamente manipulara el operario de la máquina, allí se hace la representación gráfica del circuito, que lo conforman un selector y dos pulsadores como ya se había mencionado anteriormente.

✓ Diagrama de fuerza

El diagrama de fuerza o diagrama de potencia se localiza a continuación en la figura 73, este esquema representa todo el circuito de potencia, su objetivo es proteger los motores eléctricos de una sobre carga de energía eléctrica. Posee un breaker trifásico y a este se le conectan las tres líneas para conectarlas a los contactores, luego se hace conexión a los protectores térmicos y finalmente a las tres fases de los motores, en este caso un motor de 0,5 HP encargado del

movimiento de la banda transportadora y un motor de 4 Hp para dar arranque al ventilador centrífugo.

Figura 73. Diagrama de fuerza



5.10 DISEÑO FINAL MÁQUINA DE SAND-BLASTING PARA VIDRIO, POR SISTEMA DE PRESIÓN

Finalmente en la figura 74, se puede observar en detalle la apariencia real de cómo se verá la máquina en el posible sitio de instalación, gracias a un render realizado a través del software Solid Works con base al diseño realizado. De igual manera en el anexo P de planos se podrá ver en detalle cada uno de los elementos y sistemas que la conforman.

Figura 74. Diseño final, máquina de Sand-Blasting para vidrio



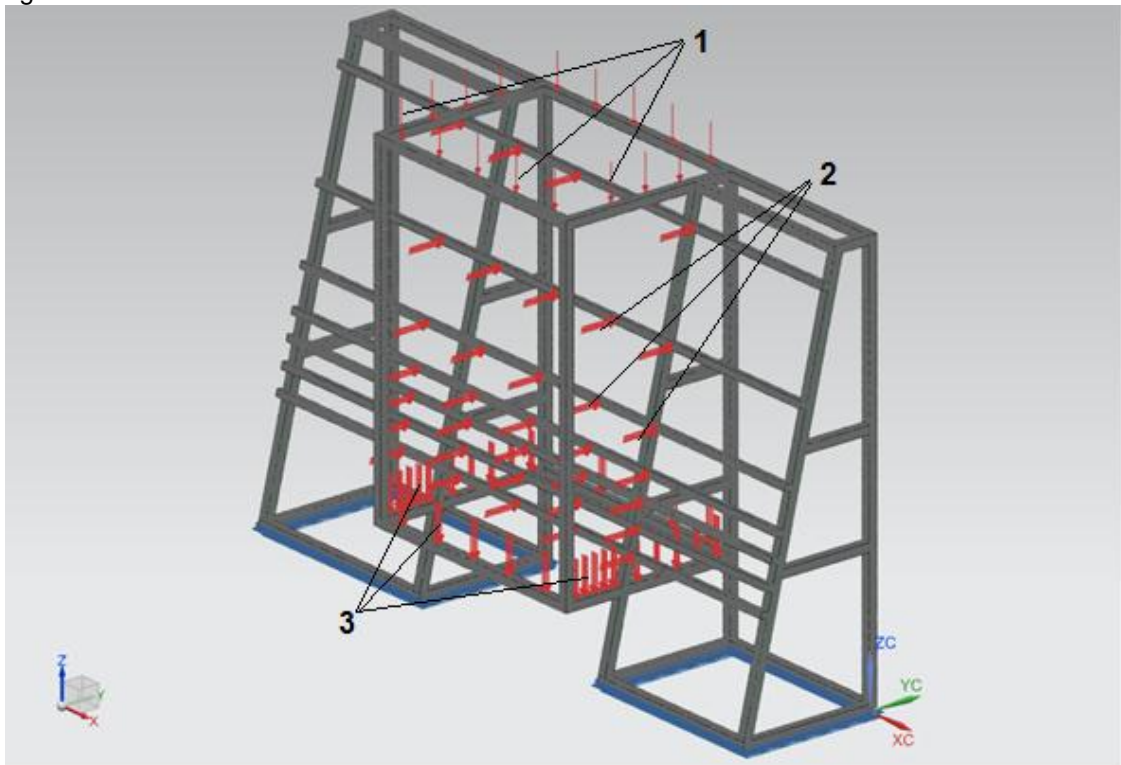
6. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para llevar a cabo este análisis se usó el software de simulación NX 9.0. Esta herramienta computacional ayuda a realizar dicho análisis con cargas que actúen sobre el elemento, además de las restricciones a las que se someta el componente y de esta manera obtener resultados de su comportamiento para saber si de alguna u otra manera este fallará o funcionará óptimamente.

Los componentes que se simularon fueron los elementos estructurales de la máquina, es decir la sección 1 y 2 que se pudieron apreciar en la figura 57 y así conocer como es su respuesta al momento de aplicar todas las cargas a las que se sometería la estructura en el momento de su funcionamiento. Toda la estructura fue fabricada en acero ASTM A-36 con un límite de fluencia de 250 Mpa.

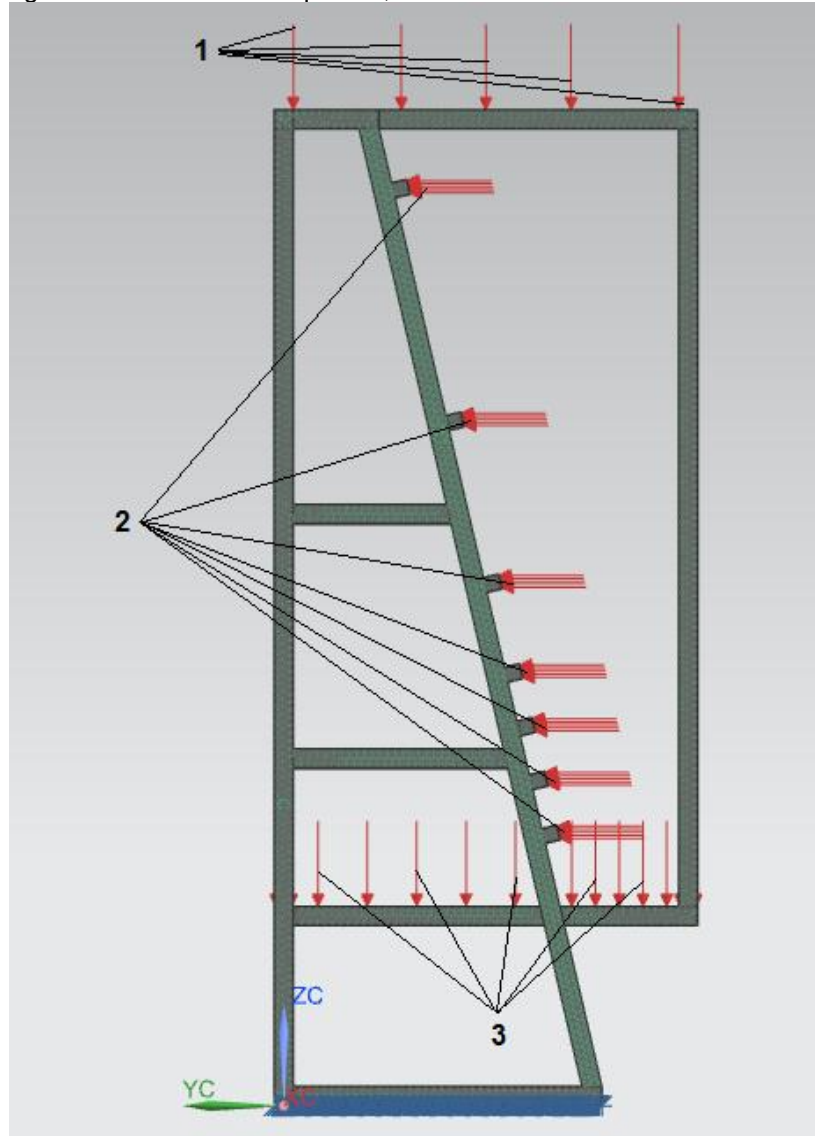
6.1.1 Análisis de la sección 1. Esta sección es el caballete y se encarga de soportar diversas cargas, principalmente la carga 1 =ver figura 75= es la fuerza de la lámina superior que hace parte de la cabina, la carga 2 es la fuerza en los perfiles horizontales que ejerce el cristal al momento de recostarse sobre las siete vigas que atraviesan la estructura y la carga 3 son el resto de láminas que terminan de conformar la cabina y la arena resultante del proceso que va a soportar la tolva de la misma.

Figura 75. Sección 1 de la estructura



Para una mejor idea de lo que se quiere mostrar en la figura 75 = ver la figura 76= la cual es una vista lateral izquierda de la estructura.

Figura 76. Vista lateral izquierda, sección 1 de la estructura



- ✓ El número 1 representa el peso de la lámina el cual es de 22,78 kg y se dividió en los cuatro puntos donde está apoyada;

$$Peso = 22,78 \text{ kg} \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) = 223,47 \text{ N}$$

$$Fuerza \ 1 = \frac{223,47 \text{ N}}{4} = 55,86 \text{ N}$$

- ✓ El número 2 representa la fuerza que ejerce el cristal sobre las siete vigas transversales al momento de recostarlo sobre estas, esta fuerza fue calculada previamente en el numeral 5.7.1 y se dividió en el número de vigas;

$$Fuerza\ 2 = \frac{425,972\ N}{7} = 60,85\ N$$

- ✓ El número 3 hace referencia al peso del resto de las láminas que terminan de conformar la cabina de Sand-Blasting, las dos láminas laterales tienen un peso de 31 kg cada una, la puerta frontal con el cristal tiene un peso de 46, 24 kg, la lámina de atrás pesa 46,54 Kg y la tolva suponiendo que hubiera los 80 kg de abrasivo que puede contener el tanque a presión tiene un peso de 102 kg, con este orden de ideas hay un peso total de 256,78 kg los cuales fueron divididos en cuatro que es el número de perfiles que conforman el área donde se apoya toda esta carga;

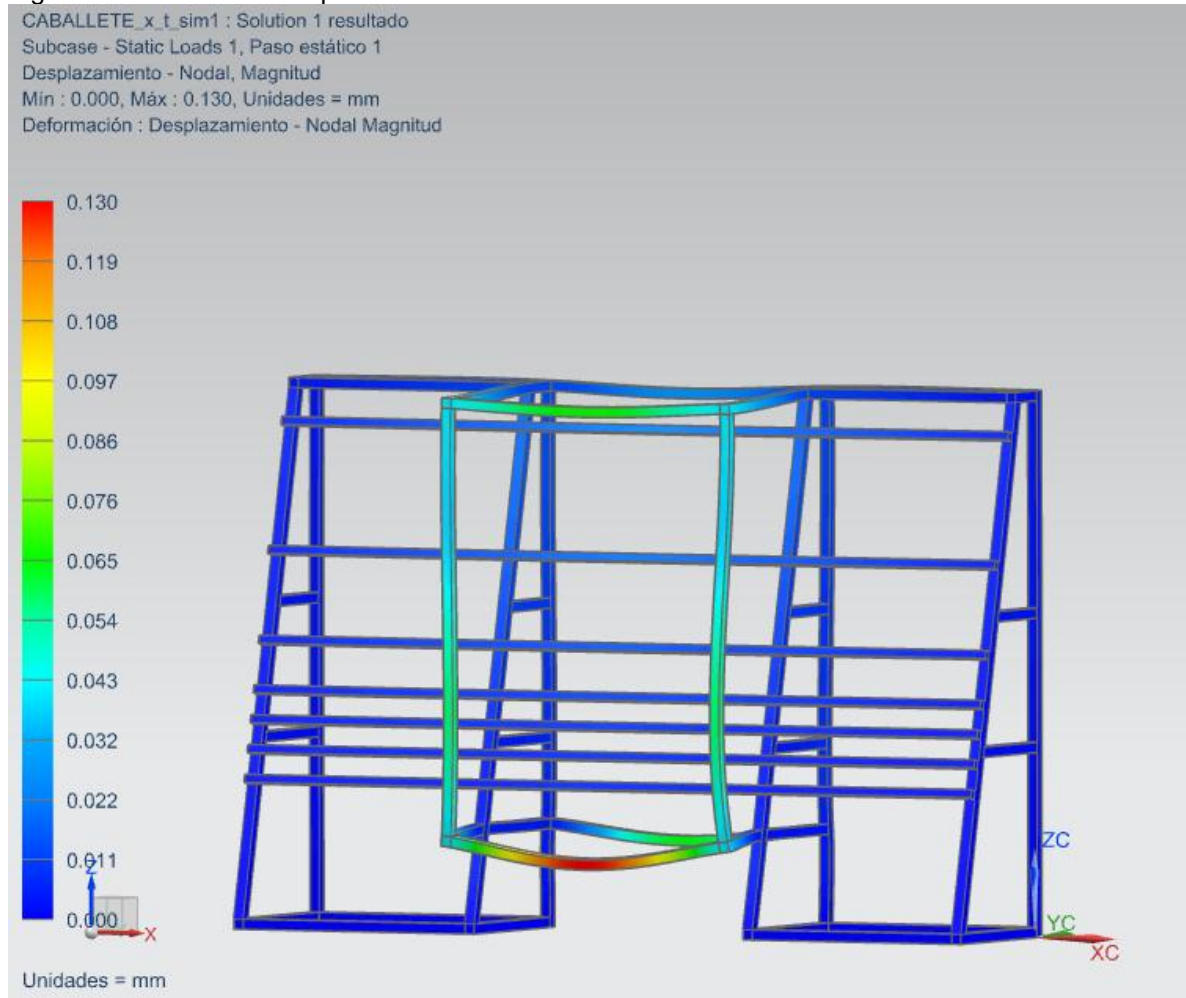
$$Peso = 256,78\ kg \times \left(9,81\ \frac{m}{s^2}\right) = 2.519,011\ N$$

$$Fuerza\ 1 = \frac{2.519,011\ N}{4} = 629,75\ N$$

Para entender mejor la sección 1 de la estructura, las medidas y posiciones de las cargas se encuentran en el anexo de planos.

En la figura 77 se muestra el análisis de la deformación máxima, la cual es de 0,130 mm, desplazamiento que es mínimo siendo un valor aceptable y no afecta la integridad de la estructura, corroborando lo mencionado en el numeral 5.7.1 para el cálculo de la viga estáticamente indeterminada, demostrando que los perfiles seleccionados eran los adecuados para su funcionalidad.

Figura 77. Análisis del desplazamiento nodal de la sección 1



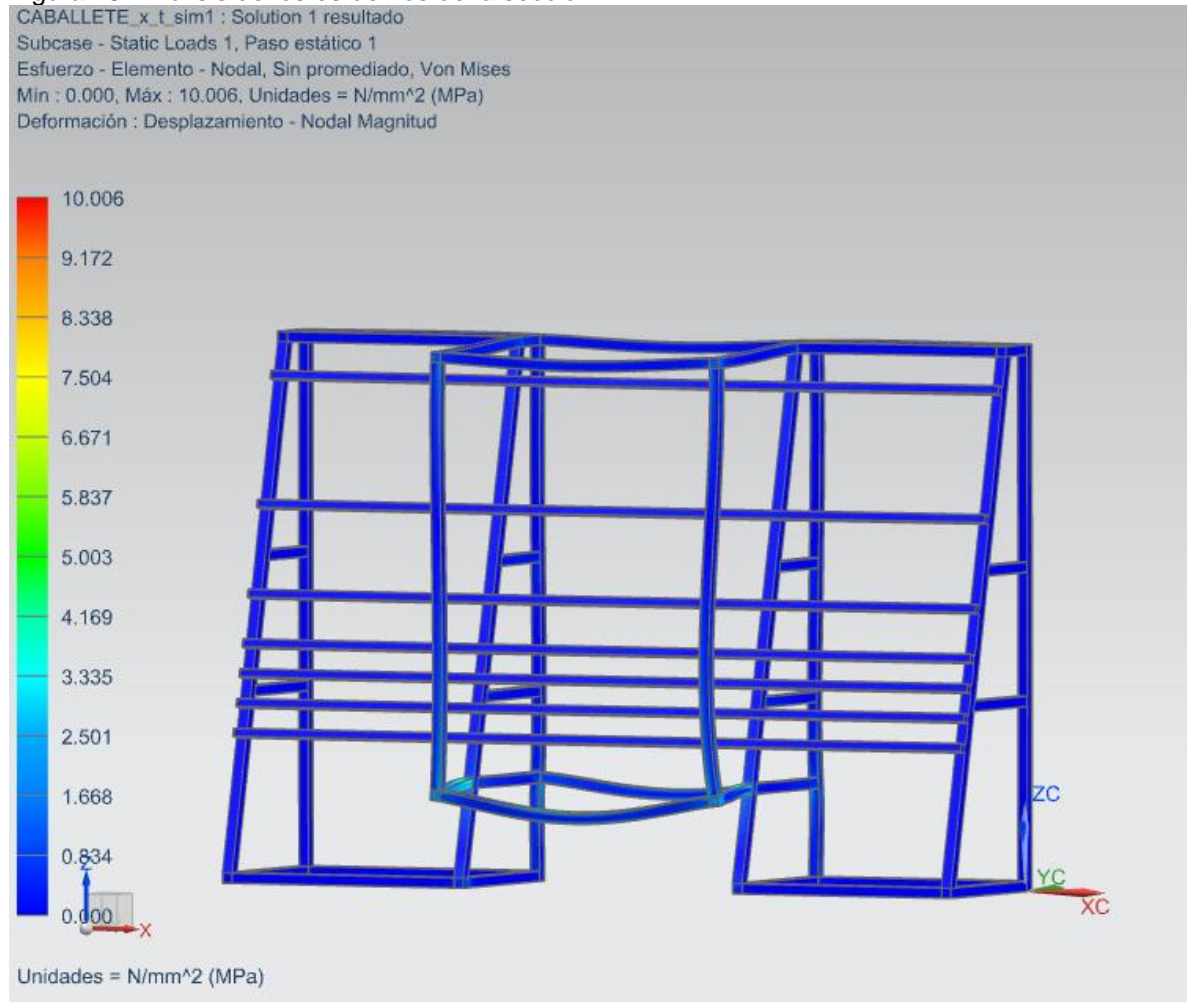
El siguiente análisis es el esfuerzo máximo al que se somete la estructura, como se puede observar en la figura 77, este esfuerzo es de 10,006 Mpa, ahora este valor debe ser comparado con el límite de fluencia del acero ASTM A-36 que es de 250 Mpa y de esta forma obtener el factor de seguridad;

$$\text{Factor seguridad} = \frac{250 \text{ MPa}}{10,006 \text{ MPa}} = 24,98$$

El factor de seguridad es alto, a consecuencia de que las cargas son pequeñas en relación a las propiedades del material, además de la geometría y dimensiones que se han seleccionado, dado que se hubiera podido seleccionar un perfil de 25x25 pero la estructura al poseer un largo dimensionamiento, no cumpliría con relaciones de esbeltez y se vería mecánica y funcionalmente débil. Finalmente se logra concluir con los análisis en NX, que la sección 1 es resistente a las cargas

que experimenta, es decir no fallará, pero esta no es rígida ya que como se puede apreciar en la figura 78, tiene una deformación mínima.

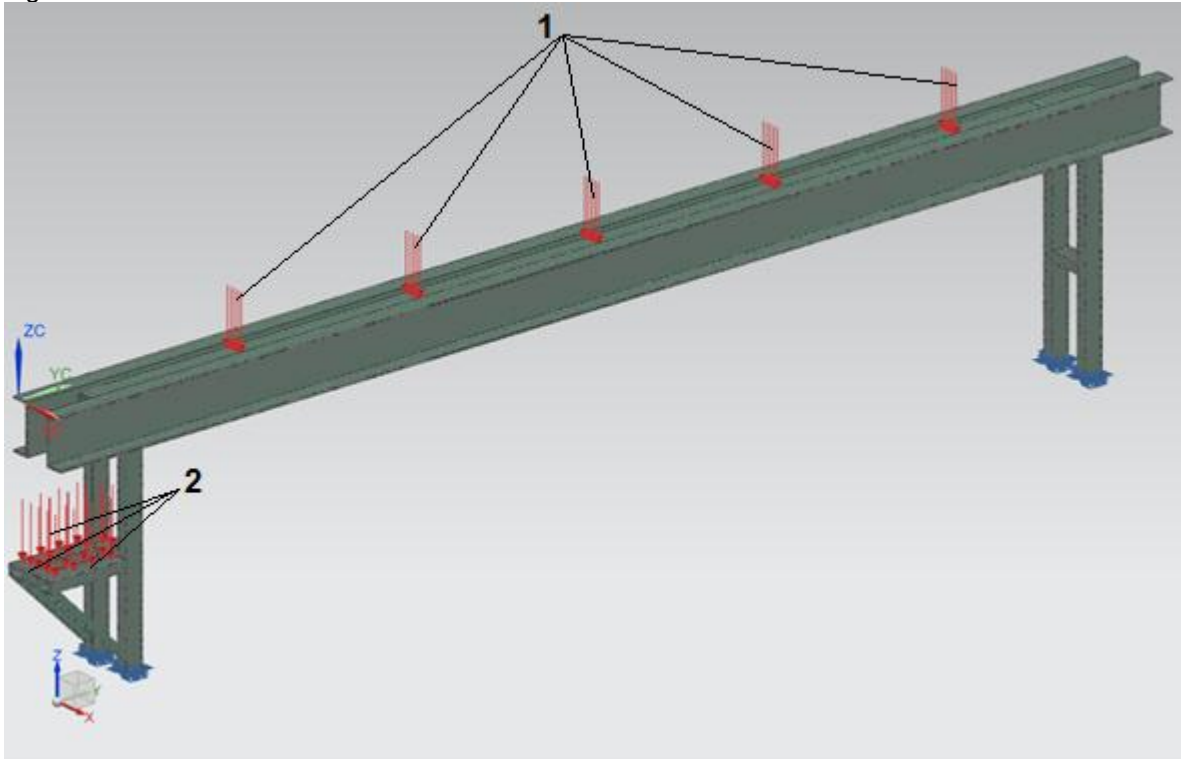
Figura 78. Análisis de los esfuerzos de la sección 1



6.1.2 Análisis de la sección 2. Esta sección de la estructura es donde se soporta todo el sistema de transmisión de la cinta transportadora y también la platina que ayuda a complementar el apoyo de cristal en el eje vertical.

Como se logra apreciar en la figura 79; la carga 1, hace referencia a la fuerza crítica que produce el vidrio de las dimensiones y grosor máximo que se procesa en la empresa al apoyarse en dicha platina en el momento que se coloca el vidrio sobre la cinta transportadora. Hay que recordar, que esta platina ayuda a que la cinta no se flecte por el peso. La carga 2 representa la fuerza que efectúa el motorreductor sobre la base en que está apoyada.

Figura 79. Sección 2 de la estructura



- ✓ El número 1 representa la fuerza que ejerce el cristal sobre la platina de apoyo de la cinta transportadora, esta fuerza fue calculada previamente en el numeral 5.7.1;

$$Fuerza\ 1 = 2.415,24$$

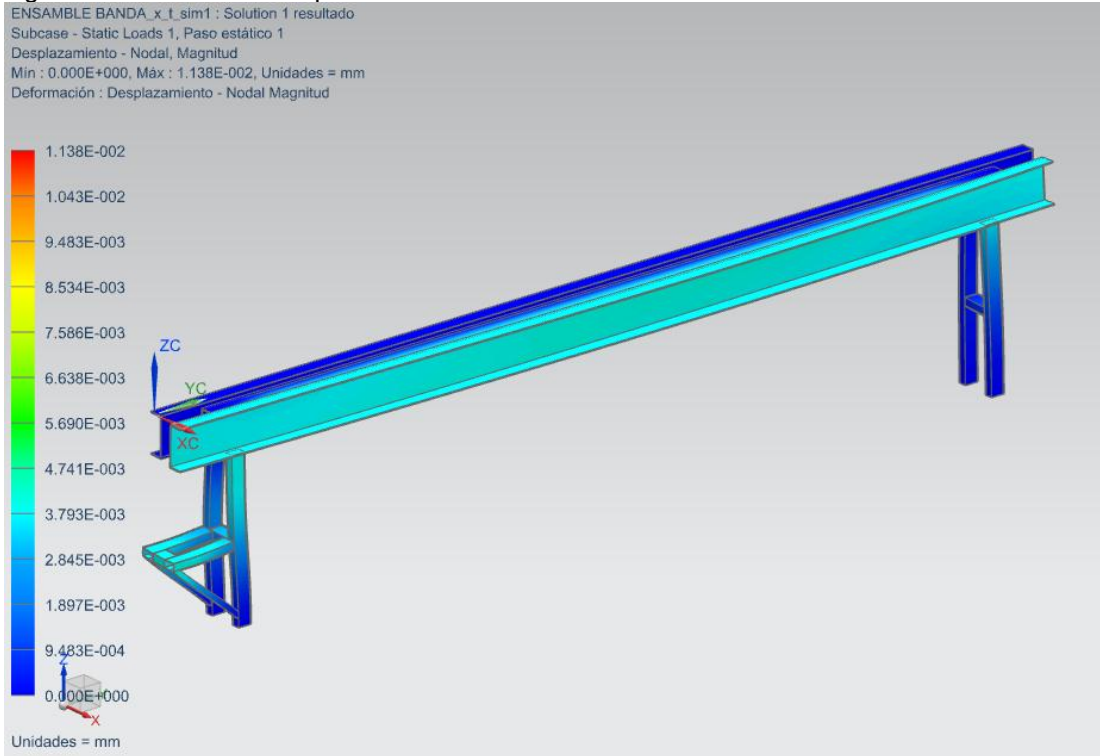
- ✓ El número 2 representa el peso de 16 kg del motorreductor, este peso se obtuvo con especificaciones técnicas y datos del proveedor, Motores Industrias Ramfe S.A.S.

$$Peso = 16\ kg \times \left(9,81\ \frac{m}{s^2}\right) = 156,96\ N$$

$$Fuerza\ 1 = 156,96\ N$$

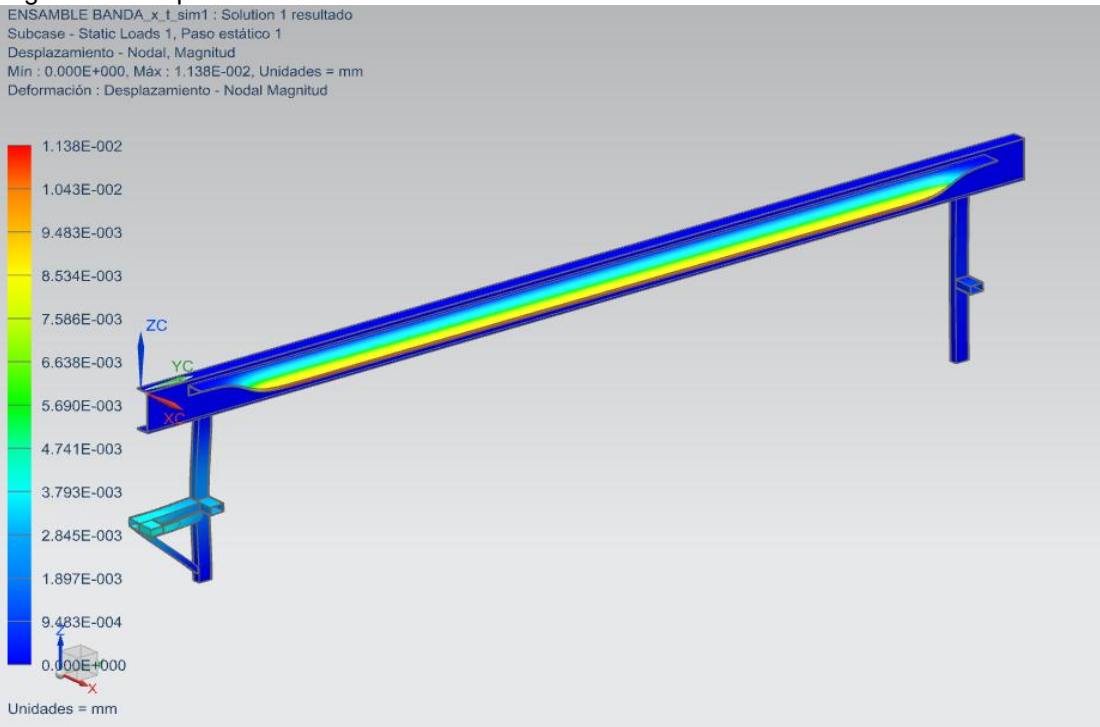
A continuación en la figura 80 se logra observar el análisis del desplazamiento nodal máximo que experimenta la sección 2 de la estructura. Este desplazamiento es de 0,01138 mm el cual es mínimo y no afecta la estructura ni el funcionamiento de la máquina en general;

Figura 80. Análisis del desplazamiento nodal de la sección 2



Para una mejor idea del desplazamiento máximo en la platina =ver la figura 81=

Figura 81. Desplazamiento nodal máximo

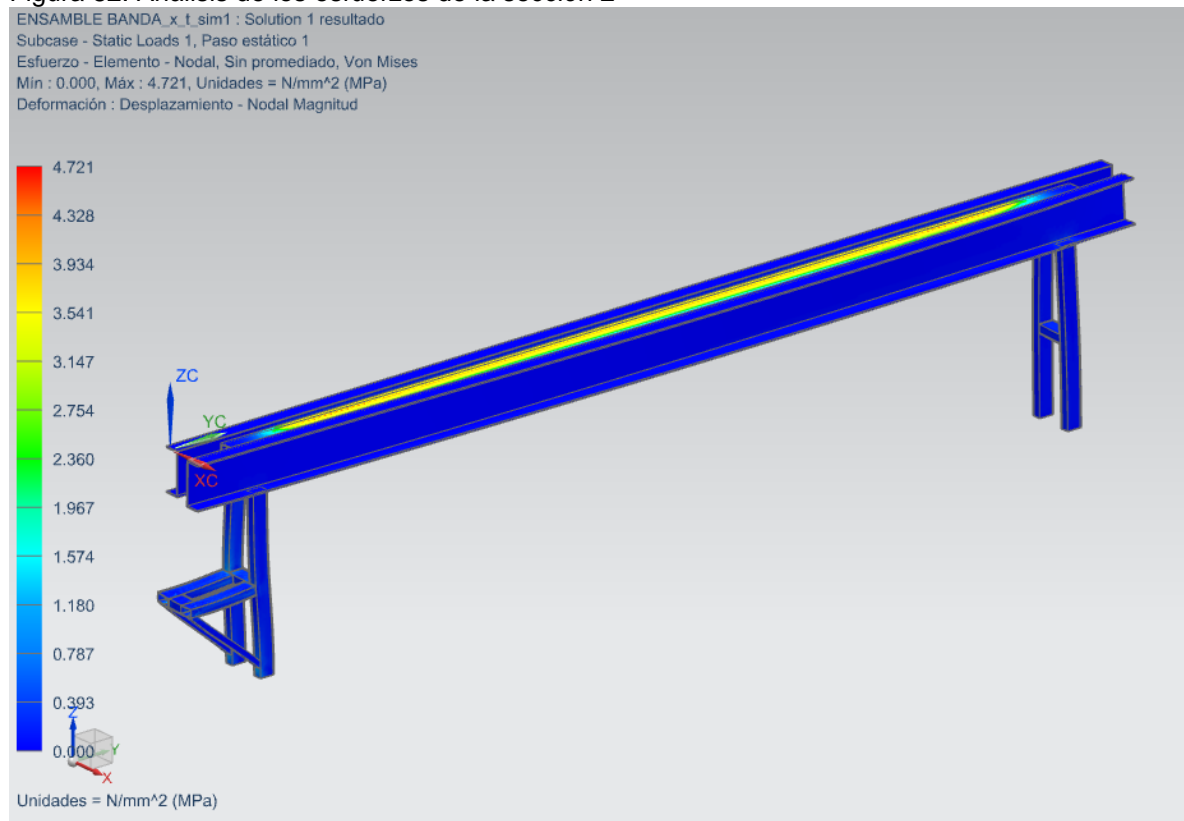


El siguiente análisis es el esfuerzo máximo al que se somete la sección 2, como se muestra en la figura 75, este esfuerzo es de 4,721 Mpa. Ahora este valor debe ser comparado con el límite de fluencia del acero ASTM A-36 que es de 250 Mpa y de esta forma obtener el factor de seguridad;

$$Factor\ seguridad = \frac{250\ MPa}{4,721\ MPa} = 52,89$$

El factor de seguridad de esta sección es alto debido a que el desplazamiento nodal es muy bajo y las cargas que actúan sobre la estructura no son altas en comparación con las propiedades físicas que posee el acero ASTM A-36. Por otro lado, se puede deducir con este alto factor de seguridad que se podría llegar a cambiar el perfil estructural por uno más pequeño, pero es algo que no se puede aplicar en este caso, por esbeltez, funcionalidad y disposición espacial de los demás componentes, como tornillos, chumaceras y demás partes que conforman el sistema de transmisión.

Figura 82. Análisis de los esfuerzos de la sección 2



Finalmente se puede concluir con el análisis del software NX 9.0 que la estructura de la máquina no fallaría con las cargas máximas que podrían llegar a aplicar sobre esta.

7. MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

En este capítulo se describen los manuales de operación y mantenimiento de la máquina, aquí se conciben los procedimientos y pautas que se deben seguir antes, durante y después de la operación para evitar y minimizar riesgos, paradas del equipo no deseadas y aumentar su vida útil.

7.1 MANUAL DE OPERACIÓN

Para llevar a cabo una correcta operación de la máquina, es indispensable tener presente y seguir con rigurosidad una serie de pasos descritos en este manual y así garantizar el trabajo y operación óptima del equipo tanto antes como después de la puesta en marcha, además de preservar la salud e integridad de los operarios y la empresa en general.

La operación debe ser única y exclusivamente realizada por personal capacitado.

7.1.1 Tablero de mandos. El control de la máquina, se ejecuta a través de un tablero de control y mandos, dispone de un selector de dos posiciones para dar marcha hacia adelante a la cinta transportadora y para detenerla, también cuenta con un pulsador encargado de prender y apagar el ventilador y por último otro pulsador que efectúa el paro de emergencia en caso de alguna anomalía o problema durante el proceso. En la figura 83 se muestra el tablero de mandos, el cual se encuentra localizado en un lugar seguro y fácil de alcanzar por el operario en caso de una eventualidad.

Figura 83. Tablero de mandos



7.1.2 Diagrama de proceso. Para poner en marcha la máquina, principalmente se debe constatar que todos los elementos estén conectados a la fuente de energía, además asegurarse que el compresor de la empresa esté en operación y revisar que no hayan elementos en rozamiento con la cinta transportadora o el ventilador por razones de seguridad.

Para iniciar la marcha del equipo se debe poner el selector de la cinta transportadora en ENCENDIDO, como se explica en la figura 84.

Figura 84. Encendido de la cinta transportadora



Luego se debe accionar el pulsador VENTILADOR que prende el ventilador de aspiración de la arena sílice.

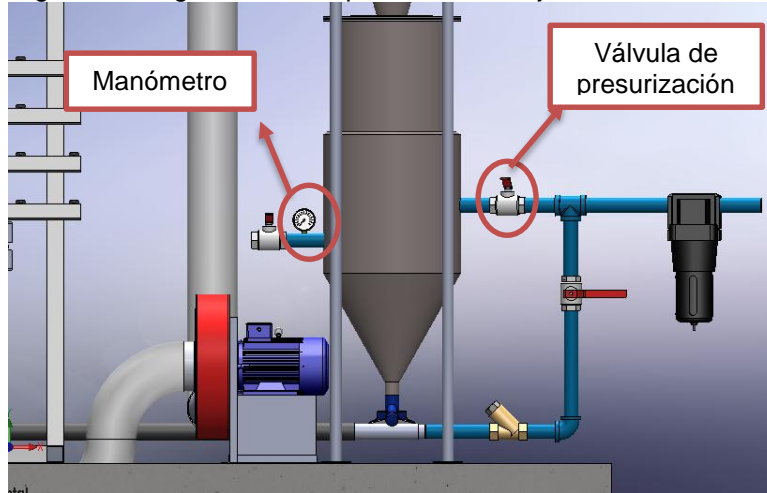
Figura 85. Encendido del ventilador



Ahora, se abren la válvula de presurización del tanque entre 50 y 110 psi dependiendo de la tarea que se le vaya a realizar al cristal **(debe tener muy**

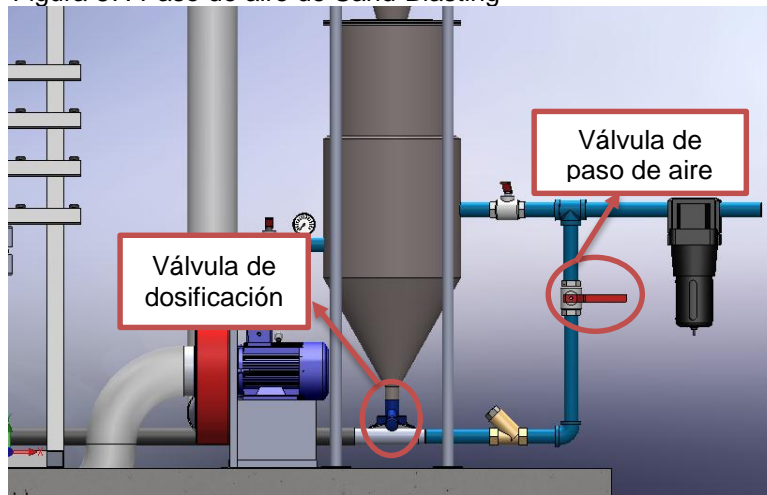
presente no sobrepasar los 115 psi de presión en el tanque por cuestiones de seguridad) en el instante que el manómetro indique la presión de trabajo deseada, se cierra la válvula de presurización.

Figura 86. Regulación de la presión de trabajo



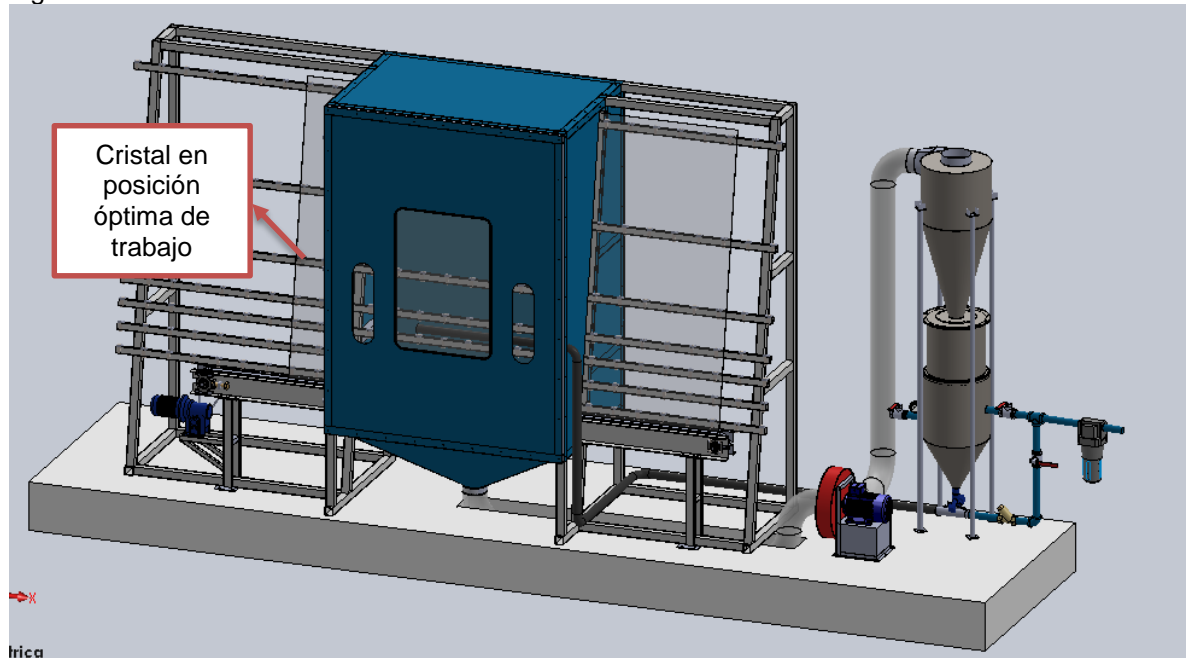
Posteriormente se abre la válvula de paso de aire a la parte baja del recipiente a presión y se empieza a regular la válvula de dosificación que se encuentra en la parte baja del tanque, hasta que el caudal de aire y arena sea el óptimo.

Figura 87. Paso de aire de Sand-Blasting



Ya con la máquina en general puesta a punto para el proceso, se coloca el vidrio o espejo, al que se le vaya a ejecutar el Sand-Blasting sobre el transportador para que este ingrese a la cabina, en el instante que el cristal se encuentre en la posición adecuada considerada por el operario para ejecutar la tarea.

Figura 88. Posicionamiento del cristal



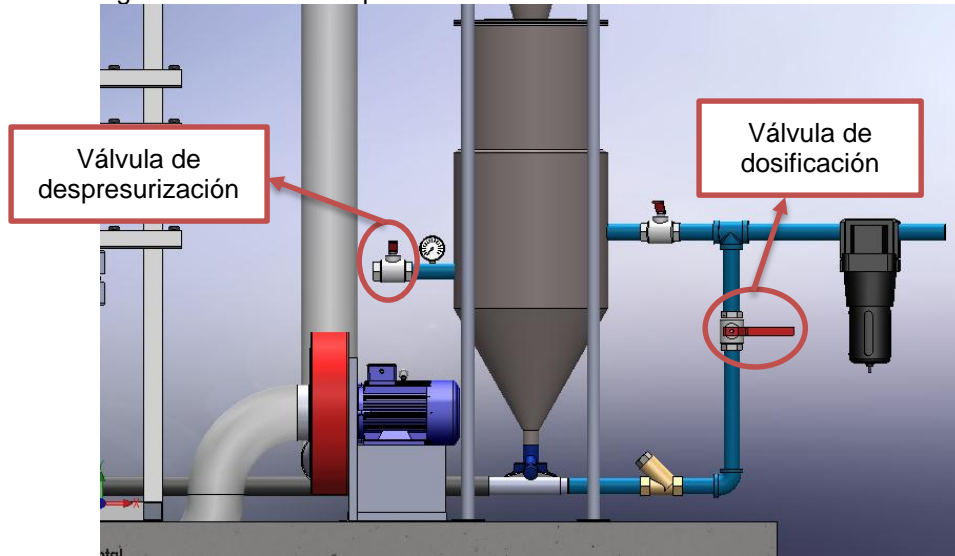
El siguiente paso es colocar el selector de la cinta transportadora en APAGADO para que la banda se detenga y así realizar el arenado.

Figura 89. Apagado de la cinta transportadora



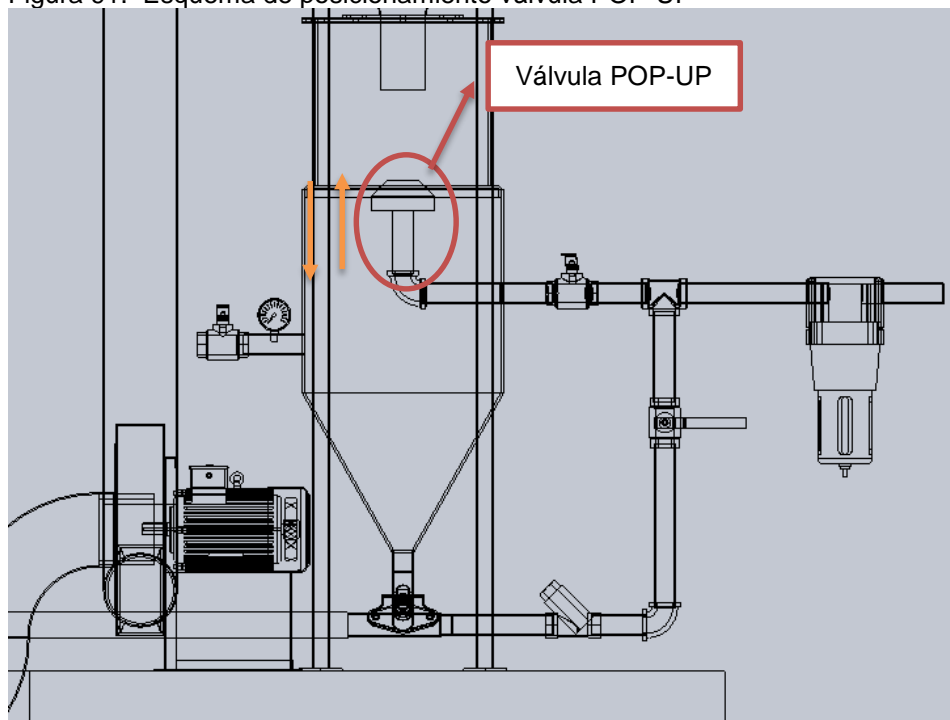
Por otro lado en el momento que el tanque a presión se quede sin abrasivo, se debe apagar el ventilador, cerrar la válvula de paso de aire y abrir la válvula de despresurización que se encuentra al lado del manómetro, para que de este modo el tanque se despresurice para que la válvula POP-UP baje y la arena que el ventilador y el ciclón han recuperado durante el proceso, baje nuevamente al tanque y este se llene =ver la figura 90=

Figura 90. Sistema de presión



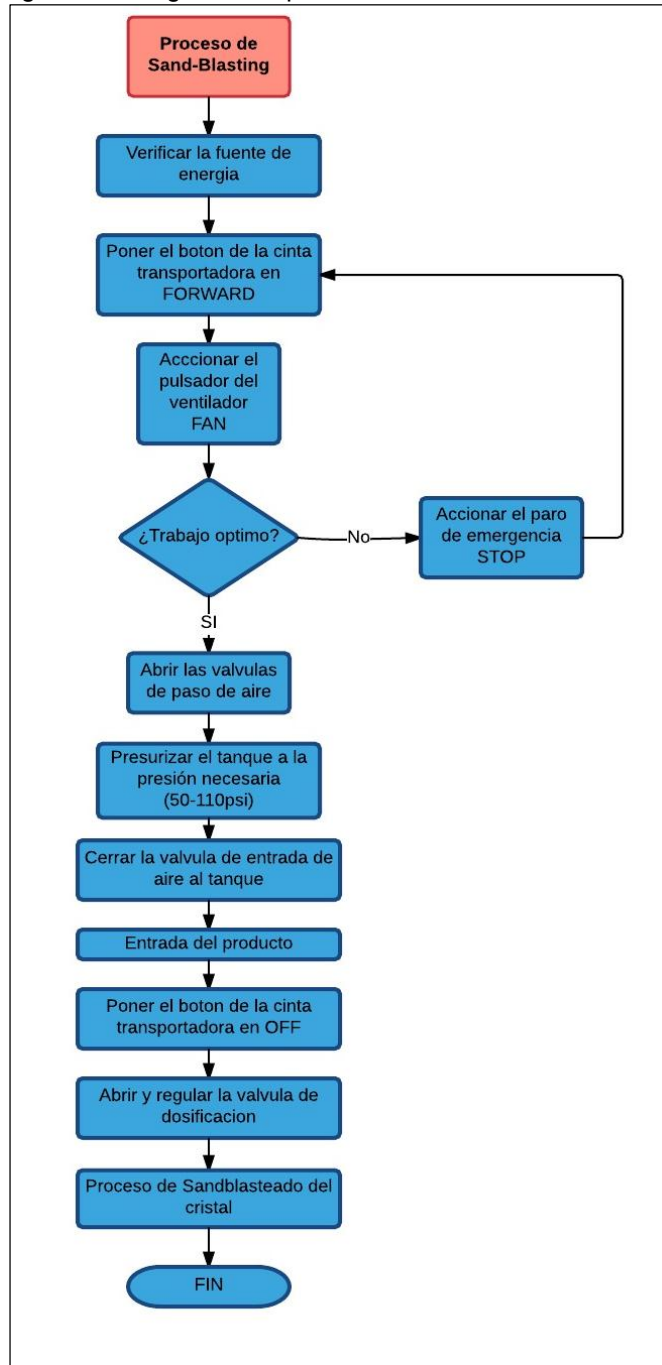
Como se puede apreciar en la figura la válvula POP-UP señalada, será la que baje cuando se realice la despresurización y permitirá la caída del abrasivo recuperada, el movimiento de la válvula es como lo indican las flechas amarillas es hacia arriba y abajo.

Figura 91. Esquema de posicionamiento válvula POP-UP



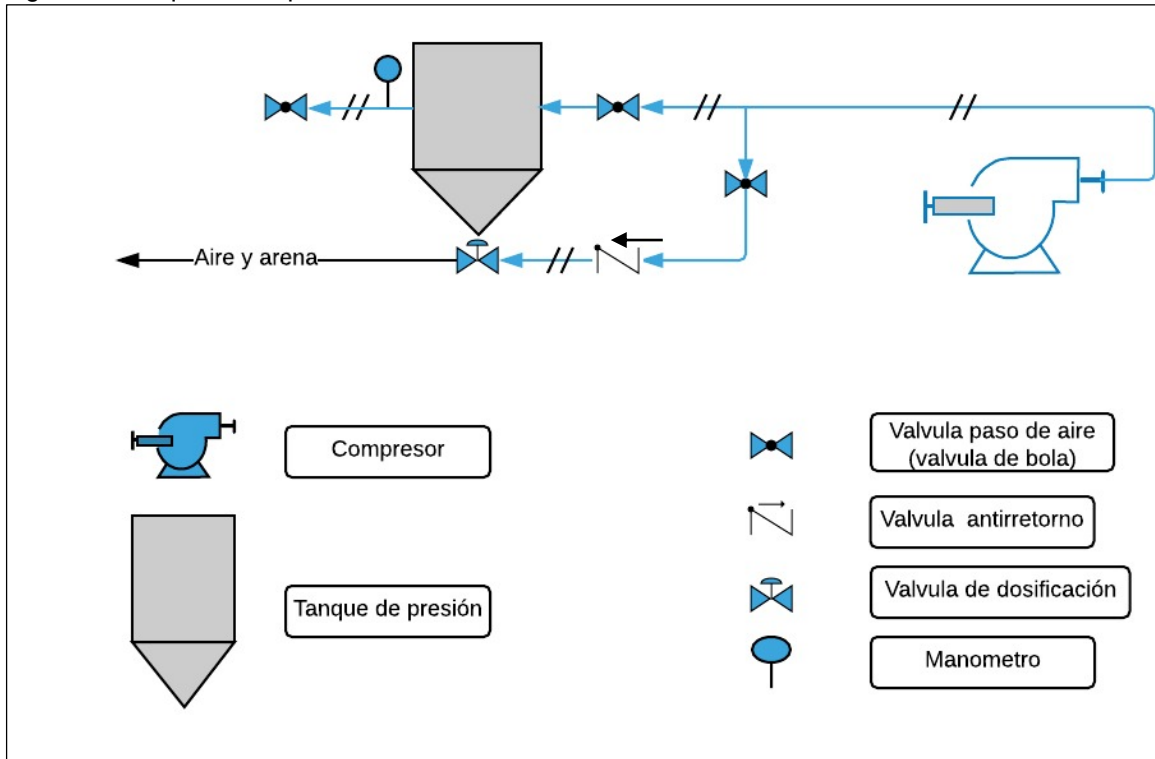
El diagrama de proceso se encuentra a continuación de una manera más resumida y concisa;

Figura 92. Diagrama de proceso



En la figura 93 se puede apreciar un esquema de proceso que ayuda a ser más fácil la comprensión del sistema de presión del equipo.

Figura 93. Esquema de proceso



7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento es de vital importancia para cada uno de los sistemas y elementos que conforman el equipo en general. Gracias a un correcto y oportuno mantenimiento, se logra extender la vida útil de los componentes consiguiendo un trabajo satisfactorio y de calidad; por esta razón, se debe seguir un mantenimiento programado, ejecutado por el operario de la máquina, el cual debe ser previamente capacitado.

Para preservar las condiciones óptimas de funcionamiento de la máquina, se asigna una rutina, la cual consta de limpieza, inspección, ajuste y lubricación; siendo la inspección y la limpieza procesos diarios con el objetivo de evaluar el estado de los componentes antes y después del proceso de Sand-Blasting, para llevar un registro de condiciones anormales que se puedan presentar afectando el funcionamiento del equipo y de este modo prever una falla.

Para definir la rutina de mantenimiento es indispensable conocer cada uno de los sistemas que conforman la máquina y de esta manera, establecer la rutina para

cada uno, previniendo fallas en cualquier sistema que se pueden derivar en la parada inesperada del equipo.

7.2.1 Motorreductor. Se cuenta con un motorreductor de 0,5 HP que otorga torque y potencia a la transmisión para dar movimiento a la cinta transportadora, a este motorreductor se le debe realizar una inspección y mantenimiento.

El reductor cuenta con una transmisión por sin fin corona, estos en su interior se encuentran rodeados de aceite lubricante, por esta razón se debe realizar una inspección visual para revisar si existen posibles fugas y además el nivel de aceite, ya que en caso de haber un nivel bajo, es indispensable llenar hasta el nivel correcto, teniendo presente mantener la misma clase de lubricante recomendado por el fabricante.

Es de vital importancia inspeccionar la alineación entre el eje del motor y el eje del reductor, ya que puede existir una desalineación tanto angular como axial, de este modo se evitan vibraciones y ruidos que pueden ocasionar cambio prematuro de cojinetes.¹

7.2.2 Transmisión por cadena. La máquina cuenta con una transmisión por cadena, este es uno de los elementos que debe tener inspección con más frecuencia. Dentro de las recomendaciones más importantes a tener presente, es efectuar una limpieza y lubricación correcta debido a las condiciones de trabajo a las que se encuentra.

Se debe revisar periódicamente la alineación de ambas coronas dentadas, de esta manera se puede evitar la holgura en los cojinetes que ocasionan vibraciones y ruidos por la desalineación, también inspeccionar el largo de la cadena ya que si el alargamiento excede del 2 al 4% de la longitud normal, es necesario cambiarla, controlar la tensión de la cadena y por último, en caso de sustitución de la cadena no se debe forzar en el momento del montaje.²

¹ AJ TRANSMISIONES. Mantenimiento a los motorreductores. [Online]. [Citado 2016-04-26]. Disponible en <<http://www.ajtransmisiones.com/mantenimiento-a-los-motorreductores>>

² MANTENIMIENTO CADENAS DE TRANSMISIÓN. [Online]. [Citado 2014-09-06]. Disponible en <<http://www.solomantenimiento.com/articulos/mantenimiento-cadenas-transmision.htm>>

7.2.3 Cinta transportadora. Básicamente la cinta transportadora necesita más que un mantenimiento, un correcto funcionamiento, se debe realizar una inspección visual a la cinta para garantizar que no esté con muestras de rotura, también comprobar su tensión para una correcta transmisión, en caso de no tener la tensión suficiente, tensarla con una llave expansiva desde las chumaceras del eje motriz ya que estas poseen tornillo tensor y de esta manera garantizar su correcta funcionalidad.

7.2.4 Ventilador centrífugo. El ventilador es un elemento que necesita una rutina de mantenimiento apropiada, ya que va a estar en constante trabajo y en contacto con el abrasivo, para de este modo garantizar la integridad del dispositivo. Principalmente se debe comprobar el balanceo del impulsor puesto que de lo contrario, aparecen vibraciones y ruidos extraños, revisar los cojinetes periódicamente ya que la velocidad angular a la que rota el impulsor es bastante alta; además inspeccionar la lubricación de los cojinetes y su temperatura de trabajo, comprobar la alineación de las poleas y el acople del eje del motor y el impulsor.¹

7.2.5 Tanque a presión. El tanque a presión esencialmente, debe ser inspeccionado su espesor de pared ya que puede disminuir con el tiempo, debido a corrosión o abrasión, de esta manera se vería afectado su presión de trabajo y la seguridad de la empresa y trabajadores. Diariamente se debe comprobar que no haya fugas en las conexiones del tanque, además de revisar la soldadura entre las secciones que lo conforman, por último comprobar que el indicador de presión funcione bien antes de empezar a trabajar el equipo.

7.2.6 Tubería, conexiones y válvulas. Estos elementos deben ser inspeccionados visualmente a diario, se debe corroborar que no existen fugas en las tuberías y conexiones, dado que de lo contrario ocasionarían caídas de presión en el sistema, ocasionando ineficiencia de la máquina, en cuanto a las válvulas es importante que no hayan estancamientos que impidan el paso de los fluidos o que existan desgaste por abrasión en ellas.

7.2.7 Unidad de mantenimiento del compresor. Finalmente es vital que la unidad de mantenimiento del compresor aporte la lubricación adecuada, puesto que con una buena lubricación de las válvulas se reduce el riesgo de averías y se aumenta la vida útil de las mismas.

¹ AREA MÉCANICA. [Online]. [Citado 2016-04-20]. Disponible en: <<https://areamecanica.wordpress.com/2012/08/05/ingenieria-mecanica-ventiladores-centrifugos/>>

7.2.8 Rutinas de mantenimiento. Ya habiendo establecido la clase de dispositivos y accesorios con los que cuenta la máquina, los tipos de averías que podrían llegar a tener y todo lo nombrado anteriormente, en el cuadro se encuentran las rutinas de mantenimiento que son obligatorias a realizar cada determinado tiempo, el cual se estipula en cada rutina para el óptimo funcionamiento del equipo.

Cuadro 29. Rutinas de mantenimiento

Tiempo	Rutina
Diaria	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Inspección visual del motorreductor, la transmisión por cadena, y la banda transportadora. ✓ Revisar la tensión de la banda transportadora. ✓ Verificar la óptima lubricación en la transmisión por cadena. ✓ Inspección visual de la tubería, conexiones neumáticas y manómetro para evitar fugas.
Mensual	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Evaluar los reportes diarios y hacer reporte mensual. ✓ Revisar el nivel de aceite del reductor, si hace falta, llenar el depósito. ✓ Verificar la alineación de las ruedas dentadas de la transmisión por cadena. ✓ Verificar la tensión de la cadena. ✓ Comprobar la alineación y tensión de las poleas del ventilador.
Trimestral	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Evaluar el reporte mensual y establecer uno trimestral. ✓ Revisar la alineación del conjunto motor-reductor. ✓ Inspección con cámara termografía de los rodamientos de la banda y ventilador. ✓ Revisar el desgaste en la cadena, ruedas dentadas, poleas y banda. ✓ Realizar limpieza y lubricación de la cadena y rodamientos. ✓ Comprobar el buen estado de la manguera y boquilla de Sand-Blasting.

Cuadro 29 (Continuación)

Tiempo	Rutina
Semestral	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Evaluar el reporte trimestral y establecer uno semestral. ✓ Hacer cambio de aceite del reductor y lavarlo. ✓ Revisar el largo de la cadena de transmisión, si excede el 4% realizar el cambio. ✓ Revisar la manguera de succión y si es necesario cambiarla. ✓ Realizar balanceo dinámico del ventilador. ✓ Realizar ensayo de tintas penetrantes al tanque de presión. ✓ Revisar la válvula de dosificación y pop-up del tanque de presión.
Anual	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Revisar el reporte semestral y establecer el anual. ✓ Realizar el segundo cambio de aceite del reductor y continuar cambiándolo cada año. ✓ Comprobar el estado de la red eléctrica. ✓ Comprobar el estado de las coronas de la transmisión, poleas de la cinta transportadora y poleas del ventilador y si es necesario realizar el cambio.

7.2.9 Posibles fallas y correcciones. A pesar de llevar una correcta rutina de mantenimiento, no se puede garantizar que el equipo presente imprevistos o fallas inesperadas durante la operación, por tal razón se han establecidos los fallos posibles con su respectiva causa y solución en el siguiente cuadro.

Cuadro 30. Posibles fallas y correcciones

Falla	Causa Probable	Corrección
Vibraciones y ruidos en la transmisión de potencia.	Falta de tensión en la cadena, desalineación de las coronas, roces con otros elementos o rodamientos dañados.	Desmontar la cadena, verificar la alineación angular y axial entre ambas coronas, asegurarse de la adecuada tensión de la cadena y que ningún elemento este en contacto con la transmisión o sustituir el rodamiento.

Cuadro 30 (Continuación)

FALLA	CAUSA PROBABLE	CORRECCION
Desalineación y saltos en la cinta transportadora.	Ajuste mayor en una de las chumaceras tensoras y mal contacto de la correa con las poleas.	Verificar que las dos chumaceras tensoras estén alineadas y el contacto directo de la correa y las poleas.
Presión de aire baja.	Obstrucción de la red neumática o fugas que ocasionan caída de presión.	Identificar el componente donde ocurre la obstrucción o la fuga, desmontar limpiar y si es necesario cambiar.
Fugas en las válvulas.	Desgaste interno de los componentes que la conforman.	Ubicar la válvula con el problema, desmontarla y hacer el cambio correspondiente.
Exceso de calentamiento en las líneas eléctricas.	Conexiones flojas o calibre de cable muy delgado.	Revisar muy bien todas las conexiones o cambiar por un calibre de cable más apropiado.

Si por alguna razón las fallas mencionadas no tienen relación con alguna de las soluciones propuestas en este manual, mejor contacte al proveedor de la máquina para evitar fallos más graves.

8. EVALUACIÓN FINANCIERA

En este capítulo se realiza la evaluación financiera del proyecto, esta evaluación se ejecuta teniendo presente los costos y gastos, ya que es parte fundamental en un proyecto de ingeniería, de esta forma se conoce la rentabilidad de este, a través de indicadores que permiten la toma de decisiones.

8.1 ESTUDIO DE COSTOS

Durante todo el proceso de desarrollo del proyecto se va generando una serie de costos, estos deben ser tomados y tenidos en cuenta en su totalidad para el diseño de la máquina, a continuación se dividen para llevar a cabo un análisis y descripción de cada uno de ellos.

8.1.1 Costos de ingeniería. A lo largo de todo este proceso se originan costos de lo que abarca la ingeniería del proyecto como tal, los cuales algunos son asumidos por el autor del proyecto y otros estuvieron a cargo de la empresa, en el cuadro 31 se describe cada uno de estos costos más a fondo para una mejor interpretación.

Cuadro 31. Costos de ingeniería

Ítem	Valor
Talento humano	\$ 9.105.300
Gastos de máquinas y equipos	\$ 400.000
Fungibles	\$ 190.000
Otros gastos	\$ 100.000
Total	\$ 9.795.300

8.1.2 Costos de los elementos de la máquina. Para llegar a la fabricación de la máquina son necesarios e indispensables componentes que conforman el equipo, estos han sido enunciados a lo largo de todo el proyecto y en el siguiente cuadro se encuentra la descripción de cada uno y su respectivo costo.

Cuadro 32. Costos de los elementos de la máquina

Elemento	Unidad	Cantidad	Valor Unidad	Total
Tubo de perfil 50x50x2,5 (6m)	Unidad	9	\$ 58.534	\$ 526.806
Tubo de perfil 40x40x2,5 (6m)	Unidad	5	\$ 44.224	\$ 221.120
Tubo de perfil Φ 1x3	Unidad	2	\$ 38.276	\$ 76.552
Tubo de perfil 50x30x2,5	Unidad	1	\$ 38.793	\$ 38.793
Platina 222x3360x4,76	Unidad	2	\$ 88.000	\$ 176.000

Cuadro 32 (Continuación)

Platina 90x3050x4,76	Unidad	1	\$ 34.000	\$ 34.000
Platina 240x130x4,76	Unidad	2	\$ 4.000	\$ 8.000
Platina 50x130x4,76	Unidad	4	\$ 2.000	\$ 8.000
Lamina cold rolled calibre 14	Unidad	6	\$ 92.672	\$ 556.032
Eje acero 10-45	Unidad	2	\$ 60.000	\$ 120.000
Rodamiento eje conductor 30 mm	Unidad	2	\$ 21.400	\$ 42.800
Rodamiento eje conducido 20 mm	Unidad	2	\$ 15.100	\$ 30.200
Chumacera tensora eje conductor	Unidad	2	\$ 22.800	\$ 45.600
Chumacera eje conducido	Unidad	2	\$ 12.000	\$ 24.000
Sprocket 50 dientes 40B50	Unidad	1	\$ 110.000	\$ 110.000
Sprocket 11 dientes 40B11	Unidad	1	\$ 18.000	\$ 18.000
Cadena 40-1	Unidad	1	\$ 17.000	\$ 17.000
Polea sincrónica 28 14M-40	Unidad	2	\$ 265.000	\$ 530.000
Correa sincrónica 3.360 14M-40	Unidad	1	\$ 180.000	\$ 180.000
Motorreductor 0,5 HP – 90 rpm	Unidad	1	\$ 820.000	\$ 820.000
Ruedas de deslizamiento	Unidad	189	\$ 980	\$ 185.220
Manguera para Sand-Blasting 1 1/2 “	Metro	4	\$ 52.000	\$ 208.000
Manguera de poliuretano flexible 5”	Metro	1	\$ 23.800	\$ 142.800
Válvula de bola 1 1/4 “	Unidad	3	\$ 35.200	\$ 105.600
Válvula de cheque 1 1/4”	Unidad	1	\$ 61.446	\$ 61.446
Válvula dosificadora	Unidad	1	\$1'187.450	\$1'187.450
Unidad FRL	Unidad	1	\$ 187.638	\$ 187.638
Manómetro 150 psi	Unidad	1	\$ 19.000	\$ 19.000
Válvula POP-UP	Unidad	1	\$ 238.000	\$ 238.000
Lamina 283 grado 3/16”	Unidad	1	\$ 130.000	\$ 130.000
Ventilador centrifugo	Unidad	1	\$ 3'800.000	\$ 3'800.000
Boquilla de Sand-Blasting	Unidad	1	\$ 292.500	\$ 292.500
Tuerca hexagonal 3/8”-16-UNC	Unidad	48	\$ 56	\$ 2.688
Arandela plana 3/8”	Unidad	28	\$ 54	\$ 1.512
Tornillo autorroscante 1/4”x13 mm para lamina	Unidad	189	\$ 42	\$ 7.938

Cuadro 32 (Continuación)

Tornillo cabeza hexagonal 3/8" x 25 mm	Unidad	8	\$ 182	\$ 1.456
Tornillo cabeza hexagonal 1" x 86 mm	Unidad	2	\$ 5.200	\$ 10.400
Pernos de anclaje HSL-3	Unidad	8	\$ 29.375	\$ 235.000
Breaker 3x30x220v	Unidad	1	\$ 99.565	\$ 99.565
Selector 2 posiciones 220 v	Unidad	1	\$ 16.743	\$ 16.743
Interruptor star/stop 220 v	Unidad	2	\$ 46.235	\$ 92.470
TOTAL				\$10'608.329

En el anexo O, se encuentran todas las respectivas cotizaciones de cada elemento de la máquina.

8.1.3 Costos de fabricación y montaje. Para obtener la máquina se requiere del uso de personal y equipos adecuados que se encarguen de acondicionar los componentes a las medidas y características que se encuentran en el anexo de planos, por lo tanto, en el cuadro 32 se encuentra la descripción de los costos de la fabricación y montaje que han sido obtenidos por Industrias Vitales S.A.S. a través de personal calificado para cada trabajo.

Cuadro 33. Costos de fabricación y montaje

Ítem	Unidad	Cantidad	Valor Unidad	Total
Soldador	Hora	8	\$25.000	\$176.000
Dobladora	Hora	5	\$30.000	\$150.000
Cortadora	Hora	5	\$22.000	\$110.000
Taladro	Hora	8	\$ 25.000	\$ 200.000
Ensamble	Hora	40	\$30.000	\$1.200.000
Montaje eléctrico	Unidad	1	\$800.000	\$800.000
TOTAL				\$2'636.000

8.1.4 Costo total. En el cuadro 34 se puede apreciar un resumen de la descripción de cada uno de los costos nombrados anteriormente.

Cuadro 34. Costo total

Ítem	Valor
Costos de ingeniería	\$9'795.300
Costos elementos de la máquina	\$10'.608.329
Costos montaje y fabricación	\$2'636.000
TOTAL	\$23'039.629

8.2 COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Para el análisis de costo de operación y mantenimiento = ver el cuadro 35= donde se describen los costos anuales que genera la máquina por su consumo eléctrico, su mantenimiento y la operación de la misma, teniendo en cuenta que este último es nulo ya que actualmente la empresa tiene disponibilidad de estos operarios y realizan el trabajo en la máquina actual.

Cuadro 35. Costos anuales de operación y mantenimiento

Ítem	Unidad	Cantidad	Valor Unidad	Total
Operario	Persona	3	\$0	\$0
Mantenimiento	Unidad	2	\$500.000	\$1'000.000
Consumo eléctrico	kW.h	8.379	\$466	\$3'904.614
TOTAL				\$4'904.614

8.3 BENEFICIOS DEL PROYECTO

Actualmente la empresa dispone de una máquina que realiza el trabajo de Sand-Blasting, pero esta no cumple con las necesidades y requerimientos que exige el proceso con el aumento de la producción, por esto se están generando cuellos de botella a diario por dos horas de producción que se están perdiendo al día, que en consecuencia se reponen en horas extras por los 3 operarios del final de la línea de producción, de tal forma que, con el diseño de la máquina nueva estas dos horas extras que se convierten finalmente en seis horas por los tres operarios, las va a poder ahorrar la empresa; en consecuencia el beneficio del proyecto se realiza con base a las seis horas extras que se están generando y que la empresa puede economizar, cada hora extra tiene un costo de \$ 5.242 según el sueldo que reciben por la empresa. A continuación en el cuadro 36 se describe una mejor idea de lo mencionado previamente.

Cuadro 36. Gastos por horas extras

Ítem	Proceso Actual
Horas extra diarias (3 personas)	6
Valor horas extra diarios	\$31.6452
Valor horas extra mensuales	\$943.560
Valor anual	\$11'322.720

Con la anterior información se puede ver que al implementar el proyecto se podría economizar \$11'322.720 anualmente en horas extras; con este orden de ideas se ha hecho el análisis financiero.

8.4 ANÁLISIS FINANCIERO

Para el análisis financiero se realizó un estudio por valor presente neto (VPN) y tasa interna de retorno (TIR), para esto se tomaron varios criterios;

- ✓ La inflación del mercado no se tuvo presente, se utilizaron pesos constantes.
- ✓ Tasa mínima de rendimiento la cual fue establecida por la empresa de 9%.
- ✓ Horizonte económico de utilidades de los proyectos de la empresa es de 5 años.

En el cuadro 37 se pueden ver el flujo neto, restando los costos de operación y mantenimiento que se presentan al año.

Cuadro 37. Ganancias al año

Ítem	Valor
Ahorro anual	\$11'322.720
Operación y mantenimiento	\$4'904.614
TOTAL	\$6'418.106

8.4.1 Valor presente neto. En el análisis del VPN convierte los gastos o ingresos en dinero equivalente al presente, en otros términos todos los flujos de efectivo futuro se transforma en dinero presente con la siguiente ecuación¹

$$VPN = F_0 + F_1 (1 + i)^{-1} + F_2 (1 + i)^{-2} + F_3 (1 + i)^{-3} + F_4 (1 + i)^{-4} + F_5 (1 + i)^{-5}$$

Donde;

VPN = valor presente neto

F₀ = inversión inicial

F_n = Flujo de efectivo del periodo anual

i = Tasa interna de oportunidad (9%)

$$VPN = -\$23'730.818 + \$6'418.106(1 + 0,09)^{-1} + \$6'418.106(1 + 0,09)^{-2} \\ + \$6'418.106(1 + 0,09)^{-3} + \$6'418.106(1 + 0,09)^{-4} + \$6'.106(1 \\ + 0,09)^{-5}$$

$$VPN = \$1'233.376$$

En el cuadro 38 se puede ver con más claridad la descripción y resumen de los resultados de VPN.

¹ BLANK, Leland. Ingeniería económica. Sexta edición. México : McGraw Hill, 2006. P174.

Cuadro 38. Valor Presente Neto

Ítem	Valor
Inversión	\$23'730.818
TIO	9%
Tiempo	5 años
Ganancia anual	\$6'418.106
VPN ganancia	\$1'233.376

Los criterios de viabilidad de un proyecto por VPN son;

- ✓ VPN > 0, el proyecto es viable
- ✓ VPN < 0, el proyecto no es viable
- ✓ VPN = 0, puede ser viable o no

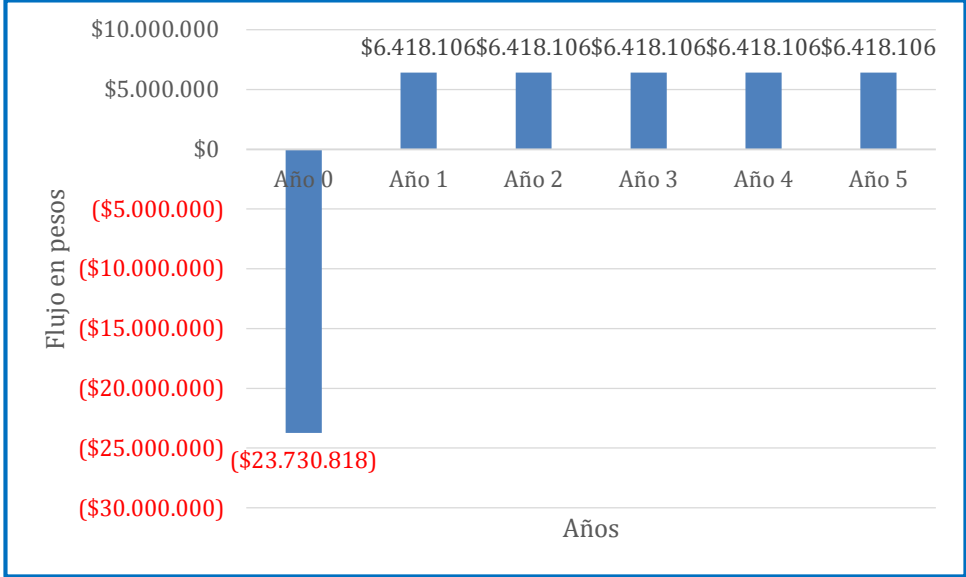
Ya que el VPN es de \$ 1'233.376, es decir positivo o mayor a cero, esto explica que financieramente el proyecto es rentable y viable para ejecutarlo.

8.4.2 Tasa interna de retorno. La TIR es el valor del valor presente neto igualado a cero, dicho de otra manera, es la tasa de rentabilidad de los ingresos y egresos de la inversión y esta es medida en porcentaje, se debe tener en cuenta que esta debe ser mayor al porcentaje de la Tasa Interna de Oportunidad para que sea viable.

Para calcular la TIR se utilizó el programa Microsoft Excel para realizar un diagrama de flujo que se muestra en el gráfico 7.

La tasa interna de retorno (TIR) se calculó por medio del programa Microsoft Excel siendo esta de 11%, se considera que el proyecto es factible debido a que la tasa interna de retorno es mayor a la tasa interna de oportunidad la cual es del 9%.

Gráfico 7. Flujo de caja



9. CONCLUSIONES

- ✓ La implementación de la máquina de Sand-Blasting para vidrio ofrece diferentes beneficios a la empresa como, el aumento de la producción y el aprovechamiento de las horas de trabajo al máximo gracias a que el proceso se realizará en menos tiempo debido a que la recarga del sistema de presión se reduce significativamente, además las pérdidas de material por ruptura al ingreso y retiro de la máquina disminuirán considerablemente.
- ✓ Con ayuda del software NX 9.0 fue posible verificar que los elementos estructurales logran soportar las cargas a las que se someten, basados en los esfuerzos y desplazamientos máximos que han sido analizados por la herramienta y verificados teóricamente con las propiedades del material.
- ✓ Es posible constatar que el proyecto es viable gracias al análisis financiero, teniendo en cuenta que la inversión es de \$ 23'730.818 y se recuperará fácilmente en el tiempo proyectado; el valor presente neto es mayor a 0 y la tasa interna de retorno es mayor a la tasa interna de oportunidad establecida por la empresa.
- ✓ La máquina de Sand-Blasting con sistema de presión, da un gran beneficio económico en comparación a las existentes actualmente en el mercado europeo y asiático, dado que el ahorro económico es de alrededor del 50%, además de su rendimiento por m² en el arenado del cristal gracias a su sistema de presión.

10. RECOMENDACIONES

- ✓ Evaluar la posibilidad de implementar un colector de polvos a la salida del ciclón, de esta manera el 1,3% de polvo que el ciclón no alcanza a recolectar, sería capturado por los filtros de mangas del colector, ofreciendo mayor seguridad a la empresa y operarios.
- ✓ Estudiar la posibilidad de implementar un plan de mantenimiento programado para todos los equipos de la planta, basado en técnicas de mantenimiento predictivo y preventivo que garanticen al máximo la vida útil.
- ✓ Desarrollar actividades de control de calidad en la operación, con el fin de validar el buen funcionamiento de los componentes de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

AJ TRANSMISIONES. [Online]. [Citado 08-05-2016]. Disponible en: <<http://www.ajtransmisiones.com/mantenimiento-a-los-motorreductores>>

AREA MECANICA. [Online]. [Citado 10-05-2016]. Disponible en: <areamecanica.wordpress.com/2012/08/05/ingenieria-mecanica-ventiladores-centrifugos/>

ASME, Norma. Rules for construction of pressure vessels, division I, New york: ASME, 2010, 746 páginas.

BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF, John. MAZUREK, David. Mecánica de materiales. Quinta edición. México: Mc Graw Hill Educación, 2010, 792 paginas.

BLANK, Leland. Ingeniería económica. Sexta edición. México: McGraw Hill, 2006, 831 paginas.

BLASTING EXPERTS - Portafolio de productos [Online]. [Citado 16-03-16]. Disponible en: <http://blastingexperts.com/Web_final/portfolio-default.html >

CHIPAXA - Linea de productos [Online] [Citado 16-08-15]. Disponible en: <<http://www.chipaxa.com/paginas/EquipoSuccion.htm>>

CLEMCOINDUSTRIES. Super comet [En línea], 23-06-11. [Citado 10-01-16]. Disponible en: <<https://www.youtube.com/watch?v=vY6QoFrXDtk>>

COFERVAL - Catalogo [Online]. [Citado 20-04-2016]. Disponible en: <http://coferval.com/valvula_de_bola>

ECHEVERRY, Carlos. Diseño óptimo de ciclones. Volumen 5. Colombia: Revista de ingenierías de Medellín, 2006, páginas 123-139.

ECOIND - Products [Online]. [Citado 20-08-15]. Disponible en: <<http://www.ecoind.com/43-product-serie-m-suction.html>>

ESPIROFLEX – Productos [Online]. [Citado 20-04-2016]. Disponible en: <<http://espiroflex.com/productos/tubos-de-aireacion/tubo-poliuretano-m/>>

GONZALEZ, Santiago. GONZALEZ, Ernesto. Diseño de máquina automatizada para empacar huevos para la empresa avícola El Manantial. Bogotá, 2014, 222 h. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Fundación Universidad de América. Facultad de ingeniería. Ingeniería mecánica.

HILTI - Productos [Online]. [Citado 22-04-16]. Disponible en: <https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/9165346340894/08-Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf>

INGEMECANICA. Diseño y cálculo de la uniones atornilladas [Online]. [Citado 02-05-16]. Disponible en: <<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>>

INGEMECANICA. Fundamentos de las transmisiones por engranajes [En línea], 12-05-14. [Citado 20-03-14]. Disponible en: <<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn150.html>>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008, 26 paginas.

_____. Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1 – 2

_____. Referencias documentales para fuentes de informaciones electrónicas. NTC 4490. Bogotá: El Instituto, 1998, p.2

INTERMEC. Estandares de cuñas y cuñeros, 2014. [Citado 02-11-15]. Disponible en: <http://www.intermec.com.co/pdf/cunas_y_cuneros_estandar.pdf>

INTERMEC. Manual de selección de transmisiones por correas dentadas de tiempo y sincrónicas. 2014. 92 paginas.

MAGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión. México: Limusa, 1992, 483 páginas.

MANTENIMIENTO CADENAS DE TRANSMISIÓN. [Online]. [Citado 08-05-2016]. Disponible en: <<http://www.solomantenimiento.com/articulos/mantenimiento-cadenas-transmision.htm>>

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. México: Pearson, 2006, 944 páginas.

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. Sexta edición. México: Pearson, 2006, 627 paginas.

MULCO. Productos [Online], [Citado 16-11-15]. Disponible en: <http://mulco.gwj.de/sp/p_23171.htm>

NORTON, Robert. Diseño de máquinas. Cuarta edición. México: Pearson, 2011, 888 páginas.

SANTOSGLASSES. Blogspot [En línea], 22-02-15. [Citado 08-10-15]. Disponible en: < <http://santosglasses.blogspot.com.co/>>

SILICAS RED GRAVAS Y ARENAS – Productos y servicios [Online]. [Citado 23-03-2016]. Disponible en: < <http://www.silicasredgravasyarenas.com/productos-y-servicios/arena-silica/>>

SOLVITEC - Maquinaria [Online]. [Citado 09-09-15]. Disponible en: <http://www.solvitec.com.co/index.php?option=com_content&view=article&id=41&Itemid=144>

SUMITEC. [En línea], 2014. [Consultado 14-11-15]. Disponible en: <<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>>

TEXTOS CIENTIFICOS. [En línea], 05-05-2011. [Citado 10-10-15]. Disponible en: < <http://www.textoscientificos.com/polimeros/neopreno>>

VOLTECH. Cables y conductores eléctricos [En línea], 2014. [Citado 22-04-16]. Disponible en <<http://www.voltech.com.mx/cables.php>>

ANEXOS

ANEXO A
CATÁLOGO CORREAS SINCRÓNICAS

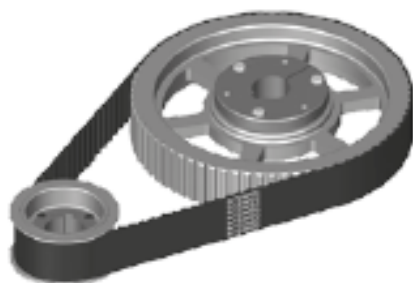
TRANSMISIONES POR CORREAS DENTADAS DE TIEMPO Y SINCRÓNICAS

Manual de selección



 **Intermec®**
PRODUCTOS MECÁNICOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA
www.intermec.com.co

TRANSMISIONES POR CORREAS DE TIEMPO Y SINCRÓNICAS



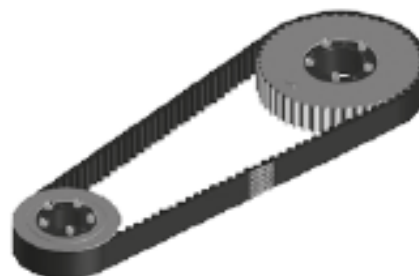
TRANSMISIONES DE TIEMPO

INTRODUCCION

Las transmisiones de Tiempo y Sincrónicas emplean el principio de "engranaje" de los dientes de una correa con los de sus correspondientes poleas también dentadas. Debido a que las correas dentadas no se elongan y a que prácticamente no queda "holgura" o "juego" entre los dientes de la correa y los de las poleas, son extremadamente precisas y positivas. Las correas dentadas son de Neopreno con cuerdas internas de Nylon muy fuertes que no permiten su elongación o estiramiento. Sus dientes están recubiertos con fibras resistentes a la fricción. Las poleas son fabricadas generalmente en acero y algunas en aluminio. Los dientes son de contorno "sinuoso" es decir, sin "aristas" para que no desgasten o corten la correa.

Las transmisiones con correas dentadas cada vez son de más uso en la industria y pueden dividirse en dos tipos: Las de Tiempo cuyas correas poseen dientes en forma "trapezoidal" y las Sincrónicas con dientes de perfil redondeado. Las transmisiones de tiempo y sincrónicas son ideales para transmitir potencia a medianas y altas velocidades y aventajan a las de correas en "V" pues no se patinan, son más compactas y de gran precisión.

En este Manual encontrará la información necesaria para seleccionar tanto las correas como las poleas y hasta los bujes de fijación más convenientes. Aunque son muchas las tablas, una vez que se familiarice con ellas, verá que en realidad no es difícil encontrar la transmisión adecuada.



TRANSMISIONES SINCRÓNICAS

CARACTERISTICAS

NO SE PATINAN

Gracias al perfecto "engranaje" de los dientes de la correa con los de las poleas, las transmisiones de Tiempo y Sincrónicas no se patinan, lo cual es de particular importancia en equipos automatizados en donde se requiere gran sincronización.

AMPLIO RANCO DE VELOCIDADES

Con las transmisiones de Tiempo y Sincrónicas se obtienen drásticas relaciones de aumento o reducción de velocidad con poleas y correas de menor tamaño que con transmisiones por correas en "V".

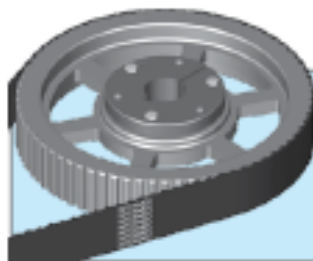
NO REQUEREN LUBRICACION

A diferencia de las transmisiones por cadena o engranajes, las Transmisiones de Tiempo y Sincrónicas no requieren lubricación debido a que no existe un contacto metal-metal. Los costos de mantenimiento se reducen al mínimo. La contaminación por salpicadura de aceite o grasa son eliminados también. Adicionalmente no hay aceite o grasa que atrapen el polvo y partículas abrasivas que aceleran el desgaste. Todo lo anterior es de especial importancia para la industria textil, farmacéutica, petroquímica, alimenticia y de Impresión.

SILENCIOSAS

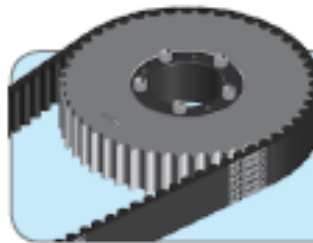
Las transmisiones de Tiempo y Sincrónicas generan muy poco ruido.

*Este manual está dividido en tres secciones para facilitar su consulta:
La primera para Transmisiones de Tiempo y la segunda para Transmisiones Sincrónicas. La tercera sección
esta dedicada exclusivamente a los Sistemas de Fijación para ambos tipos de Poleas de Tiempo y Sincrónicas.*



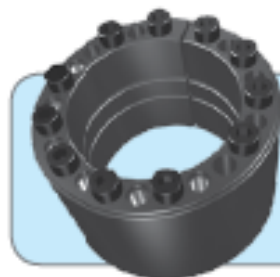
TRANSMISIONES DE TIEMPO

Páginas
2 a 38



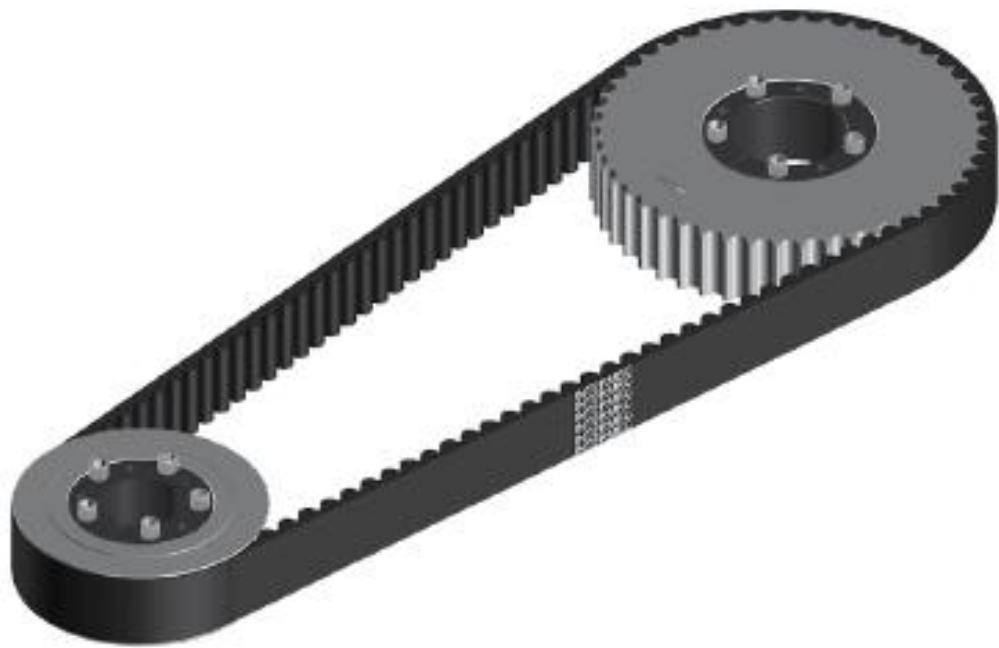
TRANSMISIONES SINCRÓNICAS

Páginas
39 a 84



SISTEMAS DE FIJACIÓN

Páginas
85 a 89



TRANSMISIONES SINCRÓNICAS

Páginas

39 a 84

CORREAS SINCRÓNICAS

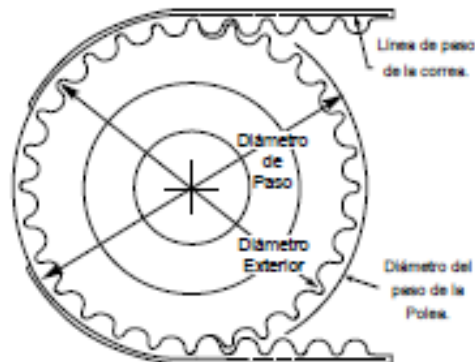
Las tres dimensiones principales que forman la referencia de una correa Sincrónica son:

Longitud - Paso - Ancho

Longitud

Es el largo de la correa (circunferencia) tomado en pulgadas sobre la línea del paso por donde corren sus cuerdas de tensión.

Ejemplo: 480 - 8M - 20
 longitud
 480 mm

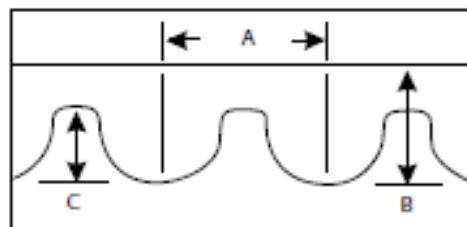


Paso

Es la distancia en milímetros existente entre un diente y el siguiente. Son cinco pasos que se identifican de la siguiente manera:

PASO	LETRA
3 mm	3M
5 mm	5M
8 mm	8M
14 mm	14M
20 mm	20M

Ejemplo: 480 - 8M - 20
 paso 8 mm



PASO DE CORREA	A	B	C
5MM	5MM .197 Pulg.	3.81MM .150 Pulg.	2.08MM .082 Pulg.
8MM	8MM .315 Pulg.	6MM .236 Pulg.	3.4MM .133 Pulg.
14MM	14MM .552 Pulg.	10MM .394 Pulg.	6.0MM .237 Pulg.
20MM	20MM .784 Pulg.	13.2MM .520 Pulg.	8.4MM .330 Pulg.

Ancho

Se mide en milímetros y se escribe al final de la referencia.

Ejemplo: 480 - 8M - 20
 ancho 20 mm

Transmisiones por Correas Sincrónicas

Procedimiento de Selección

1. Reuna la siguiente información:

- * HP y tipo de unidad matriz
- * RPM de la unidad matriz
- * RPM de la máquina a impulsar
- * Diámetros de los ejes y dimensión de los cuñeros
- * Distancia entre centros de los ejes
- * Tipo de equipo a impulsar

Ejemplo:

- * Motor eléctrico de 30 HP
- * 1.160 RPM
- * 580 RPM
- * Motor 2-3/8", Bomba 3"
- * 760 mm, puede ajustarse aprox. a + ó - 25mm
- * Bomba de piñones

2. Determine la Potencia del Diseño en HP:

Remítase a la tabla 3 "Factores de Servicio Básicos" y según el tipo de aplicación encuentre el factor. Multiplique los HP de la unidad matriz por el factor, determinado así la potencia de Diseño.

Ejemplo:

Polea matriz	30 HP
Factor de servicio para Bombas centrífugas... $\times 1,7$	
Potencia de Diseño.....	51 HP

3. Elija el paso de la Correa:

Localice en la tabla 4. Las RPM de la polea más pequeña (columna horizontal abajo) y los HP de la potencia de Diseño del punto anterior (primera columna vertical izquierda). Al cruzar estas dos líneas encontrará el paso ó (letra) de la correa recomendada. Si el cruce de las líneas da muy cerca al límite entre dos pasos, considere ambas opciones.

Ejemplo:

Correa 14M resultante de cruzar en las tablas los 51 HP con los 1.160 RPM.

4. Establezca la relación de velocidad:

La "Relación de Velocidad" se obtiene dividiendo las RPM mayores entre las RPM menores.

Ejemplo:

RPM Matriz	1.160	=	2
RPM Impulsada	580		

5. Encontrando una transmisión estándar:

Localice las tablas de selección de transmisiones estándar (pág 51 a 76) correspondientes al paso ó (letra) de la correa seleccionada en el punto 3. Luego, ubique, la relación de velocidad (punto 4) en la primera columna a la izquierda. Para la mayoría de las relaciones de velocidad encontrará más de una combinación de poleas. Siguiendo por el mismo renglón están las distancias entre centros de los ejes (milímetros y pulgadas) que se obtienen con cada una de las correas estándar (arriba).

Ejemplo:

Tabla pág. 67, relación 2

Polea matriz.....	28-14M
Polea impulsada	56-14M
Longitud de correa estándar	2100-14M
Distancia entre centros.....	753,4

6. Ancho de la Correa:

En las páginas 77 a 84 encontrará las tablas de capacidad de transmisión con correas de diferentes anchos estándar. Según el número de dientes y las RPM de la polea menor, escoja el ancho de la correa que transmita los HP de diseño requeridos (punto 2).

En Resumen:

Tabla inferior pág. 81

Polea matriz	Ref: 28-14M-715
Polea Impulsada	Ref: 56-14M-715
Correa	Ref: 2100-14M-715

Se eligió una correa de 715 mm de ancho pues con la polea de 28 dientes transmite 57,7 hp a 1160 rpm

Factores de Servicio Básicos para Máquinas

Tabla 3

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsor)	Líquido	1.6
	Semilíquido	1.7
Maquinario de panadería	Batidoras de mesa	1.6
Maquinario para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladoras amasadoras	1.7
		2.0
Centrífugas		1.9
Compresores	Recíprocos	2.2
	centrífugas	1.7
Transportadores	Banda, carga ligera;	1.5
	banda para harina; mineral, carbón, agrón congelado, espiral, helicoidal	1.7
		1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrífugas, propulsor, ventiladores para minas, sopladores positivos	1.8
		2.0
Generadores y excitadores		1.8
Molinos para de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinario para lavanderías	General	1.6
	Extraccións, lavadoras	1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tornos	1.6
	máquinas de tornillo, esmeril / fresadoras, cepillos, traqueles	1.7
		1.7
Molinos	Bata, vanilla, granulo, etc.	2.2
Maquinario para papel	Agitadores, calandrias, secadoras, desfibradoras, bombas mash	1.6
		1.9
Maquinario para imprentas	Imprentas, periódicos, rotativas, planas, revisas; máquinas de linotipo, comadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrífugas, engranes rotativas, tubular, recíprocos	1.7
		2.2
Maquinarios para plenas de hule		1.8
Maquinarios para aserraderas		1.8
Cribas	Vibradoras, (agitadoras) tambor, cónico	1.7
		1.5
Maquinario textil	Telares, hilanderías, carretes, urdimbre	1.8
		1.7
Maquinario para trabajos en madera	Tornos, sierras siople, sierras circulares, cepillos	1.4
		1.6

IMPORTANTE:

Es preferible elegir siempre una transmisión de mayor capacidad a la calculada que una ligeramente inferior. Recuerde que las transmisiones NO deben emplearse como "fusible", pues para ello existen dispositivos mecánicos y eléctricos específicos.

FACTORES DE SERVICIO ADICIONALES

CONDICIONES DE OPERACION	
Por cada vuelta boca	Suma 0.2
Por 10 a 16 horas de servicio	Suma 0.2
Por 16 a 24 horas de servicio	Suma 0.3

SOLO CORREAS DE 14 mm y 20 mm	
Hasta 200 RPM	Suma 0.3
201 a 400 RPM	Suma 0.2
401 a 600 RPM	Suma 0.1

TRANSMISIONES DE ACELERACIÓN

Para transmisiones de aceleración, añada el factor debido de servicio el factor adicional mostrado abajo.

Rango de Aceleración	Factor Adicional
1 a 1.24	ninguno
1.25 a 1.74	.10
1.75 a 2.49	.20
2.50 a 3.49	.30
3.50 o más	.40

Los factores de servicio adicionales se requieren para condiciones poco usuales tales como inserción de carga, carga pesada, freno eléctrico. Estos deben ser determinados por un especialista en transmisión.

Formula para el diseño de la longitud de correa para transmisiones especiales que no se encuentran predeterminadas en este manual.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Donde:

L_p : largo de la correa en pulgadas

D : diámetro de la polea mayor en pulgadas

d : diámetro de la polea menor en pulgadas

C : distancia entre centros en pulgadas

Tabla de Selección para Transmisiones Sincrónicas Estandar 14M

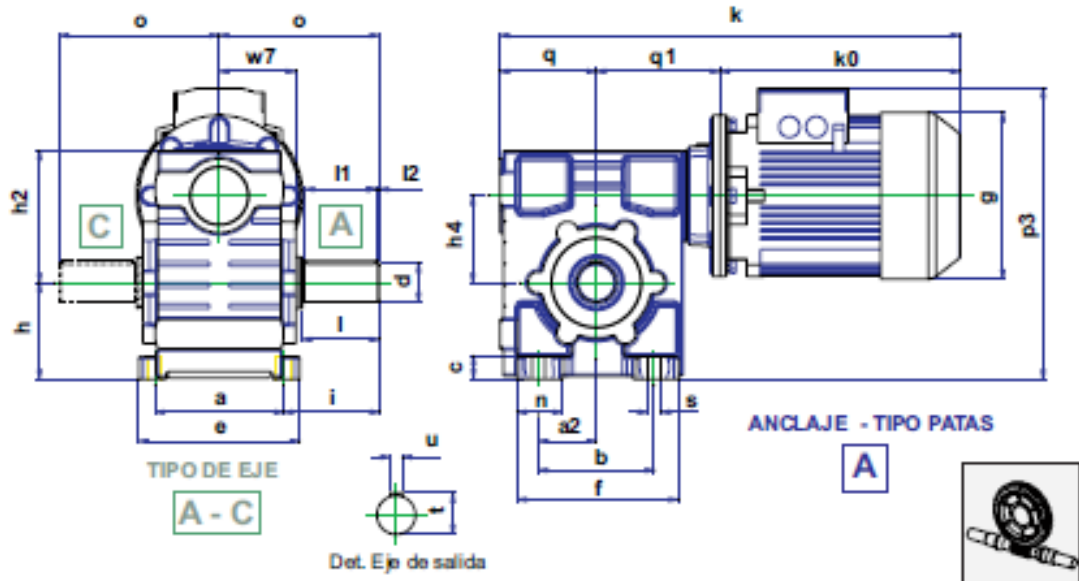
Distancias de centros nominales mm/pulg.

Designación de código de la correa mm/pulg.

Bucle o Intervalo	Módulo		Inversión		Distancias de centros nominales mm/pulg.																			
	Nº. Dientes	Nº. Dientes	Nº. Dientes	Inversión	2000	2040	2080	2120	2160	2200	2240	2280	2320	2360	2400	2440	2480	2520	2560	2600	2640	2680	2720	
1.00	80	80	80	80	3452	3492	3532	3572	3612	3652	3692	3732	3772	3812	3852	3892	3932	3972	4012	4052	4092	4132	4172	4212
1.25	64	64	64	64	2762	2802	2842	2882	2922	2962	3002	3042	3082	3122	3162	3202	3242	3282	3322	3362	3402	3442	3482	3522
1.50	56	56	56	56	2412	2452	2492	2532	2572	2612	2652	2692	2732	2772	2812	2852	2892	2932	2972	3012	3052	3092	3132	3172
1.75	48	48	48	48	2062	2102	2142	2182	2222	2262	2302	2342	2382	2422	2462	2502	2542	2582	2622	2662	2702	2742	2782	2822
2.00	40	40	40	40	1712	1752	1792	1832	1872	1912	1952	1992	2032	2072	2112	2152	2192	2232	2272	2312	2352	2392	2432	2472
2.25	32	32	32	32	1362	1402	1442	1482	1522	1562	1602	1642	1682	1722	1762	1802	1842	1882	1922	1962	2002	2042	2082	2122
2.50	28	28	28	28	1112	1152	1192	1232	1272	1312	1352	1392	1432	1472	1512	1552	1592	1632	1672	1712	1752	1792	1832	1872
2.75	24	24	24	24	912	952	992	1032	1072	1112	1152	1192	1232	1272	1312	1352	1392	1432	1472	1512	1552	1592	1632	1672
3.00	20	20	20	20	712	752	792	832	872	912	952	992	1032	1072	1112	1152	1192	1232	1272	1312	1352	1392	1432	1472
3.25	16	16	16	16	512	552	592	632	672	712	752	792	832	872	912	952	992	1032	1072	1112	1152	1192	1232	1272
3.50	14	14	14	14	412	452	492	532	572	612	652	692	732	772	812	852	892	932	972	1012	1052	1092	1132	1172
3.75	12	12	12	12	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672	712	752	792	832	872	912	952	992	1032	1072
4.00	10	10	10	10	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612	652	692	732	772	812	852	892	932	972
4.25	8	8	8	8	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672	712	752	792	832	872
4.50	6	6	6	6	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622	662	702	742	782	822
4.75	5	5	5	5	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602	642	682	722	762	802
5.00	4	4	4	4	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672	712	752	792
5.25	3	3	3	3	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622	662	702	742	782
5.50	2	2	2	2	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612	652	692	732	772
5.75	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602	642	682	722	762
6.00	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672	712	752
6.25	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622	662	702	742
6.50	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612	652	692	732
6.75	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602	642	682	722
7.00	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672	712
7.25	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622	662	702
7.50	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612	652	692
7.75	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602	642	682
8.00	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632	672
8.25	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622	662
8.50	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612	652
8.75	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602	642
9.00	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592	632
9.25	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582	622
9.50	1	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572	612
9.75	1	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562	602
10.00	1	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552	592
10.25	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542	582
10.50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532	572
10.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522	562
11.00	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512	552
11.25	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502	542
11.50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492	532
11.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482	522
12.00	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472	512
12.25	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462	502
12.50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452	492
12.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442	482
13.00	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432	472
13.25	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302	342	382	422	462
13.50	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12	52	92	132	172	212	252	292	332	372	412	452
13.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	42	82	122	162	202	242	282	322	362	402	442
14.00	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	32	72	112	152	192	232	272	312	352	392	432
14.25	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22	62	102	142	182	222	262	302			

ANEXO B
DETALLES MOTORREDUCTOR

14.4 DIMENSIONES MOTORREDUCTORES
SINFIN CORONA " SERIE 2000 "



TAMANO	Motor	a	a2	c	d	e	g	h	h4	i	k	k0	l1	l2	n	o	p3	q	q1	s	t	u	w7
SB01	63	80	30	10	25	95	120	50	43	72	345	217	40	25	112	208	53	75	9	28	58		
	71						148				338	210				201		75					
	80	60			50	90	163	80			382	234	5			207		75		9°15'			
SB02	63	100	35	12	30	120	120	65	55	78	372	217	50	33	128	235	65	90	11	33	63		
	71						148				365	210				228		90					
	80						163				389	234				234		90					
	90	80			60	115	181	100			436	281	5			242		90		38°			
SB03	71	110	45	15	35	136	148	80	70	94	400	210	56	40	149	258	80	110	11	38	75		
	80						163				423	234				264		110					
	90						181				471	281				272		110					
	112	100			70	140	227	120			523	333	7			288		110		38°			
SB04	71	130	60	18	40	160	148	100	85	105	438	210	70	50	170	293	100	129	135	435	90		
	80						163				462	234				299		129					
	90						181				525	281				307		145					
	112	130			80	180	227	150			578	333	5			333		145		17°			
SB05	80	150	70	23	50	185	163	125	110	140	529	234	80	65	215	349	125	170	175	535	105		
	90						181				575	281				367		170					
	112						227				615	333				383		157					
	132	140			100	205	266	185			705	411	10			418		170		9°15'			
SB06	90	200	90	35	60	250	181	150	135	149	625	281	110	70	249	407	150	194	22	645	119		
	112						227				677	333				433		194					
	132						266				755	411				468		194					
	160	180			120	260	320	210			863	519	5			491		194		34°			
SB07	112	250	118	35	70	300	227	180	165	182	751	333	125	80	307	493	180	238	25	745	152		
	132						266				829	411				528		238					
	160						320				937	519				551		238					
	180	225			140	300	357	230			999	581	7.5			575		238		34°			

ANEXO C
CATÁLOGO DE EJES NORMALIZADOS

Ejes macizos

métricos

Serie W

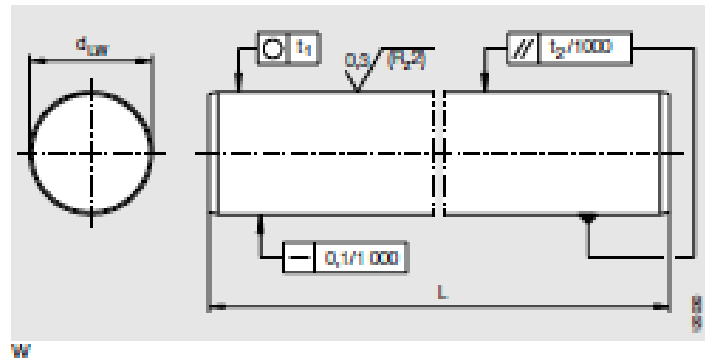


Tabla de medidas - Medidas en mm

Diámetro del eje d_{LW}	Referencia	Paso kg/m	Longitud $L_{máx}$	Materiales ¹⁾			Tolerancia h6 μm	Redondez t_1 μm	Paralelismo $t_2^{2)}$ μm	Profundidad de la capa templada $R_{H}^{3)}$ mín. mm
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión ⁴⁾					
					X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18				
4	W 4	0,1	2500	●	-	●	0-8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3600	●	-	-	0-8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4000	●	●	●	0-8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4000	●	●	●	0-9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4000	●	●	●	0-9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6000	●	-	-	0-11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6000	●	-	-	0-16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6000	●	●	●	0-19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6000	●	●	●	0-19	8	13	2,2

¹⁾ Los ejes se fabrican de forma estándar en acero bonificado.

De acero resistente a la corrosión sólo sobre consulta y como ejecución especial.

²⁾ Medición de diferencias de diámetro.

³⁾ Según DIN 6773, parte 3.

⁴⁾ Reducción de la capacidad de carga para rodamientos lineales a bolas debido a la dureza menor de los ejes (véase Durzas de la superficie de rotadura en aceros especiales, página 5).

ANEXO D
CUÑAS NORMALIZADAS

ESTÁNDARES DE CUÑAS Y CUÑEROS (CHAVETAS Y CHAVETEROS)

Los cuñeros y cuñas de más uso en nuestro medio son los estándar en pulgadas, sección cuadrada. Hasta la actualidad los proveedores de aceros sólo suministran material "Cold Rolled" en sección cuadrada para cuñas, dimensionado en pulgadas. También aparece aquí la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en milímetros ya que no se pueda pasar por alto esta información, así como tampoco se pueda ignorar la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en pulgadas

pero de sección rectangular aunque su uso no es muy frecuente. No importa a qué estándar pertenazcan ni en qué sitio del eje vayan, los cuñeros deben ser mecanizados del tipo de ceje con los extremos en semicírculo para que no se corran axialmente. Cuando el eje pese de los 8-1/2" (155 mm) de diámetro, los cuñeros y cuñas de sección rectangular resulten aconsejables. Los cuñas cónicas o sea de plano inclinado no se usan en nuestro medio, por eso se omite su estándar.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR EN PULGADAS DE SECCIÓN CUADRADA

SECCIÓN CUADRADA

Diámetro del eje [pulg]	Anchura y profundidad del cuñero [pulg]	Cuña de sección cuadrada [pulg]	Diámetro del prisionero [pulg]
1/2 + 5/8	1/8 x 1/16	1/8 x 1/8	2/16
5/8 + 7/8	2/16 x 2/22	2/16 x 2/16	2/16
7/8 + 1-1/4	1/4 x 1/8	1/4 x 1/4	1/4
1-1/4 + 1-3/8	5/16 x 5/22	5/16 x 5/16	5/16
1-3/8 + 1-3/4	2/8 x 2/16	2/8 x 2/8	2/8
1-3/4 + 2-1/4	1/2 x 1/4	1/2 x 1/2	1/2
2-1/4 + 2-3/4	5/8 x 5/16	5/8 x 5/8	5/8
2-3/4 + 2-1/4	2/4 x 2/8	2/4 x 2/4	5/8
2-1/4 + 2-3/4	7/8 x 7/16	7/8 x 7/8	2/4
2-3/4 + 4-1/2	1 x 1/2	1 x 1	2/4
4-1/2 + 5-1/2	1-1/4 x 5/8	1-1/4 x 1-1/4	7/8
5-1/2 + 5-1/2	1-1/2 x 2/4	1-1/2 x 1-1/2	1
5-1/2 + 7-1/2	1-3/4 x 7/8	1-3/4 x 1-3/4	1-1/4
7-1/2 + 8	2 x 1	2 x 2	1-1/4
8 + 11	2-1/2 x 1-1/4	2-1/2 x 2-1/2	1-1/4

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR EN PULGADAS DE SECCIÓN RECTANGULAR

SECCIÓN RECTANGULAR

Diámetro del eje [pulg]	Anchura y profundidad del cuñero [pulg]	Cuña de sección rectangular [pulg]	Diámetro del prisionero [pulg]
7/8	2/16 x 1/16	2/16 x 1/8	1/4
7/8 + 1-1/4	1/4 x 2/22	1/4 x 2/16	2/8
1-1/4 + 1-3/8	5/16 x 1/8	5/16 x 1/4	2/8
1-3/8 + 1-3/4	2/8 x 1/8	2/8 x 1/4	2/8
1-3/4 + 2-1/4	1/2 x 2/16	1/2 x 2/8	1/2
2-1/4 + 2-3/4	5/8 x 7/22	5/8 x 7/16	5/8
2-3/4 + 2-1/4	2/4 x 1/4	2/4 x 1/2	5/8
2-1/4 + 2-3/4	7/8 x 5/16	7/8 x 5/8	2/4
2-3/4 + 4-1/2	1 x 2/8	1 x 2/8	2/4
4-1/2 + 5-1/2	1-1/4 x 7/16	1-1/4 x 7/8	7/8
5-1/2 + 5-1/2	1-1/2 x 1/2	1-1/2 x 1	1
5-1/2 + 7-1/2	1-3/4 x 2/4	1-3/4 x 1-1/2	1-1/4
7-1/2 + 8	2 x 2/4	2 x 1-1/2	1-1/4
8 + 11	2-1/2 x 7/8	2-1/2 x 1-3/4	1-1/4

ANEXO E
CÁLCULO DE RODAMIENTOS

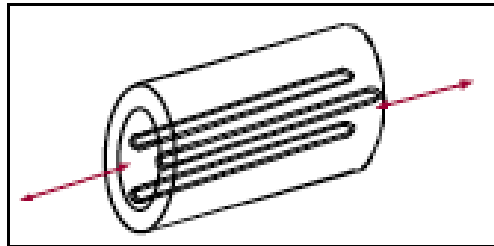


Figura 4.- Rodamiento para desplazamiento axial.

VIDA ÚTIL DE LOS RODAMIENTOS

Cuando las bolas o los rodillos ruedan sobre las pistas aparecen esfuerzos o tensiones variables en el tiempo que originan debido a las deformaciones variables fatigas que causan la rotura de los materiales y el fallo del rodamiento.

Se define como vida útil de un rodamiento el número total de revoluciones que soporta o el número total de horas de trabajo que aguanta a una velocidad constante, necesarias para que aparezcan fallos en el funcionamiento.

En condiciones normales de funcionamiento, es decir, evitando que entre suciedad y polvo en el rodamiento, la fatiga se manifiesta por agrietamiento o descascarillado de las superficies que soportan la carga y se considera que aparece un fallo cuando aparece la primera señal de fatiga.

Algunos fabricantes establecen que la fatiga se da cuando aparece fatiga en una superficie de $625 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^2$.

No obstante es importante señalar que el funcionamiento de un rodamiento puede prolongarse después de la vida útil.

Se define por vida nominal o vida mínima de un conjunto de cojinetes idénticos como el número de revoluciones o de horas de trabajo a una velocidad constante que pueden completar el 90 % del grupo de rodamientos antes de que aparezca en ellos el primer fallo.

Es fácil apreciar la importancia que tiene el conocer la duración probable de un cojinete o grupo de cojinetes.

La experiencia ha demostrado que la vida de un rodamiento en particular no puede predecirse, siendo también impredecible la vida mínima alcanzada por cualquier rodamiento de un grupo de ellos idénticos en ensayo.

Se define carga básica como la carga radial que un grupo de rodamientos idénticos con anillo

exterior fijo puede soportar para una vida de un millón de vueltas del anillo interior.

Experimentalmente la carga dinámica básica de un rodamiento se puede obtener por la ecuación de Palmgren:

$$C = 0.082 \cdot f_c \cdot (1 + \cos \alpha)^{0.7} \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot 10^4 \text{ Kp}$$

Siendo:

f_c = constante adimensional por la expresión $\frac{D \cdot \cos \alpha}{d_m}$

l = número de filas de bolas del rodamiento

α = ángulo nominal de contacto entre la línea de acción de la carga y un plano paralelo al rodamiento

Z = número de bolas por fila

D = diámetro de las bolas en cm.

d_m = diámetro medio de las pistas

C = carga dinámica básica en Kp.

Un hecho experimentalmente probado es que si se hacen rodar dos grupos de rodamientos idénticos bajo cargas diferentes C_1 y C_2 , sus vidas N_1 y N_2 son inversamente proporcionales a los cubos de las cargas:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{C_2}{C_1} \right)^3$$

(En los rodamientos de rodillos son inversamente proporcionales a las cargas elevadas a 10/3).

Si una de las dos cargas es la denominada carga dinámica básica C , el número de vueltas que le corresponde es de 1.000.000 \Rightarrow

$$\frac{N_1}{1.000.000} = \left(\frac{C}{C_1} \right)^3$$

ESFUERZOS DURANTE LA RODADURA

Debido a que la superficie de las bolas en contacto con las pistas es muy pequeña, reducidas cargas en los rodamientos ocasionan esfuerzos o tensiones muy elevadas. Pero gracias a la curvatura de los caminos de rodadura de las bolas la superficie de contacto real es mayor que la que en un principio podría preverse. A pesar de ello debido a la reiteración de cargas y descargas se producen fallos por fatiga. Es curioso observar que cuando las velocidades de giro son elevadas comienzan a tener importancia las fuerzas centrífugas.

Cuando el rodamiento está en reposo una carga elevada puede producir una deformación permanente. Se puede considerar la deformación como huellas, cuyo acto de formación se llama brinelación, de las cuales es importante saber su cuantificación antes de que el rodamiento quede inservible. Una deformación del orden de $0,25 \mu$ se puede detectar visualmente, pero el efecto de una brinelación no es molesto hasta que la deformación es del orden de $2,5 \mu$.

La firma S.K.F. recomienda que las deformaciones permanentes sean menores que 10^{-4} veces el diámetro de las bolas.

La capacidad de carga estática radial de un rodamiento se calcula por la fórmula de Stribeck:

$$C_0 = C_0 \cdot Z \cdot D^3$$

Siendo:

- C_0 = capacidad de carga estática
- C_0 = coeficiente característico del rodamiento
- Z = número de bolas
- D = diámetro de bolas en cm.

(En rodamientos de una sola hilera de bolas el coeficiente del rodamiento es $C_0 = 352$).

Generalmente los catálogos ofrecen los valores de C_0 .

Como un rodamiento falla por fatiga debida a la rodadura, la capacidad de carga dinámica es diferente de la capacidad de carga estática.

La capacidad de carga dinámica se calcula mediante la fórmula de Palmgren anteriormente expuesta.

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Antes de proceder a presentar la metodología para la selección del tipo y tamaño del rodamiento necesario en una instalación se exponen una serie de normas generales para su selección:

- Para pequeños montajes, normalmente se emplean rodamientos de bolas.
- Para soportes de grandes dimensiones y fuertemente cargados, deben emplearse rodamientos de rodillos.
- Los rodamientos rígidos de bolas son apropiados para velocidades elevadas de giro y,

aunque son radiales, soportan empujes axiales relativamente importantes.

- Los rodamientos de bolas de contacto angular, los de rodillos a rótula y rodillos cónicos son propios para esfuerzos radiales y, al mismo tiempo, pueden soportar importantes empujes axiales.

- Los rodamientos de rodillos cilíndricos no soportan esfuerzos axiales; solamente pueden soportar grandes esfuerzos radiales.

- Los rodamientos axiales de bolas solamente soportan esfuerzos axiales.

- Los rodamientos axiales de rodillos a rótula pueden soportar cargas importantes axiales y radiales.

El cálculo de las dimensiones de un rodamiento según la forma de trabajo puede hacerse para cargas dinámicas y estáticas.

La carga es dinámica si el rodamiento gira constantemente. La carga se considera estática, cuando el rodamiento está en reposo o ejecuta movimientos muy lentos de giro o vaivén.

El tamaño de un rodamiento se determina para cargas dinámicas con la fórmula:

$$C = \frac{f_v}{f_t \cdot f_t} \cdot F$$

Siendo:

- C = capacidad de carga dinámica en Kp ofrecida en catálogo para cada rodamiento
- f_v = coeficiente de esfuerzos dinámicos
- f_t = coeficiente de velocidad; depende únicamente del número de revoluciones. Se establecen dos grupos según se trate de rodamientos de bolas o de rodillos.
- f_t = coeficiente de temperatura de servicio
- F = carga dinámica equivalente en kp.

Cuando se trata de rodamientos solicitados estáticamente, la fórmula anterior se transforma en:

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Siendo:

- C_0 = capacidad de carga estática en kgf indicada en las tablas para cada rodamiento
- f_s = coeficiente de esfuerzos estáticos
- F_0 = carga estática equivalente en kp.

Volviendo a la sollicitación dinámica es necesario, en todos los casos, calcular la carga dinámica equivalente F_d , que se puede definir como una carga radial o axial hipotética, constante en magnitud y dirección, cuyos efectos sobre el rodamiento serían los mismos que las cargas reales.

La siguiente tabla ofrece los valores del coeficiente de esfuerzos dinámicos f_d según el tipo de montaje y de las clases de esfuerzo:

Lugar de montaje	f_d	Lugar de montaje	f_d
Maquinaria en general		Engranajes	
Trenes de laminación	2.0-2.5	Engranajes universales pequeños	2.5-3.5
Rodamientos de empuje para barcos	2.0-3.6	Engranajes univ. de tipo medio	3.0-4.0
Rodamientos de ejes propulsores de hélices de barcos	> 6.0	Grandes engranajes para barcos	2.6-4.0
Ventiladores pequeños	2.5-3.5	Engranajes para vehículos sobre carriles	3.5-4.5
Ventiladores de tipo medio	3.0-4.5	Engranajes para laminadores	3.0-5.0
Ventiladores grandes	4.5-5.5	Vehículos	
Bombas centrífugas	2.5-4.5	Motocicletas	1.4-1.9
Centrifugadoras	3.0-4.0	Coches ligeros	1.8-2.1
Poleas para cables de extracción	4.5-5.0	Coches pesados	1.7-2.2
Rodillos para cinta transportadora	3.0-4.5	Camiones ligeros	1.7-2.2
Draga de rueda de paletas, rueda de paletas y elevador	> 6.0	Camiones pesados	2.0-2.6
Machacadoras de piedra	3.0-3.5	Autobuses	2.0-2.6
Molinos batidores	3.5-4.5	Tractores	1.8-2.2
Cilindros vibratorios	2.5-2.8	Vehículos a cruces	2.1-2.7
Grandes apisonadoras vibratorias	1.8-2.0	Ruedas delanteras	
Excitadores excéntricos		Cajas de cambio	
Aparatos vibratorios	1.0-1.5	Eje de transmisión	
Prensas para biquetas	4.5-5.0	Motores eléctricos	
Grandes batidoras	3.5-4.0	Motores para aparatos electrodomésticos	1.5-2.0
Molinos de tubos	> 6.0	Motores pequeños de serie	2.5-3.5
Rodillos para hornos giratorios	4.5-5.0	Motores de tipo medio de serie	3.0-4.0
Tornos, fresadoras y taladradoras	2.7-4.5	Grandes motores estacionarios	3.5-4.5
Rectificadoras, lapidadoras y pulidoras	2.7-4.5	Motores eléctricos de tracción	3.0-4.0
Volantes	3.4-4.0	Cajas de grasa	
Maquinaria de imprenta	4.0-4.5	Vagonetas	3.0-4.0
Máquinas para la fabricación de papel	5.0-8.0	Tranvías	4.5-5.5
Máquinas para trabajar la madera	3.0-4.0	Coches de viajeros	4.0-5.0
Maquinaria textil	3.6-4.7	Vagones de mercancías	3.5-4.0
Máquinas para fundición centrifugada	3.4-4.0	Vagones de descombro	3.5-4.0
		Automotores	4.0-5.0
		Locomotoras	4.0-5.5
		(rodamientos exteriores)	
		Locomotoras	4.5-5.5
		(rodamientos interiores)	

Tabla 1.- Coeficiente de esfuerzo dinámico F_d según el tipo de montaje y clases de esfuerzo.

La siguiente tabla representa el coeficiente de velocidad f_v para rodamientos de bolas en función del régimen de giro en r.p.m.

n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v
10	1.404	100	0.693	450	0.420	2100	0.251	8200	0.160
12	1.405	105	0.682	460	0.417	2200	0.247	8400	0.158
14	1.335	110	0.672	470	0.414	2300	0.244	8600	0.157
16	1.277	115	0.662	480	0.411	2400	0.240	8800	0.156
18	1.228	120	0.652	490	0.408	2500	0.237	9000	0.155
20	1.188	125	0.644	500	0.406	2600	0.234	9200	0.154
22	1.148	130	0.635	520	0.400	2700	0.231	9400	0.153
24	1.118	135	0.627	540	0.395	2800	0.228	9600	0.152
26	1.088	140	0.620	560	0.390	2900	0.226	9800	0.150
28	1.060	145	0.613	580	0.386	3000	0.223	10000	0.149
30	1.036	150	0.606	600	0.382	3100	0.221	10500	0.147
32	1.014	155	0.599	620	0.378	3200	0.218	11000	0.145
34	0.994	160	0.593	640	0.374	3300	0.216	11500	0.143
36	0.975	165	0.588	660	0.370	3400	0.214	12000	0.141
38	0.958	170	0.581	680	0.366	3500	0.212	13000	0.137
40	0.941	175	0.575	700	0.363	3600	0.210	14000	0.134
42	0.926	180	0.570	720	0.359	3700	0.208	15000	0.131
44	0.912	185	0.565	740	0.356	3800	0.206	16000	0.128
46	0.898	190	0.560	760	0.353	390	0.205	17000	0.125
48	0.885	195	0.555	780	0.350	4000	0.203	18000	0.123
50	0.874	200	0.550	800	0.347	4100	0.200	19000	0.121
52	0.863	210	0.541	820	0.344	4200	0.199	20000	0.119
54	0.851	220	0.533	840	0.341	4300	0.198		
56	0.841	230	0.525	860	0.339	4400	0.196		
58	0.831	240	0.518	880	0.336	4500	0.195		
60	0.822	250	0.511	900	0.333	4600	0.193		
62	0.813	260	0.504	920	0.331	4700	0.192		
64	0.805	270	0.498	940	0.329	4800	0.191		
66	0.797	280	0.492	960	0.328	4900	0.190		
68	0.788	290	0.487	980	0.324	5000	0.188		
70	0.781	300	0.481	1000	0.322	5200	0.186		
72	0.774	310	0.476	150	0.317	5400	0.183		
74	0.767	320	0.471	1100	0.312	5600	0.181		
76	0.760	330	0.466	11150	0.307	5800	0.179		
78	0.753	340	0.461	1200	0.303	6000	0.177		
80	0.747	350	0.457	1300	0.295	6200	0.175		
82	0.741	360	0.453	1400	0.288	6400	0.173		
84	0.735	370	0.448	1500	0.281	6600	0.172		
86	0.729	380	0.444	1600	0.275	6800	0.170		
88	0.724	390	0.441	1700	0.270	7000	0.168		
90	0.718	400	0.437	1800	0.265	7200	0.167		
92	0.713	410	0.433	1850	0.262	7400	0.165		
94	0.708	420	0.430	1900	0.260	7600	0.164		
96	0.703	430	0.426	1950	0.258	7800	0.162		
98	0.698	440	0.423	2000	0.255	8000	0.161		

Tabla 2.- Coeficiente de velocidad para rodamientos de bolas f_v .

La siguiente tabla presenta el coeficiente de velocidad f_v para rodamientos de rodillos en función del régimen de giro en r.p.m.

n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v	n r.p.m.	f_v
10	1.435	100	0.719	450	0.458	2100	0.289	8200	0.192
12	1.359	105	0.709	480	0.455	2200	0.285	8400	0.190
14	1.297	110	0.699	470	0.452	2300	0.281	8600	0.189
16	1.248	115	0.690	480	0.449	2400	0.277	8800	0.188
18	1.203	120	0.681	490	0.447	2500	0.274	9000	0.187
20	1.168	125	0.673	500	0.444	2600	0.271	9200	0.185
22	1.133	130	0.665	520	0.439	2700	0.268	9400	0.184
24	1.104	135	0.657	540	0.434	2800	0.265	9600	0.183
26	1.077	140	0.650	560	0.429	2900	0.262	9800	0.182
28	1.054	145	0.643	580	0.425	3000	0.259	10000	0.181
30	1.032	150	0.637	600	0.420	3100	0.257	10500	0.178
32	1.012	155	0.631	620	0.416	3200	0.254	11000	0.176
34	0.994	160	0.625	640	0.412	3300	0.252	11500	0.173
36	0.977	165	0.619	660	0.408	3400	0.250	12000	0.171
38	0.962	170	0.613	680	0.405	3500	0.248	13000	0.167
40	0.947	175	0.608	700	0.401	3600	0.246	14000	0.163
42	0.933	180	0.603	720	0.398	3700	0.43	15000	0.160
44	0.920	185	0.598	740	0.395	3800	0.242	16000	0.157
46	0.908	190	0.593	760	0.391	390	0.240	17000	0.154
48	0.898	195	0.589	780	0.388	4000	0.238	18000	0.152
50	0.888	200	0.584	800	0.385	4100	0.236	19000	0.149
52	0.875	210	0.578	820	0.383	4200	0.234	20000	0.147
54	0.865	220	0.568	840	0.380	4300	0.233		
56	0.858	230	0.560	860	0.377	4400	0.231		
58	0.847	240	0.553	880	0.375	4500	0.230		
60	0.838	250	0.546	900	0.372	4600	0.228		
62	0.830	260	0.540	920	0.370	4700	0.227		
64	0.822	270	0.534	940	0.367	4800	0.225		
66	0.815	280	0.528	960	0.365	4900	0.224		
68	0.807	290	0.523	980	0.363	5000	0.222		
70	0.800	300	0.517	1000	0.361	5200	0.220		
72	0.794	310	0.512	1100	0.355	5400	0.217		
74	0.787	320	0.507	1100	0.350	5600	0.215		
76	0.781	330	0.503	11150	0.348	5800	0.213		
78	0.775	340	0.498	1200	0.341	6000	0.211		
80	0.769	350	0.494	1300	0.333	6200	0.209		
82	0.763	360	0.490	1400	0.328	6400	0.207		
84	0.758	370	0.486	1500	0.319	6600	0.205		
86	0.753	380	0.482	1600	0.313	6800	0.203		
88	0.747	390	0.478	1700	0.307	7000	0.201		
90	0.742	400	0.475	1800	0.302	7200	0.199		
92	0.737	410	0.471	1850	0.300	7400	0.198		
94	0.733	420	0.467	1900	0.297	7600	0.196		
96	0.728	430	0.464	1950	0.295	7800	0.195		
98	0.724	440	0.461	2000	0.293	8000	0.193		

Tabla 3.- Coeficiente de velocidad para rodamientos de rodillos f_v

La tabla siguiente presenta el coeficiente de temperatura de servicio del rodamiento f:

temperatura máxima de servicio	150°C	200°C	250°C	300°C
factor de temperatura f	1.00	0.90	0.75	0.60

Tabla 4.- Coeficiente de temperatura de servicio f.

El cálculo de F se realiza mediante la ecuación:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Siendo:

- F_r = carga radial en Kp
- F_a = carga axial en Kp
- X = coeficiente radial del rodamiento
- Y = coeficiente axial del rodamiento

Para cuantificar X e Y se usan tablas ofrecidas por las firmas constructoras en las que es preciso tener en cuenta que la carga axial F_a no se considera hasta que la relación F_a/F_r supera un cierto valor e. El valor de e viene normalmente expresado en dichas tablas para los diferentes valores de F_a/C_0 .

La siguiente tabla de la firma S.K.F. ofrece los valores de X e Y de rodamientos.

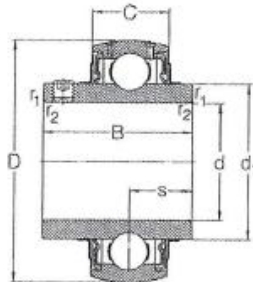
Rodamientos de bolas					
Tipo de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ / $\frac{F_a}{F_r} > e$				e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas Series EL, R, 160, 80, 62, 63, 64, $\frac{F_a}{C_0}$ = 0.025 = 0.04 = 0.07 = 0.13 = 0.25 = 0.5				3	0.23
			18	18	0.24
			18	18	0.27
	1	0	0.98	14	0.31
			13	13	0.37
			1	1	0.44
Rodamiento de bolas a rótula 125, 126, 127, 105, 129					
1200-1203	1	18	0.95	38	0.34
04-05		2	31	31	0.31
04-05		2	38	38	0.27
04-07		2	42	42	0.25
04-09	1	29	0.95	45	0.21
10-12		24	52	52	0.19
13-22		28	58	58	0.17
24-30		33	5	5	0.2
2200-2204		13	2	2	0.5
05-07		17	28	28	0.27
05-09		2	31	31	0.21
10-13	1	23	0.95	35	0.28
14-20		24	38	38	0.28

Rodamientos de bolas					
Tipo de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ / $\frac{F_a}{F_r} > e$				e
	X	Y	X	Y	
21-22		23		35	0.28
1200-1203		18		28	0.34
04-05		23		34	0.29
04-09	1	25	0.95	39	0.25
10-22		28		43	0.23
2201		1		18	0.83
2200-2204		13		19	0.52
05-10	1	15	0.95	23	0.43
11-18		18		25	0.39
Rodamientos de bolas con contacto angular Series 72 B, 73 B Series 72 BG, 73 BG Un par de rodamientos en montaje en el mismo sentido Un par de rodamientos en montaje O o X Series 32 A, 32A	1	0	0.25	0.57	0.14
	1	0	0.25	0.57	0.14
	1	0.25	0.57	0.93	0.14
	1	0.73	0.93	1.17	0.56

Rodamientos de rodillos					
Tipo de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ / $\frac{F_a}{F_r} > e$				e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos de rodillos a rótula					
22644-226470	1	37	0.97	35	0.18
226710-226920		4		8	0.17
22040-22060 CA	1	29	0.97	44	0.23
220720A-220920CA		25		49	0.21
24240-24260 CA	1	23	0.97	35	0.29
242840A-243020CA		24		38	0.28
221200-221210 C	1	24	0.97	38	0.28
22130 C-221350 CA		23		35	0.29
241200-241280		19		29	0.35
241300-24172 CA	1	18	0.97	27	0.37
241780CA-241920CA		19		29	0.35
222050-222270 C		24		31	0.32
080- 08 C		25		37	0.27
100- 20 C	1	29	0.97	44	0.23
220- 44 C		28		39	0.28
48 - 64		24		38	0.28
222180-222220 C		23		33	0.31
220- 64 CA	1	2	0.97	3	0.34
21204-21205		28		42	0.24
06- 10		23		48	0.21
11- 18	1	24	0.97	5	0.2
20- 22		37		55	0.18
222050-22210 C		18		27	0.37
180- 15 C		19		29	0.35
180- 40 C	1	2	0.97	3	0.34
44 - 50		19		29	0.35
rodamientos de rodillos cónicos					
30203-30204				1.75	0.34
05-06				1.8	0.37
04-22	1	0	0.4	1.45	0.41
34-30				1.35	0.44
30206-30208				1.8	0.37
04-22	1	0	0.4	1.45	0.41

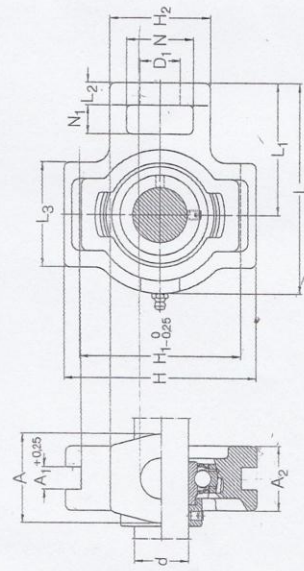
ANEXO F
CATÁLOGO DE RODAMIENTO Y SOPORTE TENSOR, EJE CONDUCTOR

Rodamientos Y
con prisioneros de fijación
d 20-65 mm

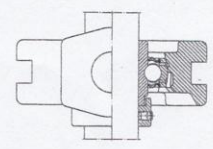


Dimensiones							Capacidad de carga		Masa	Designación		
d	d ₁	D	B	C	s	r _{1,2} min	dinám. C	estát. C ₀	kg			
mm										N	kg	-
20	28,6	47	31	17	12,7	0,6	9 800	6 200	0,16	630304 BA		
25	33,5	52	34,1	17	14,3	0,6	10 800	6 950	0,20	630305 BA		
30	39,7	62	38,1	19	15,9	0,6	15 000	10 000	0,31	630306 BA		
35	46,1	72	42,9	20	17,5	0,6	19 600	13 700	0,46	630307 BA		
40	52	80	49,2	21	19	0,6	23 600	16 600	0,62	630308 BA		
45	56,6	85	49,2	22	19	0,6	25 500	18 600	0,68	630309 BA		
50	62,5	90	51,6	24	19	1	27 000	19 600	0,78	630310 BA		
55	69	100	55,6	25	22,2	1	33 500	25 000	1,05	630311 BA		
60	75,5	110	65,1	26	25,4	1	36 000	28 000	1,45	630312 BA		
65	82	120	68,3	27	25,4	1	43 000	34 000	1,80	630313 BA		

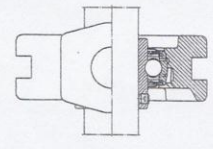
0 2U-0U mm



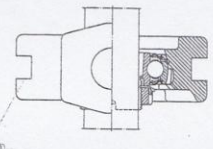
Serie TU-FU



Serie TU-W



Serie TU-TB



Serie TU-KG

Dimensiones		Capacidad de carga		Masa		Designaciones		Soporte Rodamiento Y							
d	A	A1	A2	D1	H	H1	H2	L1	L2	L3	N	N1	N2	Unidad completa	Soporte Rodamiento Y
mm															
N															
kg															
20	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 504	238204 BD2LS
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 504	446204 D
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 504	630304 BA
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 504	362004 BTN
25	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 505	238205 BD2LS
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 505	446205 D
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 505	630305 BA
	38	13,5	32	19	92	76,2	51	97	62	10	50	32	16	TU 505	362005 BTN
30	51	13,5	36	22	105	88,9	64	115	70	10	60	37	16	TU 506	238206 BD2LS
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	115	70	10	60	37	16	TU 506	446206 D
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	115	70	10	60	37	16	TU 506	630306 BA
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	115	70	10	60	37	16	TU 506	362006 BTN
35	51	13,5	36	22	105	88,9	64	124	75	13	60	37	16	TU 507	238207 BD2LS
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	124	75	13	60	37	16	TU 507	446207 D
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	124	75	13	60	37	16	TU 507	630307 BA
	51	13,5	36	22	105	88,9	64	124	75	13	60	37	16	TU 507	362007 B
40	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 508	238208 BD2LS
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 508	446208 D
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 508	630308 BA
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 508	362008 B
45	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 509	238209 BD2LS
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 509	446209 D
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 509	630309 BA
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 509	362009 B
50	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 510	238210 BD2LS
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 510	446210 D
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 510	630310 BA
	65	17,5	42	28	121	100,8	82	144	90	16	83	50	19	TU 510	362010 B

SKF

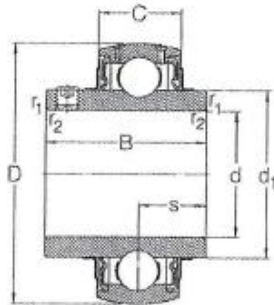
SKF

388

389

ANEXO G
CATÁLOGO DE RODAMIENTO Y SOPORTE, EJE CONDUcido

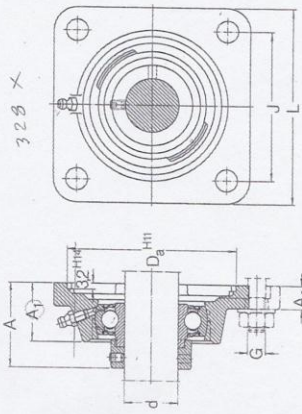
Rodamientos Y
con prisioneros de fijación
d 20-65 mm



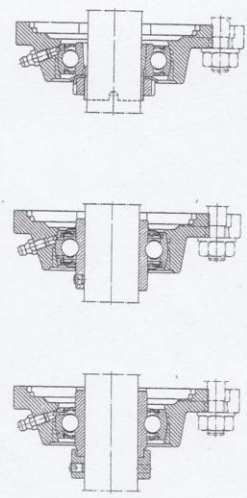
Dimensiones							Capacidad de carga		Masa	Designación
d	d ₁	D	B	C	s	r _{1,2} mm	dinám. C	estát. C ₀	kg	
mm							N			-
20	28,6	47	31	17	12,7	0,6	9 800	6 200	0,16	630304 BA
25	33,5	52	34,1	17	14,3	0,6	10 800	6 950	0,20	630305 BA
30	39,7	62	38,1	19	15,9	0,6	15 000	10 000	0,31	630306 BA
35	46,1	72	42,9	20	17,5	0,6	19 600	13 700	0,46	630307 BA
40	52	80	49,2	21	19	0,6	23 600	16 600	0,62	630308 BA
45	56,6	85	49,2	22	19	0,6	25 500	18 600	0,68	630309 BA
50	62,5	90	51,6	24	19	1	27 000	19 600	0,78	630310 BA
55	69	100	55,6	25	22,2	1	33 500	25 000	1,05	630311 BA
60	75,5	110	65,1	26	25,4	1	36 000	28 000	1,45	630312 BA
65	82	120	68,3	27	25,4	1	43 000	34 000	1,80	630313 BA

Sopores de brida con rodamientos Y, fundición,
con brida cuadrada
d 20-60 mm

De acuerdo a: 1:1 K = 1,572



Serie FY-FJ



Serie FY-W

Serie FY-TB

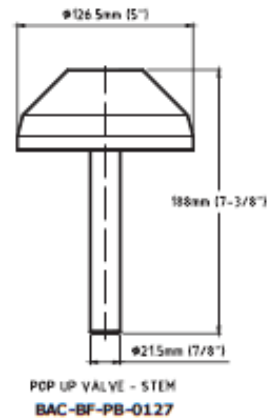
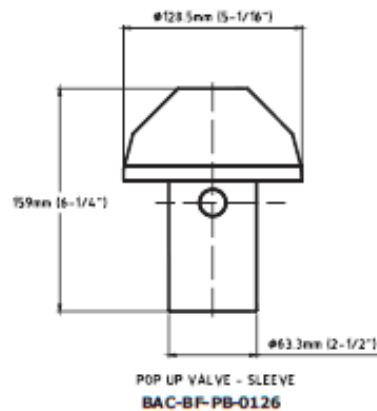
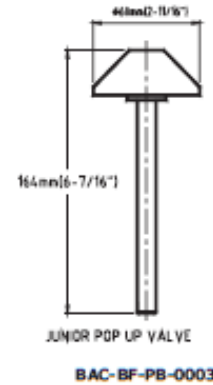
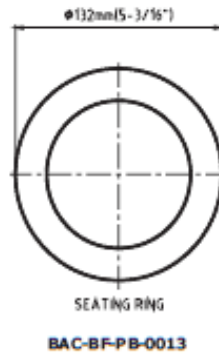
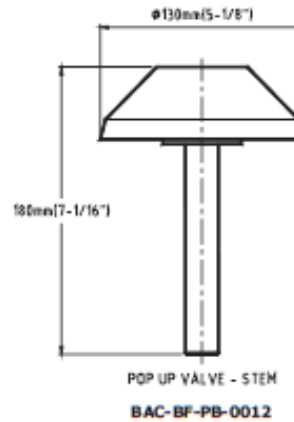
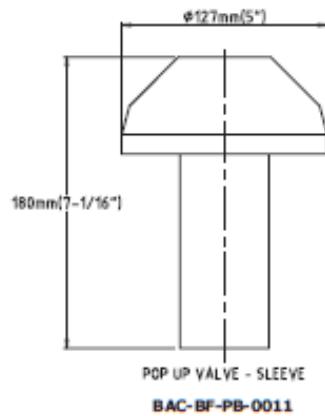
Serie FY-KG

Dimensiones			Soporte			Rodamiento Y						
d	A	A1	A2	Dg	J	L	G	Capacidad de carga C	Masa kg	Designaciones Unidad completa	Soporte	Rodamiento Y
20	43	29	11	68,3	63,5	86	10	9.800	0,55	FY 20 FJ	FY 504	238204 BD2LS
	43	29	11	68,3	63,5	86	10	9.800	0,55	FY 20 W	FY 504	630304 BA
	40	29	11	68,3	63,5	86	10	9.800	0,64	FY 20 TB	FY 504	362004 BTN
	40	29	11	68,3	63,5	86	10	9.800	0,62	FY 20 KG	FY 504	362004 BTN
25	43	30	12	74,6	70	95	10	10.800	0,70	FY 25 FJ	FY 505	238205 BD2LS
	43	30	12	74,6	70	95	10	10.800	0,70	FY 25 W	FY 505	630305 BA
	40	30	12	74,6	70	95	10	10.800	0,70	FY 25 TB	FY 505	362005 BTN
	40	30	12	74,6	70	95	10	10.800	0,67	FY 25 KG	FY 505	362005 BTN
30	47	33	13	93,7	82,5	108	10	15.000	1,15	FY 30 FJ	FY 506	238206 BD2LS
	47	33	13	93,7	82,5	108	10	15.000	1,25	FY 30 W	FY 506	630306 BA
	44	33	13	93,7	82,5	108	10	15.000	1,15	FY 30 TB	FY 506	362006 BTN
	43,3	33	13	93,7	82,5	108	10	15.000	1,10	FY 30 KG	FY 506	362006 BTN
35	51	34	13	106,4	92	118	12	19.600	1,60	FY 35 FJ	FY 507	238207 BD2LS
	51	34	13	106,4	92	118	12	19.600	1,65	FY 35 W	FY 507	446207 D
	44,4	34	13	106,4	92	118	12	19.600	1,55	FY 35 TB	FY 507	630307 BA
	46,1	34	13	106,4	92	118	12	19.600	1,45	FY 35 KG	FY 507	362007 B
40	56	37	14	115,9	101,5	130	12	23.600	2,00	FY 40 FJ	FY 508	238208 BD2LS
	56	37	14	115,9	101,5	130	12	23.600	2,05	FY 40 W	FY 508	446208 D
	50,2	37	14	115,9	101,5	130	12	23.600	2,00	FY 40 TB	FY 508	630308 BA
	50,3	37	14	115,9	101,5	130	12	23.600	1,90	FY 40 KG	FY 508	362008 B
45	56	37	14	119,1	105	137	14	25.500	2,25	FY 45 FJ	FY 509	238209 BD2LS
	56	37	14	119,1	105	137	14	25.500	2,35	FY 45 W	FY 509	446209 D
	51,2	37	14	119,1	105	137	14	25.500	2,20	FY 45 TB	FY 509	630309 BA
50	59	41	15	125,4	111	143	16	27.000	2,75	FY 50 FJ	FY 510	238210 BD2LS
	59	41	15	125,4	111	143	16	27.000	2,90	FY 50 W	FY 510	446210 D
	54,6	41	15	125,4	111	143	16	27.000	2,70	FY 50 TB	FY 510	630310 BA
55	73	45	16	150,8	130	162	16	33.500	3,60	FY 55 W	FY 511	446211 D
60	77	49	17	161,9	143	175	16	36.500	4,70	FY 60 W	FY 512	446212 D

ANEXO H
DIMENSIONES DE LAS VÁLVULAS POP-UP

PanBlast™ Pop Up Valves and O Rings -

Stock Code	Description	Weight
BAC-BF-PB-0011	Pop Up Valve - Sleeve	1.50kg (3.31lbs)
BAC-BF-PB-0012	Pop Up Valve - Stem	1.70kg (3.75lbs)
BAC-BF-PB-0013	Seating Ring	0.18kg (0.40lbs)
BAC-BF-PB-0003	Junior Pop Up Valve	0.27kg (0.60lbs)
BAC-BF-PB-0004	Junior Seating Ring	0.05kg (0.11lbs)
BAC-BF-PB-0126	Pop Up Valve - Sleeve (Shaft OD 63.3)	1.65kg (3.63lbs)
BAC-BF-PB-0127	Pop Up Valve - Stem (Shaft OD 21.5)	1.33kg (2.93lbs)



Blast Pots & Cabinets - Remote Control Valves - Abrasive Control Valves - Blast Nozzles - Nozzle Holders & Couplings - Helmets & Breathing Air Filters - Blast Suits

ANEXO I
DISEÑO ÓPTIMO DE CICLONES



Revista Ingenierías Universidad de Medellín

ISSN: 1692-3324

revistaingenierias@udem.edu.co

Universidad de Medellín

Colombia

Echeverri Londoño, Carlos Alberto

Diseño óptimo de celdas

Revista Ingenierías Universidad de Medellín, vol. 5, núm. 9, julio-diciembre, 2006, pp. 123-139

Universidad de Medellín

Medellín, Colombia

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=75050911>

-
- [Cómo citar el artículo](#)
 - [Número completo](#)
 - [Más información del artículo](#)
 - [Página de la revista en redalyc.org](#)



Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal

Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

DISEÑO ÓPTIMO DE CICLONES¹

Carlos Alberto Echeverri Londoño*

Recibido: 06/04/2005

Aceptado: 22/08/2006

RESUMEN

Este artículo presenta los criterios generales para el diseño de ciclones en el control de partículas e introduce el concepto de velocidad de saltación como parámetro que controla el funcionamiento adecuado del ciclón.

Palabras clave: control de partículas, ciclones, equipos de control.

ABSTRACT

This article presents the general criteria for the cyclones design in the particle control and introduces the concept of speed of saltación like parameter that controls the suitable operation of the cyclone.

Key words: Particle control, cyclones, control equipment.

¹ Este artículo está publicado en internet en la siguiente dirección: www.ualm.edu.co/cursos/vida/ciclones/capitulo.htm

* Ingeniero Químico, Magister en Ingeniería Ambiental, Profesor Universidad de Medellín. E-mail: cecheverri@udem.edu.co

INTRODUCCIÓN

El equipo de recolección 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.

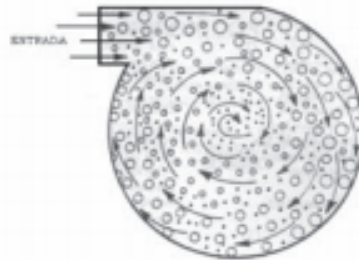


Figura 1. Mecanismos de colección de partículas en un ciclón

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 1000 °C) y presiones de operación.

Los ciclones son adecuados para separar partículas con diámetros mayores de 5 μm ; 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 telas, 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.

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. Las figuras 2 y 3 ilustran dichos vórtices.

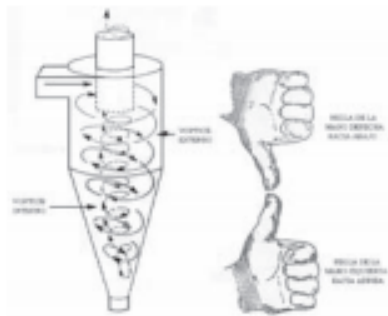


Figura 2. Vórtices en el ciclón



Figura 3. Vórtices en el ciclón

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.

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.

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 y ciclones de alta capacidad.

Los márgenes de la eficiencia de remoción para los ciclones están con frecuencia basados en las tres familias de ciclones, es decir, convencional, alta eficiencia y alta capacidad. La tabla 1 presenta el intervalo de eficiencia de remoción para las diferentes familias de ciclones.

Tabla 1. Intervalo de eficiencia de remoción para las diferentes familias de ciclones

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

Los ciclones de alta eficiencia están diseñados para alcanzar mayor remoción de las partículas pequeñas que los ciclones convencionales. Los ciclones de alta eficiencia pueden remover partículas de 5 μm con eficiencias hasta del 90%, pudiendo alcanzar mayores eficiencias con partículas más grandes. Los ciclones de alta eficiencia tienen mayores caídas de presión, lo cual requiere de mayores costos de energía para mover el gas sucio a través del ciclón. Por lo general, el diseño del ciclón está determinado por una limitación especificada de caída de presión, en lugar de cumplir con alguna eficiencia de control especificada.

Los ciclones de alta capacidad están garantizados solamente para remover partículas mayores de 20 μm , aunque en cierto grado ocurra la colección de partículas más pequeñas. Se ha reportado que los multiciclones han alcanzado eficiencias de recolección de 80 a 95 % para partículas de 5 μm .

Las tablas 2 a 4 presentan un resumen de las características de las principales familias de ciclones de entrada tangencial. La figura 4 identifica las principales dimensiones del ciclón de entrada tangencial. El diámetro del ciclón identifica la dimensión básica de diseño, todas las demás dimensiones simplemente son una proporción del diámetro del ciclón.

Tabla 2. Características de los ciclones de alta eficiencia

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón		
		Stairmand	Swift	Echeverri
Diámetro del ciclón	Do/Dc	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/Dc	0.5	0.44	0.5
Ancho de entrada	b/Dc	0.2	0.21	0.2
Altura de salida	s/Dc	0.5	0.5	0.625
Diámetro de salida	Da/Dc	0.5	0.4	0.5
Altura parte cilíndrica	h/Dc	1.5	1.4	1.5
Altura parte cónica	z/Dc	2.5	2.5	2.5
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.9	4.0
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.375	0.4	0.375
Factor de configuración	G	551.22	698.65	585.71
Número cabezas de velocidad	NH	6.4	9.24	6.4
Número de vórtices	N	5.5	6.0	5.5

Tabla 3. Características de los ciclones convencionales

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón			
		Lapple	Swift	Peterson-Whitby	Zenz
Diámetro del ciclón	Do/Dc	1.0	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/Dc	0.5	0.5	0.563	0.5
Ancho de entrada	b/Dc	0.25	0.25	0.208	0.25
Altura de salida	s/Dc	0.625	0.6	0.563	0.75
Diámetro de salida	Da/Dc	0.5	0.5	0.5	0.5
Altura parte cilíndrica	h/Dc	2.0	1.75	1.333	2.0
Altura parte cónica	z/Dc	2.0	2.0	1.837	2.0
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.75	3.17	4.0
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.25	0.4	0.5	0.25
Factor de configuración	G	402.88	381.79	342.29	425.41
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	8.0	7.76	8.0
Número de vórtices	N	6.0	5.5	3.9	6.0

Tabla 4. Características de los ciclones de alta capacidad.

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón	
		Stairmand	Swift
Díametro del ciclón	D_c/D_c	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.75	0.8
Ancho de entrada	b/D_c	0.375	0.35
Altura de salida	S/D_c	0.875	0.85
Díametro de salida	D_s/D_c	0.75	0.75
Altura parte cilíndrica	h/D_c	1.5	1.7
Altura parte cónica	z/D_c	2.5	2.0
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	3.7
Díametro salida partículas	B/D_c	0.375	0.4
Factor de configuración	G	29.79	30.48
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	7.96
Número de vórtices	N	3.7	3.4

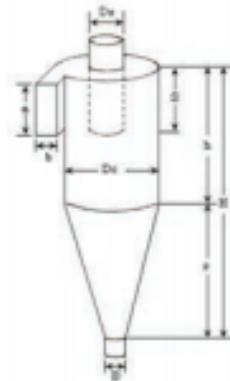


Figura 4. Dimensiones del ciclón

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE COLECCIÓN

No existe un método teórico sencillo que permita el cálculo de la eficiencia (definido como el porcentaje de la masa de partículas entrante que es separado en el ciclón) de forma exacta. Esto es, en parte, debido a que, en la práctica, partículas

pequeñas que teóricamente deberían salir con el gas, debido a la aglomeración y al barrido y choque con partículas mayores, serán capturadas; mientras, partículas grandes que deberían ser retenidas rebotarán contra las paredes o serán capturadas por turbulencias, escapándose del ciclón.

Existen numerosas teorías sobre el cálculo de la eficiencia teórica de los ciclones, las cuales relacionan la eficiencia de colección y el tamaño de las partículas.

La figura 5 presenta una comparación gráfica de los resultados experimentales con las predicciones teóricas de eficiencia de colección en función del tamaño de las partículas.

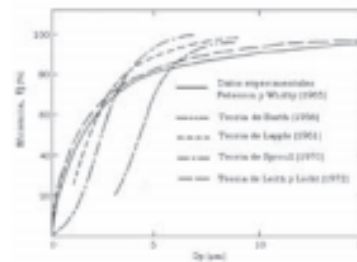


Figura 5. Eficiencia de colección del ciclón

La teoría de Leith y Licht es la que mejor se adapta al comportamiento experimental. Esta teoría predice las eficiencias de colección de material particulado, basándose en las propiedades físicas del material particulado y el gas de arrastre, y en las relaciones entre proporciones del ciclón.

La eficiencia fraccional por tamaño de partículas se calcula con la ecuación 1.

$$\eta_i = 1 - e^{-2 \times \left(\frac{G \times T_i \times Q \times (n+1)}{D_c^3} \right)^{0.5}} \quad (1)$$

En la cual:

η_i = Eficiencia fraccional por intervalos de tamaño.

G = Factor de configuración del ciclón.

T_i = Tiempo de relajación para cada partícula, s.

Q = Caudal de gas, m³/s.

D_c = Diámetro del ciclón, m.

n = Exponente del vórtice del ciclón

El parámetro G está relacionado con las proporciones del ciclón y T_i agrupa características del material particulado y del gas de arrastre.

La eficiencia total se calcula realizando la sumatoria del producto de las eficiencias fraccionales por la masa fraccional.

$$\eta_T = \sum \eta_i \times m_i \quad (2)$$

En la cual:

η_T = Eficiencia total

η_i = Eficiencia fraccional

m_i = Porcentaje másico, %.

Para utilizar las ecuaciones 1 y 2 se debe estar seguro de que el ciclón no presenta resuspensión, ya que el valor real de la eficiencia sería mucho menor al estimado por estas ecuaciones. La ecuación 1

es la eficiencia "al vacío" o sin carga de partículas y se debe corregir con la ecuación 23 cuando la concentración de partículas es mayor de 2 g/m³ a condiciones de referencia.

FACTOR DE CONFIGURACIÓN "G"

El factor de configuración resulta de relacionar algunas proporciones normalizadas por el diámetro del ciclón; la ecuación 3 nos presenta el factor de configuración.

$$G = \frac{8K_c}{(K_a \times K_b)^2} \quad (3)$$

En la cual:

K_a = Factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón

K_a = Relación entre la altura de la entrada y el diámetro del ciclón (a/ D_c).

K_b = Relación entre el ancho de la entrada y el diámetro del ciclón (b/ D_c).

El factor de configuración G es común para cada familia de ciclones; las tablas 2 a 4 presentan el valor de G para las principales familias.

El factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón (K_c) se calcula con la ecuación 4.

$$K_c = \frac{\left(V_{3c} + \frac{V_n}{2} \right)}{D_c^3} \quad (4)$$

En la cual:

V_{3c} = Volumen evaluado sobre la salida del ciclón, m³.

V_n = Volumen evaluado sobre la longitud natural del ciclón (m³), siempre que se cumpla la siguiente condición:

$$L < H - S \quad (5)$$

En la cual:

L = Longitud natural del ciclón, m.

H = Altura total del ciclón, m.

S = Altura de la salida, m.

La longitud natural del ciclón corresponde a longitud necesaria para iniciar el vórtice ascendente, tomada desde la altura superior del ciclón; se puede calcular con la ecuación 6. La longitud natural del ciclón L es común para cada familia de ciclones.

$$L = 2.3 \times D_c \times \sqrt{\frac{D_c^2}{a \times b}} \quad (6)$$

El volumen evaluado sobre la salida del ciclón (V_{sc}) se evalúa con la ecuación 7.

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} \times \left(S - \frac{a}{2} \right) \times (D_c^2 - D_s^2) \quad (7)$$

El volumen del ciclón evaluado sobre la longitud natural (V_n) se calcula con:

$$V_n = \frac{\pi}{4} \times D_c^2 \times (b - S) + \frac{\pi}{12} \times D_c^2 \times (L + S - b) \times$$

$$\left[1 + \frac{K_L}{D_c} + \left(\frac{K_L}{D_c} \right)^2 \right] = \frac{\pi}{4} \times D_s^2 \times L \quad (8)$$

En la cual K_L se denomina el factor de dimensiones lineales y se calcula con la ecuación 9.

$$K_L = D_c - (D_c - B) \times \left[\frac{S + L - b}{z} \right] \quad (9)$$

TIEMPO DE RELAJACIÓN "T_r"

El tiempo de relajación es el tiempo necesario para que una partícula alcance la velocidad terminal de caída; se evalúa con la ecuación 10.

$$T_r = \frac{\rho_p \times D_p^2}{18\mu} \quad (10)$$

En la cual:

ρ_p = Densidad de la partícula, kg/m³.

D_p = Diámetro de la partícula, m.

μ = Viscosidad del gas, kg/ms.

EXPONENTE DEL VÓRTICE "n"

El exponente del vórtice resulta de relacionar la velocidad tangencial y el radio de giro de un movimiento en forma de vórtice. Los análisis teóricos revelan que n debe ser igual a 1.0 en ausencia de fricción de pared (vórtice libre). No obstante, las mediciones reales señalan que n puede variar de 0.5 a 0.7 de acuerdo con el tamaño del ciclón y la temperatura; una ecuación empírica muy utilizada es la ecuación 11.

$$n = 1 - (1 - 0.67 \times D_c^{0.14}) \times \left[\frac{T}{283} \right]^{0.3} \quad (11)$$

En la cual:

n = Exponente del vórtice (valor adimensional).

D_c = Diámetro del ciclón, m.

T = Temperatura del gas, K.

NÚMERO DE GIROS

Otro modelo para estimar la eficiencia de remoción de partículas en los ciclones es la que se basa en el número de giros o vórtices externos que presenta la corriente gaseosa en el interior del ciclón. El número de giros o vórtices puede ser estimado de las dimensiones del ciclón, debido a que estos dependen de la altura de cada uno de los vórtices y la longitud del ciclón:

$$N = \frac{1}{a} \times \left[b + \frac{z}{2} \right] \quad (12)$$

El número de vórtices es común para cada familia de ciclones. Las tablas 2 a 4 presentan los valores de N para las principales familias de ciclones.

Asumiendo un flujo mezclado, la expresión que relaciona la eficiencia de remoción con los parámetros del ciclón y las condiciones de operación es:

$$\eta_i = 1 - e^{-\left[\frac{\pi \times N \times \rho_p \times D_p^2 \times W}{9 \times \mu \times b} \right]} \quad (13)$$

En la cual:

η_i = Eficiencia fraccional por intervalos de tamaño.

Este modelo indica la fuerte dependencia que tiene la eficiencia con el diámetro de las partículas, el número de giros o vórtices y la velocidad de entrada.

Sin embargo, el modelo predice un valor finito para el diámetro de la partícula, arriba del cual la eficiencia de colección es 100% (tamaño crítico), mientras la evidencia experimental muestra que la eficiencia se aproxima asintóticamente con el incremento del diámetro de la partícula. El diámetro crítico de la partícula está dado por:

$$D_{p_{cr}} = \sqrt{\frac{9 \times \mu \times b}{\pi \times N \times \rho_p \times W}} \quad (14)$$

La eficiencia obtenida por cualquiera de estos métodos (ecuaciones 1 y 13) es la eficiencia "al vacío", es decir, la que se obtendría separando partículas aisladas. En la práctica, la interacción entre partículas hace que la eficiencia aumente con la concentración de partículas. Por lo tanto, las ecuaciones 1 y 13 son válidas solamente para concentraciones de partículas que se encuentran por debajo de 2.0 g/m³, medidos a condiciones de referencia. La eficiencia "corregida" puede obtenerse de la ecuación 22.

La eficiencia de colección de los ciclones varía en función del tamaño de la partícula y del diseño del ciclón. La eficiencia de ciclones generalmente, aumenta con:

- El tamaño de partícula y/o la densidad.
- La velocidad en el conducto de entrada.
- La longitud del cuerpo del ciclón.
- El número de revoluciones del gas en el ciclón.
- La proporción del diámetro del cuerpo del ciclón al diámetro del conducto de salida del gas.
- La concentración de las partículas.
- El pulimento de la superficie de la pared interior del ciclón.

La eficiencia del ciclón disminuirá con los aumentos en:

- La viscosidad del gas.
- El diámetro del cuerpo.
- El diámetro de la salida del gas.
- El área del conducto de entrada del gas.
- La densidad del gas.

Un factor común que contribuye a la disminución de eficiencias de control en los ciclones es el escape de aire en el conducto de salida del polvo.

VELOCIDAD DE SALTACIÓN

En los ciclones, la velocidad de entrada es un parámetro fundamental; velocidades muy bajas permiten la sedimentación de partículas y neutralizan el efecto de la fuerza centrífuga generando disminución en la eficiencia de colección; velocidades muy altas pueden resuspender partículas previamente colectadas, disminuyendo también la eficiencia. La experiencia indica que la velocidad

de entrada al ciclón debe situarse en el intervalo de 15.2 a 27.4 m/s.

Kalen y Zenz propusieron la existencia de una "velocidad de saltación" en el ciclón para explicar por qué la eficiencia de colección algunas veces descendía con incrementos en la velocidad de entrada. De lo anterior se puede observar que lo ideal es trabajar con velocidades de entrada lo suficientemente altas para aprovechar el efecto de la aceleración centrífuga, sin sobrepasar la velocidad que implica resuspensión del material ya colectado. La correlación semiempírica para la velocidad de saltación es:

$$V_s = \frac{4.913 \times W \times K_0^{0.4} \times D_c^{0.007} \times \sqrt{V_i^2}}{\sqrt{1 - K_0}} \quad (15)$$

En la cual:

V_s = Velocidad de saltación, m/s.

V_i = Velocidad de entrada del gas en el ciclón, m/s.

W = Velocidad equivalente, m/s.

La velocidad equivalente se evalúa a través de la siguiente ecuación:

$$W = \sqrt{\frac{4 \times g \times \mu \times (\rho_p - \rho)}{3 \times \rho^2}} \quad (16)$$

En la cual:

ρ_p = Densidad de la partícula, kg/m³.

ρ = Densidad del gas portador, kg/m³.

μ = Viscosidad del gas portador, kg/ms.

Por lo tanto, la velocidad de saltación es función de las propiedades de las partículas y del fluido, así como de las dimensiones del ciclón.

Kalen y Zenz desarrollaron correlaciones experimentales entre la relación velocidad de entrada/velocidad de saltación y la eficiencia del ciclón, encontrando lo siguiente:

- La máxima eficiencia de colección ocurre cuando la velocidad de entrada es 1.25 veces la velocidad de saltación.
- Cuando la velocidad de entrada es mayor a 1.35 veces la velocidad de saltación, se produce resuspensión del material ya capturado.

ESTIMATIVA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

La caída de presión es un parámetro importante debido a que relaciona directamente los costos de operación. La caída de presión en un ciclón puede deberse a las pérdidas a la entrada y salida, y pérdidas de energía cinética y fricción en el ciclón.

Las eficiencias de remoción en un ciclón se pueden aumentar al incrementar las velocidades de entrada, pero esto también incrementa las caídas de presión. A mayor pérdida de presión aumentan los requerimientos de potencia en el ventilador y, por lo tanto, mayor consumo de energía. Existen diferentes ecuaciones para calcular la pérdida de presión en un ciclón.

Las pérdidas de presión menores a 2488.16 pascales (10 in H₂O) son generalmente aceptadas.

Una de las ecuaciones para calcular la pérdida de presión en un ciclón es la desarrollada por Shepherd y Lapple.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times \rho \times V_i^2 \times N_i \quad (17)$$

En la cual:

ΔP = Caída de presión en el ciclón, Pa.

ρ = Densidad del gas portador, kg/m³.

V_i = Velocidad de entrada del gas en el ciclón, m/s.

N_i = Número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón.

El número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón se puede hallar con la siguiente ecuación:

$$N_{lv} = K \times \frac{a \times b}{D_s^2} \quad (18)$$

En la cual:

K = Constante, toma el valor de 16 para entrada tangencial.

El valor de N_{lv} es común para cada familia de ciclones; las tablas 2 a 4 presentan los valores para cada familia de ciclones.

La pérdida de presión en un ciclón depende del cuadrado de la velocidad de entrada, por lo tanto, a mayor velocidad de entrada mayor pérdida de presión; lo anterior implica en la práctica el sacrificar un poco de eficiencia para disminuir los requerimientos de energía.

Aunque otras ecuaciones han sido formuladas a partir de consideraciones teóricas, se ha encontrado que generalmente no son tan precisas como la ecuación de Shephard y Lapple, la cual es considerada como la más útil para calcular la caída de presión.

VARIACIÓN DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO

A menudo es necesario evaluar el funcionamiento de los ciclones cuando operan en condiciones fuera de diseño. La eficiencia de un determinado ciclón varía con las condiciones de trabajo. A continuación se presentan algunas expresiones que permiten predecir de forma aproximada dicha variación.

VARIACIÓN DEL CAUDAL: implica evidentemente un cambio en la velocidad de entrada al ciclón. Si no se dispone de datos experimentales, para variaciones poco importantes del caudal, la nueva eficiencia puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{100-\eta_1}{100-\eta_2} = \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^{0.5} \quad (19)$$

VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD DEL GAS: el cambio en la eficiencia debido a cambios en la viscosidad del gas puede estimarse mediante la expresión:

$$\frac{100-\eta_1}{100-\eta_2} = \left[\frac{\mu_1}{\mu_2} \right]^{0.5} \quad (20)$$

Las variaciones en la viscosidad se deben principalmente a cambios de temperatura, ya que los cambios de presión no afectan de manera significativa la viscosidad.

Un incremento en la temperatura del gas tiene dos efectos principales: se incrementa tanto el caudal de gas como su viscosidad. Por lo tanto, el efecto total, es el producto de los efectos individuales.

$$\frac{100-\eta_1}{100-\eta_2} = \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_1}{\mu_2} \right]^{0.5} \quad (21)$$

VARIACIÓN EN LA DENSIDAD DEL GAS: el cambio en la eficiencia debido a cambios en la densidad del gas puede estimarse mediante la expresión:

$$\frac{100-\eta_1}{100-\eta_2} = \left[\frac{\rho_2/\rho_1}{\rho_1/\rho_2} \right]^{0.5} \quad (22)$$

VARIACIÓN DE LA CONCENTRACIÓN DE PARTÍCULAS: si aumenta la concentración de partículas crecerá la eficiencia de captación; de forma aproximada:

punto provocará una reducción muy notable en la eficiencia de recolección, sobre todo, cuando se trata de polvos finos.

En la parte inferior del cono se coloca generalmente una tolva para recibir el material particulado colectado; la tolva debe tener el volumen suficiente que evite la apertura frecuente del dispositivo de descarga, ya que la entrada de aire por la parte inferior del ciclón puede generar resuspensión de material colectado.

Para la extracción continua del polvo recolectado se acostumbra usar una válvula rotatoria de estrella, una válvula de doble cierre, compuertas deslizantes manuales, tornillos sin fin y válvulas de contrapeso. En la figura 7 se observan algunos de estos dispositivos.

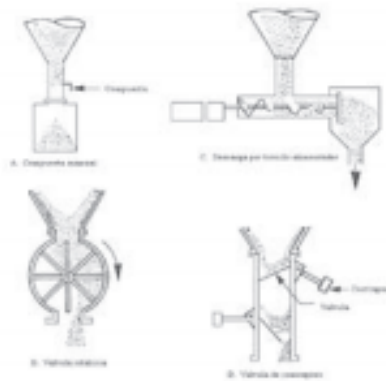


Figura 7. Sistemas de descarga en un ciclón

En cualquier caso, es esencial proporcionar la suficiente capacidad de descarga y recepción para evitar que el material recogido se acumule dentro del ciclón.

Las siguientes son algunas de las características que debe cumplir la corriente de emisión para utilizar ciclones:

- Caudal de aire:** los caudales típicos de gas para unidades de un solo ciclón son de 0.5 a 12 m³/s a condiciones de referencia. Los caudales en la parte alta de este intervalo y mayores (hasta aproximadamente 50 m³/s) utilizan multiciclones. Hay ciclones que se emplean en aplicaciones especializadas, las cuales tienen flujos desde 0.0005 hasta 30 m³/s.
- Temperatura:** las temperaturas del gas de entrada están limitadas únicamente por los materiales de construcción de los ciclones y han sido operados a temperaturas tan altas como 540°C.
- Concentración de partículas:** las concentraciones típicas de partículas en el gas van de 2.0 a 230 g/m³ a condiciones de referencia. En aplicaciones especializadas, estas cargas pueden ser tan altas como 16.000 g/m³ y tan bajas como 1.0 g/m³.

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 (tablas 2 a 4).
- Estimar el número de ciclones necesarios para trabajar en paralelo.
- Calcular la eficiencia del ciclón y, si se requiere, seleccionar otro tipo de ciclón.
- Calcular la caída de presión del ciclón y, si se requiere, seleccionar otro tipo de ciclón.

- Calcular el costo del sistema y optimizar para hacer el mejor uso de la caída de presión disponible o, si se requiere, para dar el más bajo costo de operación.

Los ciclones generalmente tienen como parámetros de diseño el diámetro del ciclón, la caída de presión y la velocidad de entrada y velocidad de saltación (tabla 5):

Tabla 5. Parámetros de diseño para los ciclones e entrada tangencial

Parámetro	Valor
Diámetro del ciclón (DC)	≈ 1.0 m
Caída de presión	≈ 2488.16 Pa
Relación de velocidades (W/V)	≈ 1.35
Velocidad de entrada	15.2 - 27.4 m/s

Ejemplo 1. Diseñar un ciclón para separar sólidos de una corriente gaseosa. La densidad de la partícula es de 1500 kg/m³ y el gas es aire a 450 °C. El caudal de la corriente es 3.2 m³/s, y la operación es a una presión de 85.3 kPa. La concentración de las partículas es de 2.0 g/m³ y, según las normas de emisión, se requiere una eficiencia de separación del 80%. La distribución de tamaño de las partículas en la corriente gaseosa es la siguiente (tabla 6):

Tabla 6. Distribución de tamaño de las partículas

Tamaño (µm)	% másico
5 - 10	45
10 - 30	25
30 - 50	15
50 - 70	10
70 - 100	5

Desarrollar el procedimiento general de diseño es el siguiente:

- Selección del tipo de ciclón: como el 45% de las partículas está por debajo de 10 µm, se requiere un ciclón de alta eficiencia. Por lo tanto, seleccionamos un ciclón de la familia de ciclones de alta eficiencia (tabla 2). Seleccionamos un ciclón Stairmand.

- Cálculo del diámetro del ciclón: para calcular el diámetro del ciclón se selecciona una velocidad de entrada que está en el intervalo de 15.2 a 27.4 m/s. Para este caso seleccionamos una velocidad de entrada de 22 m/s. Con este valor se puede determinar el diámetro del ciclón y las otras dimensiones con base en las relaciones establecidas para las familias de ciclones (tabla 2).

Área del ducto de entrada:

$$\text{Área} = \frac{Q}{W} = \frac{3.2}{22} = 0.145 \text{ m}^2$$

Área del ducto de entrada = a × b

Para un ciclón Stairmand (Tabla 2):

$$\text{Altura de entrada al ciclón (a): } a = 0.5 D_c$$

$$\begin{aligned} \text{Ancho de entrada al ciclón (b): } & b = 0.2 D_c \\ a \times b = 0.5 D_c \times 0.2 D_c & = 0.145 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Entonces: } D_c = \sqrt{\frac{0.145}{0.5 \times 0.2}} = 1.21 \text{ m}$$

Las otras dimensiones se hallan con base en las proporciones propuestas:

$$\begin{aligned} \text{Altura de entrada al ciclón (a): } & a = 0.5 D_c \\ & a = 0.5 \times 1.21 = 0.60 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ancho de entrada al ciclón (b): } & b = 0.2 D_c \\ & b = 0.2 \times 1.21 = 0.24 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Altura de salida del ciclón (S): } & S = 0.5 D_c \\ & S = 0.5 \times 1.21 = 0.60 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Diámetro de salida del ciclón (D_s): } & D_s = 0.5 D_c \\ & D_s = 0.5 \times 1.21 = 0.60 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Altura parte cilíndrica del ciclón (h): } & h = 1.5 D_c \\ & h = 1.5 \times 1.21 = 1.81 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Altura total del ciclón (H): } & H = 4.0 D_c \\ & H = 4.0 \times 1.21 = 4.84 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Altura parte cónica del ciclón (z): } & z = 2.5 D_c \\ & z = 2.5 \times 1.21 = 3.02 \text{ m} \end{aligned}$$

Diámetro salida del polvo (B): $B = 0.375 D_c$
 $B = 0.375 \times 1.21 = 0.45 \text{ m}$

- Estimación del número de ciclones necesarios para trabajar en paralelo: aunque $D_c > 1.0 \text{ m}$, solo se requiere un ciclón simple, ya que el valor del diámetro del ciclón está relativamente cercano a 1.0 m . Este parámetro de diseño es una recomendación, mas no una imposición en el momento de diseñar.

Por otro lado, algunos autores recomiendan que para caudales entre 0.5 y $12 \text{ m}^3/\text{s}$ a condiciones de referencia se utilice un solo ciclón.

- Cálculo de la eficiencia del ciclón: para calcular la eficiencia del ciclón se requiere calcular primero si hay o no resuspensión, ya que de presentarse resuspensión en el ciclón, la ecuación de Leith y Licht estaría sobrestimando la eficiencia del ciclón.

Para hallar la relación de velocidades se requiere primero estimar la velocidad equivalente y luego la velocidad de saltación.

- Velocidad equivalente (ecuación 16):

$$W = \sqrt{\frac{4 \times g \times \mu \times (\rho_f - \rho)}{3 \times \rho^2}}$$

Suponiendo que la corriente gaseosa es aire, éstas son las propiedades del aire a $450 \text{ }^\circ\text{C}$ y 85.3 kPa :

$$\rho = 0.411 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 3.57 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}$$

$$W = \sqrt{\frac{4 \times 9.8 \times 3.57 \times 10^{-4} \times (1500 - 0.411)}{3 \times 0.411^2}} = 1.61 \text{ m/s}$$

- Velocidad de saltación (ecuación 15):

$$V_s = \frac{4.913 \times W \times K_s^{0.84} \times D_c^{0.607} \times \sqrt{V_f^2}}{\sqrt{1 - K_s}}$$

$$V_s = \frac{4.913 \times 1.61 \times 0.2^{0.84} \times 1.21^{0.607} \times \sqrt{22^2}}{\sqrt{1 - 0.2}} = 35.55 \text{ m/s}$$

- Relación entre velocidades:

$$\frac{W}{V_s} = \frac{22}{35.55} = 0.62$$

Como $\frac{W}{V_s} < 1.35$, No hay resuspensión del material particulado

Como ya estamos seguros de que no hay resuspensión de las partículas, procedemos a calcular la eficiencia del ciclón. Para ello se necesita determinar el factor de configuración (ecuación 3), el tiempo de relajación (ecuación 10) y el exponente de vórtice (ecuación 11).

Cuando tenemos un ciclón de una familia de ciclones estandarizados, el factor de configuración G es común para cada familia de ciclones y puede leerse de las tablas 1 a 3. Aunque tenemos un ciclón Stairmand que tiene un factor de configuración de 551.22 , se hará todo el procedimiento necesario para hallarlo.

- Volumen del ciclón evaluado sobre la salida (ecuación 7):

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} \times \left(5 - \frac{a}{2}\right) \times (D_c^2 - D_b^2)$$

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} \times \left(0.60 - \frac{0.60}{2}\right) \times (1.21^2 - 0.60^2) = 0.258 \text{ m}^3$$

- Longitud natural del ciclón (ecuación 6):

$$L = 2.3 \times D_b \times \sqrt{\frac{D_c^2}{a \times b}}$$

$$L = 2.3 \times 0.6 \times \sqrt{\frac{1.21^2}{0.6 \times 0.24}} = 2.99 \text{ m}$$

Condición: $L < H - S$

$$2.99 \text{ m} < 4.84 \text{ m} - 0.60 \text{ m}$$

$$2.99 \text{ m} < 4.24 \text{ m}$$

Ya que cumple la condición, calculamos el volumen evaluado sobre la longitud natural del ciclón

- Factor de dimensiones lineales (ecuación 9):

$$K_L = D_c - (D_c - B) \times \left[\frac{S + L - h}{z} \right]$$

$$K_L = 1.21 - (1.21 - 0.45) \times \left[\frac{0.60 + 2.99 - 1.81}{3.02} \right] = 0.76 \text{ m}$$

- Volumen del ciclón evaluado sobre la longitud natural (ecuación 8):

$$V_c = \frac{\pi}{4} \times D_c^2 \times (h - S) + \frac{\pi}{12} \times D_c^2 \times (L + S - h) \times \left[1 + \frac{K_L}{D_c} + \left(\frac{K_L}{D_c} \right)^2 \right] = \frac{\pi}{4} \times D_c^2 \times L$$

$$V_c = \frac{\pi}{4} \times 1.21^2 \times (1.81 - 0.60) + \frac{\pi}{12} \times 1.21^2 \times (2.99 + 0.60 - 1.81) \times \left[1 + \frac{0.76}{1.21} + \left(\frac{0.76}{1.21} \right)^2 \right] = \frac{\pi}{4} \times 0.60^2 \times 2.99 = 1.90 \text{ m}^3$$

- Factor dimensional de las proporciones volumétricas del ciclón (ecuación 4):

$$K_C = \frac{\left(V_{sc} + \frac{V_c}{2} \right)}{D_c^3}$$

$$K_C = \frac{\left(0.258 + \frac{1.90}{2} \right)}{1.21^3} = 0.689 \text{ m}^3$$

- Relación entre la altura de entrada y el diámetro del ciclón:

$$K_a = \frac{a}{D_c} = \frac{0.60}{1.21} = 0.5$$

- Relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón:

$$K_b = \frac{b}{D_c} = \frac{0.24}{1.21} = 0.2$$

- Factor de configuración (ecuación 3):

$$G = \frac{8 K_C}{(K_a \times K_b)^2}$$

$$G = \frac{8 \times 0.689}{(0.5 \times 0.2)^2} = 551.22$$

- Exponente de vórtice (ecuación 11):

$$n = 1 - \left(1 - 0.67 \times D_c^{0.14} \right) \left[\frac{T}{283} \right]^{0.53}$$

$$n = 1 - \left(1 - 0.67 \times 1.21^{0.14} \right) \left[\frac{723}{283} \right]^{0.53} = 0.586$$

- Tiempo de relajación (ecuación 10):

$$T_i = \frac{\rho_p \times D_p^2}{18 \mu}$$

Para una partícula con $D_p = 7.5 \mu\text{m}$ (7.5×10^{-7} m), tenemos:

$$T_i = \frac{1500 \times (7.5^{-7})^2}{18 \times 3.57^{-4}} = 1.30^{-4} \text{ s}$$

Los tiempos de relajación para los demás tamaños de partículas se reportan en la tabla 7.

- Eficiencia fraccional por intervalos de tamaño: Como la concentración de las partículas es de 2 g/m^3 , la ecuación 1 se puede utilizar sin tener que corregirla con la ecuación 22.

$$\eta_i = 1 - e^{-2 \times \left(\frac{G \times T \times Q \times (n+1)}{D_c^3} \right)^{\frac{0.5}{(n+1)}}$$

Para una partícula con $D_p = 7.5 \mu\text{m}$ (7.5×10^{-7} m), tenemos:

$$\eta_i = 1 - e^{-2 \times \left(\frac{551.22 \times 1.20^{-0.5} \times 3.2 \times (0.986+1)}{1.21^3} \right)^{\frac{0.5}{(0.986+1)}} = 0.705$$

Las eficiencias fraccionales por intervalos de tamaño para los demás tamaños de partículas se reportan en la tabla 6.

- Eficiencia total (ecuación 2):

$$\eta_T = \sum \eta_i \times m_i$$

La eficiencia total se reporta en la tabla 7.

Tabla 7. Cálculo de la eficiencia para el ejemplo 1

Tamaño (μm)	m_i	D_p (μm)	D_p (m)	T_i (s)	η_i	$\eta_i \times m_i$
5	10	45	7.5×10^{-6}	1.3×10^{-4}	0.705	7.05
10	30	25	2.0×10^{-6}	9.3×10^{-4}	0.896	26.88
30	50	15	4.0×10^{-6}	3.7×10^{-4}	0.970	48.50
50	70	10	6.0×10^{-6}	8.4×10^{-4}	0.989	69.23
70	100	5	8.5×10^{-6}	1.7×10^{-4}	0.996	99.60
Eficiencia total						201.26

- Calcular la caída de presión del ciclón y si se requiere, seleccionar otro tipo de ciclón.
 - Número de cabezas de velocidad (ecuación 18):

$$N_{lv} = K \times \frac{a \times b}{D_s^2}$$

$$N_{lv} = 16 \times \frac{0.6 \times 0.24}{0.6^2} = 6.4$$

- Caída de presión (ecuación 17):

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times \rho \times W^2 \times N_{lv}$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times 0.411 \times 22^2 \times 6.4 = 635.8 \text{ Pa}$$

RECIRCULACIÓN DEL GAS

La recirculación del gas de una parte de los gases de salida permite incrementar la eficiencia de captación de un ciclón; sin embargo, el aumento de caudal del gas en el interior del aparato implica un mayor tamaño del mismo y una mayor pérdida de presión. La recirculación puede ser, por lo tanto, interesante en determinados casos en los que sea importante aumentar la eficiencia (para prescindir de una segunda etapa de captación, por ejemplo) o bien cuando quiere mantenerse una determinada velocidad de operación pese a una variación del caudal a tratar (mayor flexibilidad).

El efecto de la recirculación puede calcularse con algunas de las ecuaciones anteriores (1, 19 y con la 22), así como con la ecuación 24:

$$Q_e = (1+r) \times Q \quad (24)$$

La eficiencia global de la corriente puede calcularse, para cada intervalo de tamaño, a partir de η_i :

$$\frac{E_i}{\eta_i} = \frac{1+r}{1+r \times \eta_i} \quad (25)$$

En la cual:

E_i = Eficiencia fraccional global del ciclón por intervalos de tamaños.

La eficiencia total sería:

$$E = \sum E_i \times m_i \quad (26)$$

VENTAJAS DE LOS CICLONES

Las ventajas de los ciclones incluyen las siguientes:

- Bajos costos de capital.

- b) Falta de partes móviles, por lo tanto, pocos requerimientos de mantenimiento y bajos costos de operación.
- c) Caída de presión relativamente baja, comparada con la cantidad de partículas removidas.
- d) Las limitaciones de temperatura y presión dependen únicamente de los materiales de construcción.
- e) Colección y disposición en seco.
- f) Requisitos espaciales relativamente pequeños.

DESVENTAJAS DE LOS CICLONES

Las desventajas de los ciclones incluyen las siguientes:

- a) Eficiencias de recolección de partículas suspendidas totales relativamente bajas, particularmente para partículas menores de 10 μm .
- b) No pueden manejar materiales pegajosos o aglomerantes.
- c) Las unidades de alta eficiencia pueden tener altas caídas de presión.

BIBLIOGRAFÍA

- AIR & WASTE MANAGEMENT ASSOCIATION. 1999. *Air pollution engineering manual*. Van Nostrand Reinhold, New York.
- BENÍTEZ, J. 1993. *Process engineering and design for air pollution control*. Prentice Hall, New Jersey.
- CASAL, J. & MARTÍNEZ-BENET, J. 1989. *Cálculo y diseño de ciclones*. En: *Ingeniería Química*. Madrid.
- COOPER, D. & ALLEY, F. 2002. *Air pollution control*. New Jersey, Waveland Press.
- CORBITT, R. 1990. *Standards handbook of environmental engineering*. Mc Graw-Hill, New York.
- DE NEVERS, N. 1997. *Ingeniería de control de la contaminación del aire*. Mc Graw-Hill, México.
- FOX, D., TURNER, D. & BOUBEL, R. 1994. *Fundamentals of air pollution*. Academic Press, San Diego.
- PÉREZ, F., RAMÍREZ, D. & RAMÍREZ, J. 1994. *Diseño óptimo de colectores ciclónicos*. *Revista Alma*, Número 26, Medellín.
- PERRY, R. & CHILTON, C. 1986. *Manual del Ingeniero Químico*, vol. 5, McGraw-Hill, México, D. F.
- ROBERTS ALLEY & ASSOCIATES, INC. 2001. *Manual de control de la calidad del aire*. Mc Graw-Hill, México.
- SINNOTT, R. 1983. *Chemical engineering, an introduction to chemical engineering design*. Pergamon press, vol. 6, USA.
- WARK, K. & WARNER, C. 1996. *Contaminación del aire*. Limusa, México.

ANEXO J
CATÁLOGO DE MANGUERA DE POLIURETANO ANTI ABRASIVA

Poliuretano flex "m"

Tubería fabricada en poliuretano transparente reforzada con espiral interna de acero cobreado

Características

- Tubería reforzada en su interior por un espiral metálico de acero cobreado con gran consistencia y flexibilidad, dotándola así de grandes posibilidades mecánicas
- Antiabrasiva y Antiestética
- Resiste a los agentes atmosféricos y a diversos productos químicos
- La temperatura recomendada de empleo esta entre -35°C y 85°C

Aplicaciones

- Aspiraciones de aire cargado de sustancias abrasivas y muy reactivas, tales como vapores de aceites
- Aspiración y ventilación de humos, virutas, granzas ...

En función de las evoluciones técnicas, las especificaciones pueden ser modificadas sin previo aviso. Otros diámetros, colores y características previa consulta.



Ø INT. Ø INT. (mm) (INCH)	WALL THICKNESS ÉPAISSEUR DU PAROI WANDSTÄRKE	FLEXIBLE THICKNESS ÉPAISSEUR TUBI SOUPLE FLEXIBILITÄTSDIÖCKE	WEIGHT POIDS (g/m)	VOLUME VOLUME (m ³ /m)	MINIUM CURVATURE RADIUS RAYON COURBURE BIEGERADIUS
mm	mm	mm	g/m	m ³ /m	mm
40	2,0	0,40	230	6,0	40
45	2,0	0,40	245	6,5	45
51	2,1	0,45	300	4,0	50
60	2,1	0,45	315	4,0	60
65	2,1	0,45	330	3,5	65
70	2,1	0,45	370	3,0	70
75	2,3	0,55	400	3,0	75
80	2,3	0,55	445	2,5	80
90	2,4	0,60	500	2,5	90
102	2,7	0,60	675	2,5	100
110	2,7	0,60	735	2,5	110
120	2,7	0,60	790	2,5	120
127	2,7	0,60	875	2,5	125
130	2,7	0,60	900	2,5	130
135	2,7	0,60	960	2,5	135
140	2,7	0,60	990	2,5	140
152	2,2	0,60	1030	2,0	150
160	2,7	0,60	1135	2,0	160
170	2,7	0,60	1150	2,0	170
180	2,7	0,60	1300	2,0	180
203	2,7	0,60	1400	2,0	200
220	2,7	0,60	1460	1,5	220
254	2,8	0,60	1850	1,0	250
305	2,8	0,70	2075	1,0	300
395	2,8	0,70	2810	0,8	350
405	2,8	0,70	3100	0,7	400
500	3,2	0,70	3250	0,5	500
550	3,2	0,70	3600	0,5	550
600	3,2	0,70	4170	0,5	600

Procesado en el interior de la tubería. El tubo flexible puede ser usado en cualquier aplicación.
 Processed inside the pipe. The flexible tube can be used in any application.
 Procédé en intérieur de la conduite flexible. Le tube flexible peut être utilisé dans toutes les applications.
 Durch innen im Rohr hergestellt. Das flexible Rohr kann für jede Anwendung verwendet werden.

UK Tube made of crystal polyurethane reinforced with internal copper-coated steel

Features

- Tube with internal metal spiral reinforcement giving it great consistency but also flexible for maximum mechanical possibilities
- Abrasion and static resistant
- Resistant to atmospheric agents and various chemical products
- Recommended temperature for use: -35°C to 85°C

Uses

- Extraction and ventilation of fumes, shavings, dross, etc.
- Suction and ventilation of fumes, shavings, etc.

Specifications are subject to change without notice. Other diameters, colours and features on request.

FR Tuyaux fabriqués en polyuréthane transparent renforcés par une spirale interne en acier cuivré

Caractéristiques

- Atoxique et d'usage alimentaire
- Tuyau renforcé d'une spirale métallique qui lui donne une grande consistance en même temps que la flexibilité, doué ainsi de grandes possibilités mécaniques
- Anti-abrasif et anti-statique
- Résiste aux agents atmosphériques et à la plupart des produits chimiques
- T° d'emploi -35° à 85°C

Applications

- Aspiration d'air chargé de particules abrasives et substances très réactives, (vapeur d'huiles...)
- Aspiration et ventilation de fumées, copeaux, granulats, etc.

En fonction des évolutions techniques, les données peuvent être modifiées sans préavis. Autres diamètres, couleurs et caractéristiques sur demandes.

DE Schlauchleitung aus Polyurethan, Innenarmierung aus kupferbeschichtetem Stahlrohr

Merkmale

- Schlauchleitung, Innenarmierung mit Spirale aus kupferbeschichtetem Stahlrohr für größere Festigkeit ohne Verlust der Biegsamkeit. Bessere mechanische Eigenschaften
- Abriebfest und anti-statisch
- witterungsbeständig und resistent gegen eine Reihe von Chemikalien
- für eine empfohlene Umgebungstemperatur zwischen -35°C und 85 °C

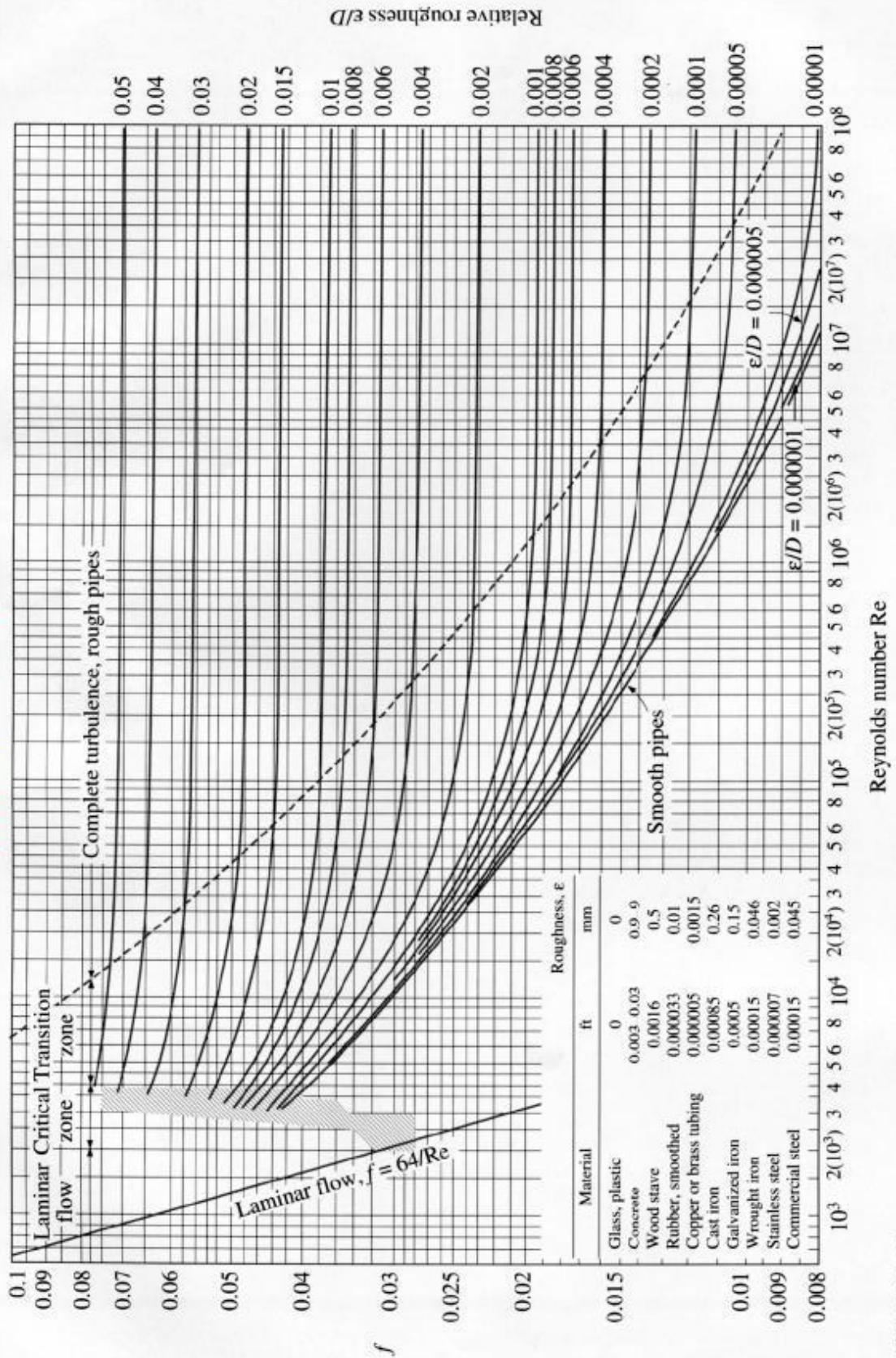
Einsatzmöglichkeiten

- Absaugen von Luft mit moderat abrasiven und stark reaktiven Substanzen, wie z. B. Öldämpfe
- Ventilation und Absaugen von Rauch, Spänen, Schlacken usw

Die technischen Spezifikationen können ohne vorherige Bekanntmachung geändert werden. Andere Durchmesser, Farben und Merkmale auf Anfrage.

ANEXO K
DIAGRAMA DE MOODY

Diagrama de Moody



ANEXO L
CATÁLOGO DE PERFILES CUADRADOS Y RECTANGULARES

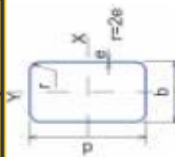
PERFIL CUADRADO

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN				PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE		
TAMAÑO NOMINAL	TAMAÑO PERFIL REAL		Espesor pared e	PESO		ÁREA	FLEXIÓN			TORSIÓN		
	d	b		Hegro	Galvanizado		Momento Inercia	Módulo elástico	Radio de Giro	Módulo Plástico	Momento Inercia	Módulo Elástico
PULGADAS	mm	mm	e	Kg/m	Kg/m ²	cm ⁴	Sx = Sy	rx = ry	Zx = Zy	J	I	cm ³
1 X 1	25.00	25.00	1.50	1.12	1.42	1.22	0.97	0.92	1.17	1.17	1.48	36
	25.00	25.00	2.00	1.49	1.90	1.48	1.19	0.88	1.47	2.58	3.82	
	25.00	25.00	2.50	1.80	2.29	1.69	1.35	0.86	1.71	3.07	2.11	
1 1/2 X 1 1/2	40.00	40.00	1.50	1.73	1.90	2.20	5.69	2.75	3.22	8.77	4.13	25
	40.00	40.00	2.00	2.32	2.49	6.94	3.47	1.53	4.13	11.36	5.25	
	40.00	40.00	2.50	2.81	2.98	8.22	4.11	1.32	4.97	13.79	6.25	
2 X 2	50.00	50.00	1.50	2.79	2.53	11.07	4.43	1.95	5.15	17.45	6.66	25
	50.00	50.00	2.00	3.04	3.31	14.15	5.66	1.91	6.66	22.73	8.53	
	50.00	50.00	2.50	3.76	3.07	16.94	6.78	1.88	8.07	27.75	10.26	
2 3/8 X 2 3/8	60.00	60.00	3.00	4.48	4.63	19.07	7.79	1.85	9.39	32.53	11.84	25
	60.00	60.00	3.50	2.67	2.94	19.52	6.51	2.40	7.53	30.53	9.78	
	60.00	60.00	4.00	3.63	3.86	25.14	8.38	2.33	9.79	38.91	12.61	
2 3/4 X 2 3/4	70.00	70.00	3.00	5.19	-	30.34	10.11	2.34	11.93	48.92	15.26	25
	70.00	70.00	3.50	3.20	3.54	35.13	11.71	2.31	13.95	57.57	17.73	
	70.00	70.00	4.00	4.32	4.65	40.73	11.64	2.72	13.52	64.10	17.50	16
3 X 3	75.00	75.00	3.00	6.35	-	49.41	14.12	2.72	16.54	78.29	21.27	16
	75.00	75.00	3.50	4.00	4.35	57.53	15.44	2.70	19.62	92.88	24.82	
	75.00	75.00	4.00	5.30	-	66.11	16.03	2.82	34.46	180.41	43.33	
4 1/2 X 3 1/2	90.00	90.00	3.00	12.25	-	100.16	32.04	2.77	39.58	209.99	49.43	9
	90.00	90.00	3.50	5.58	6.01	111.47	32.04	3.54	72.78	138.32	29.66	
	90.00	90.00	4.00	5.13	-	120.16	32.04	3.54	78.33	150.96	100.96	9
4 X 4	100.00	100.00	3.00	8.03	8.45	127.28	28.29	3.53	33.04	202.14	42.59	9
	100.00	100.00	3.50	6.07	7.74	123.01	24.40	3.99	38.30	190.75	36.94	
	100.00	100.00	4.00	7.53	-	150.03	30.13	3.96	34.98	235.64	45.27	9
6 X 6	150.00	150.00	3.00	8.96	-	177.05	35.41	3.94	41.21	279.48	53.27	6
	150.00	150.00	4.50	20.72	-	226.35	45.27	3.89	53.30	364.04	68.31	6
	150.00	150.00	5.00	14.90	-	271.10	54.22	3.94	64.99	444.62	82.14	6
8 X 8	200.00	200.00	3.00	17.88	-	311.47	62.29	3.79	75.10	521.39	94.85	1
	200.00	200.00	4.00	14.14	-	402.28	67.05	4.71	78.33	639.01	100.96	1
	200.00	200.00	5.00	16.13	-	461.70	86.18	5.37	100.25	917.81	129.65	1
10 X 10	250.00	250.00	3.00	19.90	-	704.91	104.43	5.77	122.53	1127.65	157.44	1
	250.00	250.00	4.00	26.40	-	816.51	116.51	5.84	179.88	1863.64	233.58	1
	250.00	250.00	5.00	20.72	-	992.94	128.12	5.11	148.94	1565.09	192.73	6
12 X 12	300.00	300.00	3.00	27.56	-	1190.86	145.81	6.91	211.24	2155.59	273.47	1
	300.00	300.00	4.00	30.11	-	1383.36	161.01	7.93	278.87	3171.59	362.24	1
	300.00	300.00	5.00	46.16	-	1603.21	180.46	8.65	462.83	6917.52	997.47	1
	300.00	300.00	6.00	66.47	-	1947.59	211.42	9.78	758.74	12925.82	975.95	1
	300.00	300.00	8.00	89.04	-	2613.42	261.42	11.77	1223.86	24972.90	1577.87	1



Los perfiles tubulares Colmena cumplen con la norma ASTM A-500 grado C.
 Esfuerzo de Fluencia $F_y = 3.500 \text{ kg/cm}^2$ (50.000 psi) (350 MPa).

* Los tubos en espesor de 1.5mm se suministran en grado B esfuerzo de fluencia $f_y = 3.220 \text{ kg/cm}^2$ (46.000 psi) (322 MPa)



Temperaturas	CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACION										PROPIEDADES ESTADÍSTICAS										UNIDADES DE EMPAQUE
	REALES		Espesor pared	PESO	ÁREA	SER. X		FLEXION		SER. Y		Módulo Plástico		TORSION							
	d	b				Momento de inercia	Radio de giro	Módulo de inercia	Radio de giro	α	β	γ	δ	ε	ζ	η	J	I			
50 X 13	50,00	13,00	1,50	3,35	1,49	3,72	4,54	1,81	1,62	0,50	0,77	0,54	2,46	0,90	1,61	1,45	30				
50 X 30	52,00	27,00	1,50	3,73	1,90	2,20	2,97	1,87	1,78	2,06	1,12	3,70	2,34	6,71	3,56	2,54	25				
2X1 1/16	51,35	27,64	2,00	2,32	2,69	2,95	9,68	3,75	1,81	3,56	2,62	1,10	4,77	3,04	8,79	4,54	20				
	52,00	27,00	2,50	2,81	2,98	3,58	11,55	4,64	1,80	4,09	3,03	1,07	5,69	3,58	10,41	5,31					
2 1/8X1 1/2	60,00	37,85	1,50	2,29	2,53	2,92	13,84	4,64	2,18	6,81	3,60	1,53	5,35	4,07	14,39	5,99					
	60,00	37,85	2,00	3,04	3,31	3,87	17,69	5,90	2,14	8,66	4,57	1,50	7,22	5,26	18,95	7,66					
	60,00	37,85	2,50	3,76	3,97	4,79	21,16	7,06	2,10	10,32	5,45	1,47	8,75	6,35	23,07	9,18					
	60,00	37,85	3,00	4,48	4,62	5,70	24,33	8,11	2,07	11,79	6,23	1,44	10,16	7,37	26,96	10,56					
3X1 3/2	76,20	38,10	1,50	2,62	2,89	3,34	24,92	6,54	2,73	8,54	4,68	1,60	8,07	6,00	20,50	7,74					
	76,20	38,10	2,00	3,52	3,79	4,48	31,06	8,12	2,60	10,90	5,27	1,56	10,48	6,47	28,65	9,94					
	76,20	38,10	2,50	4,29	4,55	5,46	38,64	10,14	2,66	13,05	6,65	1,55	12,35	7,83	37,48	11,84					
	76,20	38,10	3,00	5,04	5,20	6,42	44,01	11,73	2,64	14,98	7,85	1,53	14,69	9,14	48,00	13,79					
80 X 40	80,00	40,00	1,50	2,67	2,94	3,39	28,99	7,25	2,92	9,94	4,97	1,71	8,93	5,33	23,81	8,98					
	80,00	40,00	2,00	3,63	3,86	4,63	37,46	9,34	2,84	12,72	6,36	1,66	11,63	7,17	30,99	11,02					
	80,00	40,00	2,50	4,37	4,63	5,56	45,11	11,28	2,85	15,26	7,63	1,66	14,35	8,72	37,81	13,28					
	80,00	40,00	3,00	5,19	5,34	6,61	52,25	13,06	2,81	17,56	8,78	1,63	16,54	10,16	44,30	15,36					
90 X 50	90,17	50,00	2,00	4,32	4,65	5,50	38,15	12,90	3,25	23,41	9,36	2,06	15,78	10,52	53,03	15,93					
	90,17	50,00	2,50	5,26	5,59	6,70	47,50	15,66	3,25	28,28	11,31	2,05	19,31	12,84	65,75	19,32					
	90,17	50,00	3,00	6,19	6,52	7,89	56,24	18,24	3,23	32,80	13,12	2,04	22,67	15,05	77,38	22,49					
100 X 40	100,00	40,00	1,50	3,10	3,54	4,08	30,48	10,10	3,52	12,16	6,08	1,73	12,68	6,69	31,94	10,80					
	100,00	40,00	2,00	4,32	4,65	5,50	38,15	13,08	3,45	15,61	7,61	1,68	16,54	8,69	41,50	13,91					
	100,00	40,00	2,50	5,16	5,59	6,70	47,51	15,85	3,45	18,78	8,93	1,67	20,23	10,58	50,77	16,46					
	100,00	40,00	3,00	6,19	6,52	7,89	56,24	18,83	3,42	22,67	10,94	1,66	23,75	12,38	59,49	19,48					
100 X 50	100,00	50,00	2,00	4,95	5,38	5,74	24,98	15,00	3,62	25,67	10,27	2,12	18,50	11,46	61,72	17,75					
	100,00	50,00	2,50	6,04	6,41	7,09	31,20	18,24	3,59	31,06	12,42	2,09	22,67	14,01	75,68	21,94					
	100,00	50,00	3,00	7,11	7,48	8,41	36,46	21,29	3,56	36,06	14,42	2,07	26,66	16,44	89,09	25,08					
	100,00	50,00	4,00	9,16	-	10,95	134,14	26,83	3,03	44,95	17,98	2,03	34,30	20,93	114,32	31,55					
120 X 60	121,78	59,90	2,00	5,98	6,01	7,11	136,64	22,44	4,38	45,76	15,28	2,54	27,60	16,92	109,88	26,42					
	121,78	59,90	2,50	6,81	7,23	8,68	167,03	27,43	4,39	55,68	18,59	2,53	33,94	20,77	135,18	32,22					
	121,78	59,90	3,00	8,03	8,45	10,23	195,96	32,18	4,38	65,03	21,21	2,52	40,05	24,46	159,64	37,73					
150 X 50	150,00	50,00	3,00	9,01	-	11,41	298,55	39,81	5,12	52,65	21,06	2,15	51,43	21,49	190,80	38,46					
	150,00	50,00	4,00	11,73	-	14,95	381,30	50,85	5,05	66,16	26,47	2,10	66,47	30,13	233,62	48,53					
	150,00	50,00	5,00	14,97	-	18,36	456,20	60,84	4,99	77,87	31,15	2,06	80,48	36,20	233,01	57,52					
160 X 65	160,00	65,00	3,40	11,34	-	14,54	456,03	57,00	5,60	111,47	34,30	2,77	72,15	38,32	296,23	61,09					
	160,00	65,00	4,00	14,45	-	18,55	705,17	78,80	6,18	142,35	43,60	3,00	101,25	49,11	398,32	79,21					
	160,00	65,00	4,00	16,13	-	20,55	969,18	96,92	6,87	185,51	53,00	3,00	124,52	59,08	521,89	96,03					
200 X 70	200,00	70,00	4,00	13,58	-	30,03	1,364,48	136,45	6,74	255,38	72,97	2,92	178,35	83,75	741,83	133,47					
	200,00	70,00	4,00	18,01	-	22,95	1,195,71	119,97	7,23	410,78	82,16	4,23	148,04	91,70	988,08	142,01					
250 X 150	250,00	150,00	5,00	30,11	-	39,36	3,804,18	264,34	8,28	1,907,99	201,09	6,27	319,76	225,68	3,292,78	337,32					
	250,00	150,00	5,50	28,46	-	36,51	2,885,94	222,23	8,90	1,541,41	120,31	3,85	286,43	134,57	3,535,35	218,49					
	300,00	100,00	5,50	32,77	-	40,01	4,625,12	295,05	10,26	2,803,94	156,71	4,32	380,05	173,89	2,233,88	285,11					
	300,00	100,00	7,00	41,10	-	52,78	5,455,64	363,71	10,17	954,21	190,84	4,25	472,62	215,04	2,764,22	346,77					
	350,00	150,00	7,00	52,75	-	66,78	10,222,35	584,13	12,37	2,732,02	364,27	6,40	733,37	405,79	7,069,57	643,79					
400 X 200	400,00	200,00	9,00	80,60	-	102,67	21,303,00	1,065,15	14,40	7,274,28	727,43	8,42	1,319,05	816,15	17,621,93	1,259,37					



Dirección: Transversal 60 N° 45A-85 Sur - Sevilla.
 Tels: (1) 7280211 - 724 46 55. Fax: (1) 7240171. Bogotá, D.C.
 www.tuboscolmena.com

PERFIL RECTANGULAR

ANEXO M
CATÁLOGO DE PERFILES CIRCULARES

PERFIL ESTRUCTURAL CIRCULAR

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN				PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE	
Nominal pulgadas	DIAMETRO		Espesor pared e mm	PESO		FLEXIÓN		TORSIÓN		Módulo Elástico I_x cm ⁴	Módulo de Torsión J cm ⁴
	Exterior d mm	Interior d _{int} mm		kg/m	lb/ft	Momento Inercial I_x cm ⁴	Radio de Giro r_x cm	Módulo Flexión Z_x cm ³	Momento Torsión J cm ⁴		
1/2"	2.05	1.75	1.50	0.70	0.76	0.40	0.67	0.54	0.81	0.79	37
	2.07	1.67	2.00	0.94	0.99	0.53	0.66	0.70	1.04	1.00	
	2.07	1.57	2.50	1.12	1.17	0.60	0.63	0.83	1.21	1.17	
3/4"	2.38	2.28	1.50	0.90	0.98	0.85	0.86	0.89	1.70	1.32	37
	2.61	2.21	2.00	1.21	1.27	1.13	0.85	0.86	1.77	2.22	
	2.61	2.11	2.50	1.45	1.51	1.31	1.00	0.84	1.40	2.61	
1"	3.29	2.89	1.50	1.16	1.25	1.43	1.11	1.11	1.48	3.66	37
	3.29	2.89	2.00	1.55	1.63	2.33	1.42	1.10	1.91	4.66	
	3.29	2.79	2.50	1.87	1.95	2.78	1.69	1.08	2.32	5.56	
1 1/2"	4.22	3.82	1.50	1.48	1.60	3.59	1.89	1.84	2.49	7.88	19
	4.22	3.82	2.00	2.01	2.13	5.13	2.42	1.42	3.23	10.23	
	4.22	3.72	2.50	2.44	2.56	6.17	2.92	1.41	3.95	12.33	
1 3/2"	4.72	4.33	1.50	1.73	1.86	6.03	2.90	2.65	3.28	12.06	19
	4.83	4.43	2.00	2.32	2.45	7.83	3.23	1.64	4.28	15.62	
	4.79	4.29	2.50	2.79	2.91	9.20	3.84	1.61	5.15	18.41	
2"	5.09	4.69	1.50	2.16	2.33	11.76	3.83	2.07	5.32	23.33	19
	5.09	4.59	2.00	2.90	3.07	18.29	5.00	2.05	6.72	30.59	
	5.09	4.49	2.50	3.53	3.69	25.64	6.22	2.03	8.25	37.28	
2 1/2"	5.99	5.39	1.50	4.14	4.30	21.76	5.01	2.72	10.53	43.53	19
	6.02	5.22	2.00	5.50	5.66	28.02	6.11	3.09	12.66	53.05	
	6.02	5.12	2.50	6.84	7.00	34.81	7.37	2.89	15.81	64.81	
3"	7.24	6.84	2.00	5.32	5.71	33.56	6.42	3.27	14.22	18.54	7
	7.24	6.74	2.50	6.49	6.88	43.90	7.67	2.47	17.12	21.79	
	7.24	6.64	3.00	7.64	8.04	54.84	8.99	1.84	20.45	25.85	
3 1/2"	8.22	8.42	2.00	6.72	6.92	50.42	13.93	2.62	18.73	100.93	7
	8.22	8.32	2.50	8.32	8.52	61.00	16.04	3.03	22.87	123.87	
	8.22	8.22	3.00	9.99	10.19	73.05	18.56	3.02	27.01	146.11	
4"	8.82	8.02	2.00	8.28	8.52	59.11	21.35	2.98	28.41	188.25	7
	8.89	7.79	2.50	11.29	11.41	73.84	26.31	2.96	36.31	251.67	
	8.89	7.69	3.00	14.41	14.51	88.88	31.31	2.94	44.86	317.75	
4 1/2"	11.35	10.95	2.00	5.58	5.91	7.01	30.88	19.19	3.94	30.80	7
	11.35	10.85	2.50	6.81	7.14	8.72	34.30	23.67	47.33	47.33	
	11.35	10.75	3.00	8.03	8.35	10.41	38.03	28.02	63.03	63.03	
5"	11.35	10.95	4.00	10.70	11.08	13.76	46.43	38.87	67.07	102.07	1
	11.43	10.23	5.00	15.07	-	20.41	57.53	3.83	70.45	105.06	
	13.37	13.29	3.40	14.96	-	18.56	63.18	4.82	76.59	96.86	
6"	16.82	16.02	4.00	15.21	-	20.93	69.82	82.74	5.81	107.87	1
	16.82	15.62	5.00	24.02	-	30.57	106.63	119.72	5.74	157.93	
	16.82	15.40	7.11	28.26	-	33.99	126.06	139.09	5.70	203.67	
7"	19.37	18.37	5.00	21.27	-	29.64	130.23	136.32	6.67	178.08	1
	21.91	20.91	5.00	26.40	-	33.63	158.06	176.00	7.67	229.24	
	21.91	20.27	8.18	42.95	-	54.20	207.52	279.52	7.46	364.04	
8"	27.31	26.65	9.37	60.31	-	76.82	268.62	408.99	9.33	643.27	1
	30.32	30.32	10.31	79.05	-	101.56	324.93	489.30	11.06	813.91	
	30.32	28.10	12.70	123.30	-	157.08	404.65	604.65	13.93	1043.45	
24"	50.80	48.36	12.70	155.12	-	197.62	630.28	2,389.37	17.52	3,116.27	1
	60.96	58.42	12.70	187.06	-	248.15	1,063,12.00	3,483.37	21.31	4,525.56	
	60.96	58.42	12.70	187.06	-	248.15	1,063,12.00	3,483.37	21.31	4,525.56	

ANEXO N
TEORÍA PARA LA GEOMETRÍA DE DOBLES DE LÁMINAS Y TRANSICIONES
CUADRADAS A CIRCULARES, PARA LA CONSTRUCCIÓN DE PLANOS



Figura 27



Figura 29

Figura 28



El curvado

El curvado somete a los metales a deformaciones plásticas de estiraje y contracción que se nivelan a un lado y otro de la fibra media, que es la única que no sufre ninguna alteración. En la figura 30 se ha representado una chapa curvada y antes de curvar; como se verá, todas las fibras tienen la misma dimensión que la fibra media O , antes de curvar la chapa, no ocurriendo lo mismo con la chapa después de curvarla, ya que las fibras exteriores se extienden en la misma proporción que se contraen las interiores, pues a, en un caso aumenta $+1$ y en el otro disminuye -1 , ocurriendo lo mismo con las demás fibras.



Figura 30

Las deformaciones plásticas son más acusables cuando aumenta el espesor de la chapa o cuando disminuye el radio de curvado.

Para desarrollar una chapa curvada se mide el desarrollo de la línea media.

Ejemplo. En la figura 31 se ha representado la vista en planta de una llanta curvada y en la figura 32 su elevación. El desarrollo de dicha llanta (fig. 33) será el siguiente:

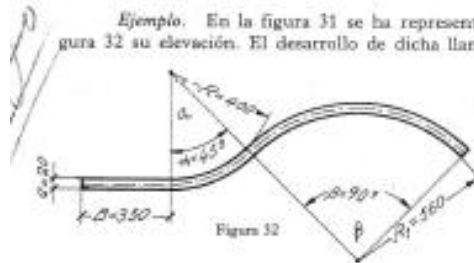


Figura 32

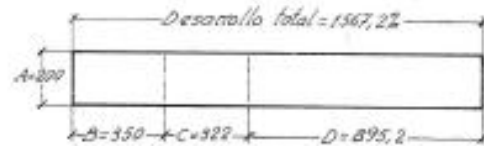


Figura 33

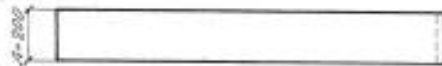


Figura 31

Desarrollo de la zona curvada C: $\frac{\alpha}{360} \times 2\pi \times \left(R + \frac{e}{2}\right)$

$$C = \alpha \times 0,01745 \times \left(R + \frac{e}{2}\right) = 45 \times 0,01745 \times \left(400 + \frac{20}{2}\right) = 322,0 \text{ mm}$$

Desarrollo de la zona curvada D:

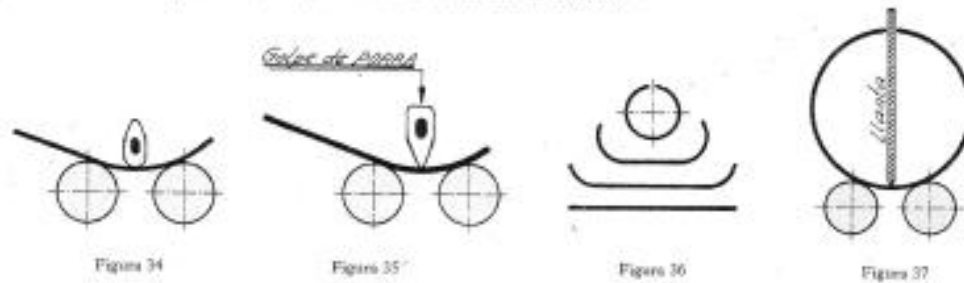
$$D = \beta \times 0,01745 \times \left(R_1 + \frac{e}{2}\right) = 90 \times 0,01745 \times \left(560 + \frac{20}{2}\right) = 895,2 \text{ mm}$$

Desarrollo total: $350 + 322 + 895,2 = 1567,2 \text{ mm}$.

Método de curvado. El curvado puede ser a máquina o a mano. En caso de que el curvado fuese a mano se trabajará entre dos redondos con un martillo de curvar (fig. 34) si la chapa es mediana, pero si es gruesa se sustituye el martillo por un degüello (fig. 35) que está en contacto con la chapa y es golpeado con la porra. En la figura 36 se indican las formas intermedias en que se debe curvar la chapa. Todos estos procesos se controlan con una plantilla de radio interior (los golpes se dan a lo largo de cada generatriz).

Si en el último proceso de curvado no se puede trabajar con el degüello y la porra, por ser un tubo de poco diámetro (fig. 37), se sustituye el degüello por una llanta que también es golpeada por la porra, para así poder cerrar lo más posible la chapa.

El proceso para curvar troncos de conos a mano es el mismo que el anterior y su regulación se controla con dos plantillas, una para cada diámetro de los extremos.

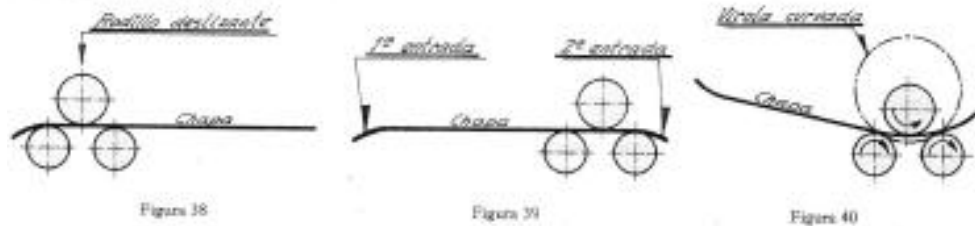


Curvado a máquina. Las máquinas más corrientes para curvar son las de tres rodillos, siendo los dos inferiores, motrices, y de cojinetes fijos y el rodillo superior, simétrico, con respecto a los otros dos, y deslizante en el sentido vertical para variar el radio de curvatura.

Método para curvar. Primeramente se saca una entrada sobre uno de los rodillos motrices (fig. 38), golpeando la chapa con un martillo o porra.

Una vez sacada la entrada necesaria se comprueba con la plantilla y se desliza la chapa hasta que el otro extremo quede sobre el otro cilindro, para así poder sacar la segunda entrada (fig. 39). Una vez hechas las dos entradas se saca la chapa del rodillo y se vuelve a meter, girándola 180° con respecto a la posición anterior, procediendo seguidamente a dar las pasadas necesarias para curvar la chapa (fig. 40). En caso de que las chapas sean de mucho espesor y no se puedan pestañear a porra, se dará una demasia de 100 a 150 mm a los extremos de la chapa y se pestañeará directamente bajando el cilindro central, cortando seguidamente dichos sobrantes, para así proceder al curvado.

Existen otros tipos de rodillos que sacan las entradas directamente, sin necesidad de dar demasias a los extremos de la chapa.



EJERCICIO

3

Transformador de base rectangular y boca superior circular, paralelas entre sí, y contenidas en un mismo eje

Características del transformador. Base rectangular de 840 por 660 mm (medidas interiores); boca superior de 400 mm de diámetro interior; altura H igual a 510 mm; espesor de la chapa igual a 8 mm.

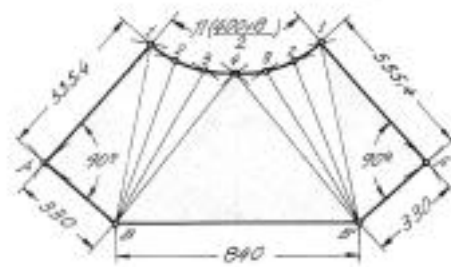
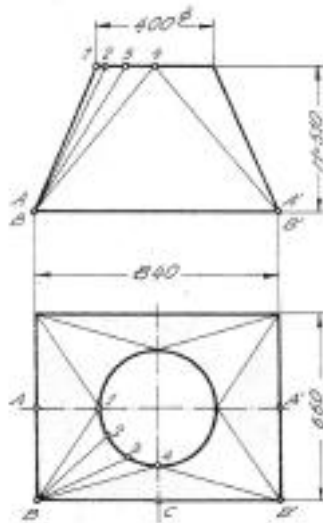
Este transformador está compuesto por cuatro cuadrantes simétricos dos a dos, por lo tanto, sólo es necesario calcular las magnitudes reales de las líneas falsas de uno de ellos.

Las normas para determinar los datos necesarios para desarrollar este transformador son las mismas que las del ejercicio anterior.

Cálculo de las magnitudes reales

Magnitud real de la línea $A1$	$= \sqrt{(BC - r)^2 + H^2} = \sqrt{(420 - 200)^2 + 510^2}$	= 555,4 mm
" " " $B1$	$= \sqrt{(BC - r)^2 + (BA)^2 + H^2}$ $= \sqrt{(420 - 200)^2 + 330^2 + 510^2}$	= 646,0 mm
" " " $B2$	$= \sqrt{(BC - 0,866r)^2 + (BA - 0,5r)^2 + H^2}$ $= \sqrt{(420 - 173,2)^2 + (330 - 100)^2 + 510^2}$	= 611,4 mm
" " " $B3$	$= \sqrt{(BC - 0,5r)^2 + (BA - 0,866r)^2 + H^2}$ $= \sqrt{(420 - 100)^2 + (330 - 173,2)^2 + 510^2}$	= 622,1 mm
" " " $B4$	$= \sqrt{(BC)^2 + (BA - r)^2 + H^2}$ $= \sqrt{420^2 + (330 - 200)^2 + 510^2}$	= 671,3 mm

Nota. El desarrollo de este transformador se realiza de forma análoga al del ejercicio 65 de la tercera parte.



EJERCICIO

65

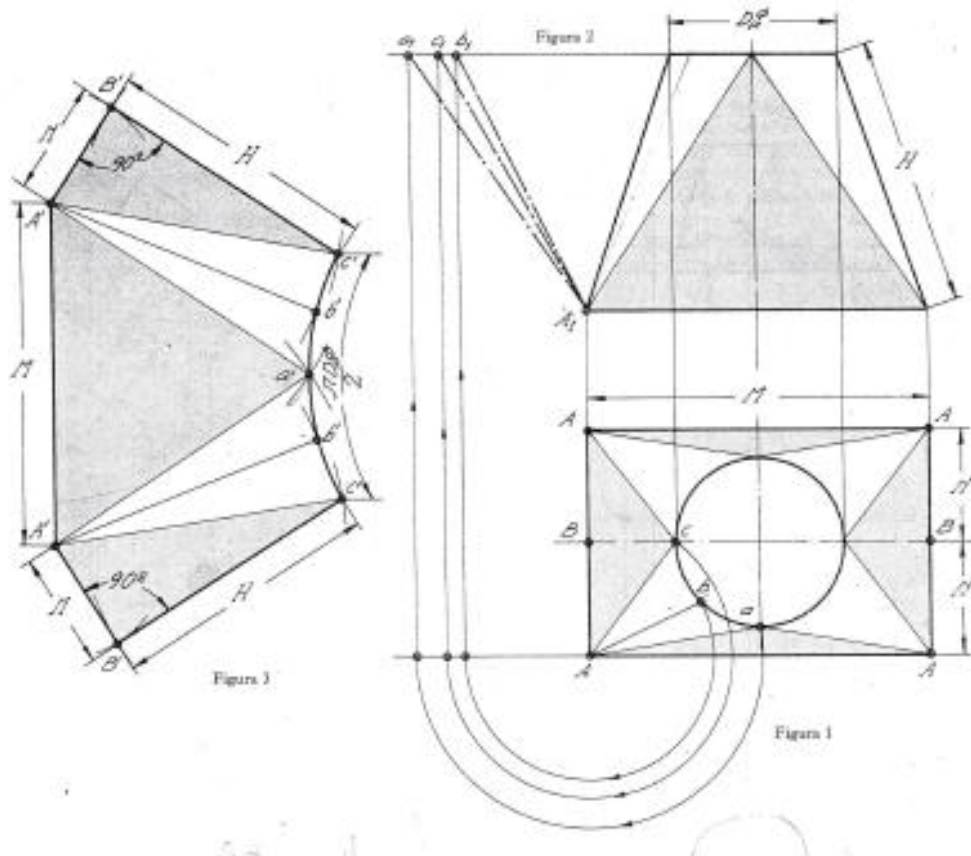
Transformador de boca circular y base rectangular paralelas, situadas en un mismo eje

La representación de las proyecciones horizontal y vertical (figs. 1 y 2) se hace por su fibra interior.

Por estar dicho transformador compuesto por cuatro trozos de conos oblicuos y simétricos entre sí y por cuatro superficies planas y triangulares iguales dos a dos, sólo se representarán las generatrices de un cuadrante de transformador, hallando después las generatrices reales de la misma forma que las del ejercicio 63.


Desarrollo lateral (fig. 3). Este transformador, como los anteriores, se desarrolla en dos mitades para facilitar el trabajo al ser curvado, desarrollándose de forma análoga a los anteriores.

Nota. Todas las superficies planas de los transformadores de los extremos del desarrollo deben de ser triángulos rectángulos como, por ejemplo, los triángulos $A'B'C'$ de este ejercicio.



ANEXO O
COTIZACIONES DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

Cadena, piñones, correa sincrónica y poleas dentadas

 CASA SUECA S.A. LIDERES EN TRANSMISION DE POTENCIA NIT. 800019537		
COTIZACION	TEL 2011388	CALLE 13 N° 25-20
REFERENCIA	CANTIDAD	VALOR UND
Piñon Ansi INTERMEC 40 B 50	4 und	170.000
Piñon Ansi INTERMEC 40 B 71	1 und	78.000
Polea intermec 28-14M-40	1 und	265.000
Cadena 40-1	1 mts	17.000
PRECIOS ANTES DE IVA		
VENDEDOR	Edwin A Parra	

Ejes acero 10-45

 INDUHOOWAR		COTIZACION FECHA 10 05 2016 Nº 2076	
FABRICACIÓN DE REPUESTOS: PARA MAQUINARIA PESADA E INDUSTRIAL Y AGRÍCOLA. MOTONIVELADORAS • CARGADORES • TRACTORES.			
CARRERA 24 No. 6 - 87 • TELEFAX: 247 25 48 • CEL.: 314 389 04 88 - 310 220 5250 • B. RICAURTE • BOGOTÁ, D.C.			
Señor(es):	Industrias Vitales sas		NIT:
Dirección:			Teléfono: 4585538.
CANT.	DESCRIPCIÓN	VR. UNIT.	VALOR TOTAL
2	Fabricación de ejes 5/8 planos suministrados Material incluido 10.45	60.000	120.000
Nota: El precio anterior más IVA.			
OBSERVACIONES:		Aceptada:	TOTAL \$
		C.C./Nit.	

Platinas de 3/16 pulgadas, acero A-36

láminas y cortes bogotá ltda. Ferreteria

Carretera 29 No. 7 - 80 PBK: 201 37 85
201 37 07 - 201 37 85 - 247 72 08 Fax: (91)247 92 56 Bogotá, D.C.

Fabricaciones: Volcos - Carroles
Marcos de Concreto - Barreras
Plataformas - Formuletes - Taqueos
y demás estructuras metálicas
Comercialización de laminas CP
HR Alago - Evolución hasta 20
X 250 - Evolución de perfiles y
tuberías hasta 4" - Doblado de
tubo hasta 2"

Fecha: 11/05/16 de 200

COTIZACIÓN **0493**

Señores: Industrias Vitales SAS

FORMA DE PAGO: Contado

Atención:

ENTREGA:

Dirección: Calle 5 #23-46 Tel. 4585588

VALIDEZ DE LA OFERTA:

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
2	Perfiles "L" 222mm x 3360mm E-45 CH Lamina HR SALEEN 2 TRAMOS de 222mm X 1680mm si plano.	88.000	176.000
1	Perfil "L" 90mm x 3050mm E-45 Lamina HR seccionado en 2 partes 90mm x 1525mm si plano.	34.000	34.000
2	#240mm X 130mm E-45	14.000	28.000
4	#50mm X 130mm E-45	12.000	48.000
SUB TOTAL			286.000
DESCUENTO			
I.V.A.			
TOTAL \$			286.000

En espera de una respuesta positiva nos suscribimos atentamente.
Láminas y Cortes Bogotá S.A.S.
NIT. 800.182.648-9
Tel. 201 3785

Desidero Quiroga
Asesor a Láminas y Cortes Bogotá.com

Perfil 50x30 y perfil circula de 1 pulgada

HIERROS EL DORADO S A S AUTORRETENEDOR RES.No. 00797 DE Febrero 13 de 2015. Nit 800.153.677
Cra 29 No. 8-34 BOGOTA Teléfono : 2019715

Señores: **INDUSTRIAS VITALES SAS**

Nit 900.726.314
Dir. CLL 5 23 46
Tel. 468 55 88 Barrio :
Extenc.:
Dir.Exten.:
Validez Oferta: 1 DÍA

Ciudad: **BOGOTA**
Condic. Pago: 0 DIAS
Tel.:
Ciudad: **BOGOTA**
Tiempo Entrega: 1 DÍA

COTIZACION **8641**
Fecha: 11-May-2016
Vendido 1 ALMACEN.
La factura se entrega en:

CODIGO	NOMBRE DEL PRODUCTO	CANTIDAD	UNIDAD	% DESC.	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
06060301	TUBO ESTRU. RECT C/98 DE 30X50	6,	MTS	0,00	6.465,52	38.793,
06070601	AGUA NEGRA C/116 DE 1"	6,	MTS	0,00	6.379,31	38.276,
TOTAL		0,	KGS			
					Valor Bruto	77.069,
					IVA 16%	12.331,
					Valor Neto	89.400,

Orden Cliente: **PERSONALMENTE**

ELABORO	REVISO	APROBO	OBSERVACIONES: ÚNICAMENTE PAGO CONTADO.
LISETH			

11-May-2016 09:45:21 a.

Manguera de Sand-Blasting y válvula de bola



Bogotá, MAY 10 2016

COTIZACION 30273

SEÑOR: INDUSTRIAS VITALES S.A.S.
 CLL 5 23-46
 BOGOTA D.C. Tel. 4585588 3105703772

Solicitante: JORGWE MARTINEZ

Código	Descripción	Desc	Cant	Vir	Unit	Total
CASEN4012	CADENA SENCILLA NO. 40 1/2	15.00	1.00		7,554	7,554
MACHAR112	MANGUERA CHORRO ARENA 1 1/2	15.00	4.00		52,000	208,000
PIB40011	PIPON PISO 40 011 DIENTES	15.00	1.00		6,146	6,146
VABOCR114	VALVULA DE BOLA 1 1/4	15.00	3.00		35,200	105,600
Valor Bruto ..						327,300
Descuento						49,095
I.V.A. 16.00						44,512
T O T A L ...						322,718

EN: TRESCIENTOS VEINTIDOS MIL SETECIENTOS DIECIOCHO PESOS CON CUATRO MIL Y OCHO CTS.

Tiempo de entrega: días hábiles a partir de la fecha de Confirmación

Para mayor información no dude en contactarnos.

Cotización Valida por 8 días o hasta agotar existencias.

Formas de Pago:

- 1- Transferencia o consignación en efectivo a Bancolombia cta cte No 20515790832
- 2- Transferencia o consignación en efectivo a Banco de Bogota cta cte 054043609
- 3- Pago con tarjetas crédito y/o débito.
- 4- Girar cheque a SUMINISTROS HIDRAULICOS S.A.S., con sello primer beneficiario

NOTA: Si el pago es con cheque, la mercancía se entregara cuando se haga efectivo el canje.

Atentamente,

MAYRA GUTIERREZ
 DEPARTAMENTO DE VENTAS

Breaker trifásico, selector y pulsador



AUTORRETENEDORES RES. 000106 Ago-17-93. Código ICA 46631. Tarifa 6.9 X 1.000
 ABSTENERSE DE EFECTUAL RTE-FTE
 No somos Grandes Contribuyentes



Bogotá, 10 de Mayo de 2016

Señores:
 INDUSTRIAS VITALES S.A.S.
 NIT 900726314
 Contacto: JORGE MARTINEZ
 CALLE 5 # 23-46
 BOGOTA D.C. - BOGOTA

COTIZACION No. 29052

Tenemos el gusto de presentar la siguiente cotización de acuerdo con su requerimiento

No.	Referencia	Descripción	Marca	Cantidad	U. de Med	Vr. Unitario	Subt. Total
1	E2C100N000	BREAKER 300A 25KA/240V EASYFACT	SCHNEIDER	1	UND	\$99.569	\$99.569
2	CSW-CK2F45	SELECTOR 2P FIJAS 22MM 1NA, WEG	WEG	1	UND	\$16.743	\$16.743
3	CS-101H	INTERRUPTOR STOP/STOP 3350 CAJA METALICA	RSIS	1	UND	\$60.470	\$60.470
SUBTOTAL			IMPOVENTAS		TOTAL		
\$208.782			16,00 %	\$33.405			\$242.187

CONDICIONES COMERCIALES

TODO DESPACHO FUERA DE LA CIUDAD DE BOGOTA ACARREA UN FLETE

TIEMPO DE ENTREGA: 0 DIAS

VALIDEZ DE LA OFERTA: 3 DIAS

OBSERVACIONES:

CORDIALMENTE,

BELTRAN DE AGUDELO YAMILE DEL PILAR

Cel:

Asesor Comercial

Nit: 860.069.333-5 PBX: 3 64 73 73 FAX: 3 64 73 64 Calle 17 No. 28A - 74 Bogota D.C
 E-Mail: pilar.beltran@maelectricos.com www.maelectricos.com

Válvula POP-UP

1	<p>Kit VALVULA POP UP 2100-000 - Pop-Up Head w/Stem - 1 Bag 2100-001 - Pop-Up Gasket - 1 Bag</p> 	\$238.000,00
OBSERVACIONES:		SUBTOTAL \$ 3.738.000,00
1 - Consignaciones y transferencias: BANCOLOMBIA, Cta. Cte. 996 131 996 81 2 - Esta oferta tiene una validez de 5 días a partir de la fecha de emisión 3 - Para pagos se liquidará el dólar a la tasa del día en que este se realice.		IVA \$ 598.080,00
TERMINOS GENERALES		TOTAL \$ 4.336.080,00
Tiempo de Entrega: inmediata		Gustavo H. Gómez Avello  Asesor Técnico y Comercial Móvil: 310 625 2933 - 315 404 1464
Términos de pago: 100% con orden de compra		
Lugar de entrega: Planta de Blasting Experts Ltda. - Bogotá		
EL PUNTO FINAL EN LA EXCELENTE PRESENTACIÓN DE SUS PRODUCTOS EN LATINOAMÉRICA Y EL CARIBE Av. de las Américas No. 68B-61 PBX: 1-704 5000 Bogotá - Colombia www.blastingexperts.com Atención y Soporte Técnico comercial@blastingexperts.com - ingenieria@blastingexperts.com		

Ventilador centrífugo



ALCANCE: Se oferta un ventilador centrífugo de acuerdo a datos de caudal, presión, altura sobre el nivel del mar y temperatura informada por el Cliente.

ESPECIFICACIONES:

ITEM 1

Un Ventilador Centrífugo

Tipo: OMH 4 SWSI

Caudal: 636 CFM

Presión: SP: 10" C.A., 8528 ft s.n.m., 70 °F

Potencia: 4HP, 3600RPM, 220/440V, 60 Hz

Arreglo: No 9 (CORREAS Y POLEAS)

Nivel de Ruido: 84 dBA a 5ft enductado/91 dBA con boca abierta

Manejo aire con partículas

Material carcasa y base: A-36

Material de rotor: acero A-36

Acabado: electro estática azul

Incluye: Motor WEG, ABB o similar eficiencia IE1, rodamientos, certificado de balanceo dinámico en banco, venta viola de refrigeración, catálogo.

No Incluye: Soportes anti vibratorios, piezas de acople, dâmpfer, base, transporte y embalaje.

TÉRMINOS COMERCIALES:

ITEM	CONCEPTO	CANTIDAD	VALOR UNITARIO COP	VALOR TOTAL COP
1	OMH 4 SWSI	1	\$ 3,800,000	\$ 3,800,000
	TOTAL			\$ 3,800,000

A estos precios se les debe agregar el IVA vigente.

Forma de pago: 50% con su orden de compra – 50% Contra entrega antes de despacho

Plazo de entrega: 5 días hábiles contados a partir de la fecha de recibo del anticipo para la entrega del plano de montaje
20 días hábiles contados a partir de la aprobación del plano para la fabricación.

Av. 1° de Mayo No 72N – 45147 SUR • PBX: 57 1 2937272 • Fax: 57 1 2937882 • Bogotá- Colombia
E-mail: tornado@tomadodecolombia.com
www.tomadodecolombia.com

Motorreductor

FECHA: 28-03-18
 ATN: JORGE MARTINEZ
 EMPRESA: IND. VITALES SAS
 TELÉFONO: _____
 E-MAIL: _____
 CIUDAD: BOGOTA



INDUSTRIAS RAMFE S.A.S.
 860.063.344 - 6
 Carrera 89 Nº 17A-88 Bogotá Colombia
 PBX: (67-1) 746 0808 Fax: (67-1) 282 8128
 www.ramfe.com.co ventas@ramfe.com.co

CTR N°: **57438**

Tenemos el gusto de cotizar lo siguiente:

Item	Referencia	Descripción	Eje de salida	Motor		Rel.	Vel. de salida N2 (rpm)	Par de salida M2 (Nm)	F3	Cant.	Valor unitario	Valor total
				Pot. HP (KW)	Vel. rpm							
1	8B01-112-18.6-4871-B3	MOTORREDUCTOR SINFIN CORONA TRABAJO PESDA	MACIZO 26mm	0.6	1880	18.6	90	31	1.8	1	\$20.000	\$20.000

DESCUENTO:	INCLUIDO
MÁS IVA:	18% NO INCLUIDO
CONDICIONES DE PAGO:	CONTADO
PLAZO DE ENTREGA:	3 DIAS HÁBILES
SITIO DE ENTREGA:	RAMFE
VALIDEZ DE LA OFERTA:	10 DIAS
GARANTÍA:	Un (1) año contra defectos de fabricación en condiciones normales de funcionamiento.

Representante de ventas:

Carios Leguizamón
 carios.leguizamon@ramfe.com.co Cel: 310 - 2319488

Ruedas de deslizamiento

NIT	Cliente	Contacto	Fecha	Ciudad			
	INDUSTRIAS VITALES	DAVID MARTINEZ	06/04/2016	BOGOTA			
Teléfono	Email	Dirección	Descuento (%)				
	jorgemartinez911@hotmail.com		0				
#	Código	Descripción	Registro fotografico	Tiempo de entrega	Unidad	Vr. Unitario	Vr. Total
1	3314	Ruedas bayar para maquina JZM9		Inmediato	189	\$980	\$185.220
2					0	\$0	\$0
Vigencia de la Oferta: 15 días						Total	\$185.220
Fecha de Trabajo:						Descuento	\$0
Garantía: Por calidad de material						Subtotal	\$185.220
Servicio de transporte por cuenta de MC SUMAR						IVA (16%)	\$29.635
Favor consignar en la cuenta corriente # 210-071-09-8 Banco de Occidente a nombre de Sumar SAS.						Valor total	\$214.855

Boquilla de Sand-Blasting

 Blasting Experts Ltda. NIT. 900.172.940-0		DISTRIBUIDOR AUTORIZADO	
    		 	
Correo Electronico Asesor: gustavo.gomez@blastingexperts.com		COTIZACION # CO-2415	
Señores:	Julian Martinez	Fecha:	27-abr-15
Dirección:		Teléfono:	310 570 3772
		E_mail:	julianmartinez25@hotmail.com
Cant.	Descripción	Precio Unitario (COP)	Precio Total (COP)
1	Boquilla Succión 5mm Carburo de Tungsteno 	\$ 282.600	\$ 282.600
OBSERVACIONES: 1 - Consignaciones y transferencias: BANCOLOMBIA, Cta. Cta. 896 131 896 81 2 - Esta oferta tiene una validez de 5 días a partir de la fecha de emisión 3 - Para pagos se liquidará el dólar a la tasa del día en que este se realice.		SUBTOTAL \$ 282.600,00 IVA \$ 48.800,00 TOTAL \$ 338.300,00	
TERMINOS GENERALES Tiempo de Entrega: Inmediata Términos de pago: 50% con orden de compra y 40% contra-entrega Lugar de entrega: Planta de Blasting Experts Ltda. - Bogotá		Gustavo H. Gómez Avella  Asesor Técnico y Comercial Móvil: 310 625 2933 - 315 404 1464	
EL PUNTO FINAL EN LA EXCELENTE PRESENTACIÓN DE SUS PRODUCTOS EN LATINOAMÉRICA Y EL CARIBE Av. de las Américas No. 688-61 PBX: 1-704 5000 Bogotá - Colombia www.blastingexperts.com Atención y Soporte Técnico comercio@blastingexperts.com - ingenieria@blastingexperts.com			

Válvula de dosificación

 Blasting Experts Ltda. NIT. 900.172.940-0		DISTRIBUIDOR AUTORIZADO	
 SSPC Cooperative Mi Valor		 RIN Máquinas de alta calidad para el sector	 CMV Maquinaria y Mantenimiento de Maquinaria para Estradas
 VECTOR Equipos especiales para aspirado y transporte de materiales		 ERVIN Distribuidor de la más alta Calidad producida en U.S.A.	 AXXIOM Equipo de Extermino para Granulados
 rpb EQUIPOS PARA YOUR SAFETY Equipos especiales para protección de operarios		 SCHMIDT Alas 20.35 mca	 UNI AIR Alas 20.35 mca
Correo Electronico Asesor: gustavo.gomez@blastingexperts.com		COTIZACIÓN # CO-2387	
Señores: VITALES S.A.S. Sr. JORGE MARTÍNEZ		Fecha: 07-abr-16	Teléfono: 458 5588 Movil: 311 246 1519
Dirección: Calle 5 No. 23-46		E_mail: jorgemartinez311@hotmail.es	
Cant.	Descripción	Precio Unitario (COP)	Precio Total (COP)
1	VALVULA VM-2 2127-108 1-1/4" 1-1/2" 	\$1.187.450,00	\$1.187.450,00
OBSERVACIONES:		SUBTOTAL	\$ 3.738.000,00
1 - Consignaciones y transferencias: BANCOLOMBIA, Cta. Cte. 996 131 996 81 2 - Esta oferta tiene una validez de 5 días a partir de la fecha de emisión 3 - Para pagos se liquidará el dólar a la tasa del día en que este se realice.		IVA	\$ 598.080,00
		TOTAL	\$ 4.336.080,00
		TERMINOS GENERALES	
Tiempo de Entrega: inmediata			
Términos de pago: 100% con orden de compra			
Lugar de entrega: Planta de Blasting Experts Ltda. - Bogotá			
EL PUNTO FINAL EN LA EXCELENTE PRESENTACIÓN DE SUS PRODUCTOS EN LATINOAMÉRICA Y EL CARIBE Av. de las Américas No. 68B-61 PBX: 1-704 5000 Bogotá - Colombia www.blastingexperts.com Atención y Soporte Técnico comercial@blastingexperts.com - ingenieria@blastingexperts.com			

ANEXO P
PLANOS